

Schlussbericht vom 20.12.2022

zu IGF-Vorhaben Nr. 21315 N

Thema

Optimierung von Absorptionswärmepumpen zum Einsatz im Wärmenetz 4.0

Berichtszeitraum

01.10.2020 - 30.09.2022

Forschungsvereinigung

Fernwärme

Forschungseinrichtung(en)

Forschungseinrichtung 1: Fernwärme-Forschungsinstitut in Hannover e. V. – FFI

Forschungseinrichtung 2: Institut für Gebäudeenergetik, Thermotechnik und
Energiespeicherung der Universität Stuttgart – IGTE

Gefördert durch:



Bundesministerium
für Wirtschaft
und Klimaschutz

aufgrund eines Beschlusses
des Deutschen Bundestages

Präambel

Das Forschungsvorhaben (IGF-Vorhaben Nr. 21315 N) wurde von dem Fernwärme Forschungsinstitut in Hannover e.V. (FFI, Forschungseinrichtung 1) und dem Institut für Gebäudeenergetik, Thermotechnik und Energiespeicherung der Universität Stuttgart (IGTE, Forschungseinrichtung 2) als Gemeinschaftsarbeit beantragt. Der bewilligte Bearbeitungszeitraum läuft vom 1.10.2020 bis zum 30.09.2022.

Das Forschungsvorhaben schließt an das IGF-Vorhaben 19696 N an. Ziel ist es, das Konzept „Hausstation mit integrierter Absorptionswärmepumpe“ auf die neuen Anforderungen des Wärmenetzes 4.0 anzupassen. Die Forschungseinrichtung IGTE der Universität Stuttgart hat die Aufgaben, durch günstigere alternative Bauteile die Investitionskosten der AWP zu senken und durch ein neues Austreiberkonzept die Wärme- und Stoffübertragung der Anlagen im Hinblick auf Wärmenetz 4.0 zu optimieren. Mit der Kostenbetrachtung wurden an der Forschungseinrichtung FFI die Wärmegegestehungskosten (WGK) des Modellwärmenetzes berechnet, um das Konzept mit anderen Versorgungskonzepten vergleichen zu können. Zum Schluss wurden die technischen sowie die wirtschaftlichen Wirkungen der Rücklauf Temperaturabsenkung im Wärmenetz 4.0 durch die Simulationsrechnung identifiziert.

Auf Basis des Vorgängerprojektes haben die beiden Forschungseinrichtungen weiterhin erfolgreich zusammengearbeitet. Die bei der Beantragung gesteckten Ziele für das Anschlussprojekt wurden innerhalb des Berichtszeitraums erreicht. Darüber hinaus konnten weitere Fragestellungen für künftige Forschungsaufgaben aufgezeigt werden.

Inhalt

Symbolverzeichnis	5
1. Rahmenbedingungen	10
1.1. Stand der Forschung und Entwicklung	10
1.2. Aufgabenstellung des Vorhabens.....	14
2. Durchgeführte Arbeit und Ergebnisse (FFI)	18
2.1. Untersuchung der Einsatzmöglichkeit der AWP in Wärmenetzen 4.0 (AP 1.1)	18
2.2. Berechnung der Kostensenkungen (AP 1.2)	19
2.3. Entwicklung und Beurteilung von Businessmodellen (AP 2.1)	28
2.4. Anpassung/Erweiterung des Simulationsmodells (AP 3)	38
2.5. Zusammenfassung des FFI	47
3. Durchgeführte Arbeit und Ergebnisse (IGTE)	49
3.1. Anlagen- und Prozessbeschreibung der Absorptionswärmepumpe	49
3.2. Optimierung des Lösungskreislaufs (AP 5).....	51
3.2.1. Methodik	52
3.2.2. Neues Austreiber-Konzept	56
3.2.3. Optimierung des Absorbers.....	58
3.2.4. Optimierung der Dephlegmation sowie der internen Wärmerückgewinnung	65
3.3. Qualifizierung einer neuen Lösungsmittelpumpe (AP 4.1, AP 4.2).....	65
3.3.1. Aufnahme von Kennfeldern der Lösungsmittelpumpen	67
3.3.2. Lebensdaueruntersuchungen der Lösungsmittelpumpen	79
3.3.3. Testbetrieb der Absorptionswärmepumpe mit neuer Lösungsmittelpumpe	84
3.3.4. Fazit und Ausblick	86
3.4. Betriebssicherheit und Sicherheitskomponenten (AP 6.1)	86
3.5. Anlagenkennfeld der Absorptionswärmepumpe (AP 6.2)	92
3.5.1. Anlagenkennfeld mit neuem Austreiber-Konzept.....	92
3.5.2. Anlagenkennfeld zum Projektende	93
4. Wissenschaftlich-technischer und wirtschaftlicher Nutzen	95
5. Ausblick.....	97
6. Liste der bisherigen Veröffentlichungen zum Projekt	98
7. Literaturverzeichnis	99
8. Anhang.....	104
8.1. Ergänzung Grundlagen: Wärmetransport im Plattenwärmeübertrager	104
8.1.1. Aufbau eines Plattenwärmeübertragers	104
8.1.2. Berechnung des Temperaturverlaufs im Wärmeübertrager	105

8.2. Aufbau und Beschreibung des FFI-Simulationsmodells.....	108
--	-----

Symbolverzeichnis

Lateinische Buchstaben

Symbol	Erläuterung	Dimension
a	Annuitätsfaktor	–
A	Fläche	m^2
COP	Leistungszahl	–
c_p	spez. isobare Wärmekapazität	$\text{J}/(\text{kg K})$
h	spez. Enthalpie	J/kg
i	Kalkulationszinssatz	%
i	Laufvariable/Laufindex	
K	Jährliche Kosten	€/a
k	Spezifische Kosten	€/kW, €/Einheit
k	Wärmedurchgangskoeffizient	$\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})$
kA	Wärmeübertragungsfähigkeit	W/K
L	Trassenlänge	m
M	Masse	kg
$\dot{M}$	Massenstrom	kg/s
n	Anzahl	-
p	Druck	bar
P	elektrische Leistung	W
Q	Wärmemenge	kWh
$\dot{Q}$	Wärmestrom	W
Re	Reynoldszahl	–
t	Berechnungszeitraum	Jahr
t	Düsenabstand	m
T	thermodynamische Temperatur	K
$\dot{V}$	Volumenstrom	m^3/s
w	Strömungsgeschwindigkeit	m/s
$\dot{W}$	Wärmekapazitätsstrom	W/K

Griechische Buchstaben

Symbol	Erläuterung	Dimension
α	Wärmeübergangskoeffizient	$W/(m^2 K)$
Δ	Differenz	—
η	Wirkungsgrad	—
ζ	Wärmeverhältnis	—
λ	Wärmeleitfähigkeit	$W/(m K)$
ϑ	Temperatur	$^{\circ}C$
θ_m	mittlere Temperaturdifferenz	K
ρ	Dichte	kg/m^3
φ	Winkel (in Bezug auf Düse: Sprühwinkel, in Bezug auf Platten- wärmeübertrager: Prägewinkel der Platten)	$^{\circ}$
ξ	Ammoniakmassenanteil	kg_{NH_3}/kg_{ges}

Indizes

Symbol	Erläuterung
a	Austritt
Abs	Absorber
aL	arme Lösung
Austr	Austreiber
AWP	Absorptionswärmepumpe
Be	Betriebskosten
Br	Brennstoff
e	Eintritt
el	elektrisch
FW	Fernwärme
ges	gesamt
h	heizen
ho	hoch
HW	Heizungswasser

HWÜ	Hauptwärmeübertrager
HS	Hausstation
k	kühlen
Ka	Kapitalkosten
Kond	Kondensator
KM	Kältemittel
KMV	Kältemittelventil
KMWÜ	Kältemittelwärmeübertrager
LM	Lösungsmittel
LMP	Lösungsmittelpumpe
LMWÜ	Lösungsmittelwärmeübertrager
m	mittlere
mech	mechanisch
mess	gemessen
min	minimal
Pinch	minimale Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung („Pinch-Point“)
rL	reiche Lösung
RL	Rücklauf
ti	tief
th	thermisch
Verd	Verdampfer
VL	Vorlauf
WK	Wirkungsgrad
WÜ	Wärmeübertrager
wi	Wartung und Instandhaltung

Abkürzungsverzeichnis

Abkürzung	Bedeutung
AKM	Absorptionskältemaschine
AP	Arbeitspaket

AWP	Absorptionswärmepumpe
BP	Betriebspunkt
DB	Druckbegrenzer
DN	Nennweite
DR	Druckregler
EFH	Einfamilienhaus
FFI	Fernwärme-Forschungsinstitut
FVU	Fernwärmeversorgungsunternehmen
HD-Reservoir	Hochdruck-Reservoir
HS	Hausstation
HÜS	Hausübergabestation
HWÜ	Hauptwärmeübertrager
IGTE	Institut für Gebäudeenergetik, Thermotechnik und Energiespeicherung
KM-Reservoir	Kältemittelreservoir
KM-Ventil	Kältemittelventil
KMWÜ	Kältemittelwärmeübertrager
LM-Ventil	Lösungsmittelventil
LMWÜ	Lösungsmittelwärmeübertrager
MFH	Mehrfamilienhaus
NWG	Nichtwohngebäude
PA	projektbegleitender Ausschuss
SAV	Sicherheitsabsperrventile
SLK	Spitzenlastkessel
STB	Sicherheitstemperaturbegrenzer
STW	Sicherheitstemperaturwächter
SÜV	Sicherheitsüberströmventile
SV	Sicherheitsventile
TD-Reservoir	Tiefdruck-Reservoir
TR	Temperaturregler
vAW	vorhabensbezogene Aufwendungen der Wirtschaft

VN	Verteilungsnetz
WE	Wärmeerzeuger
WSP	Wärmespeicher
WGK	Wärmegestehungskosten
WV	Wärmeverbraucher

1. Rahmenbedingungen

1.1. Stand der Forschung und Entwicklung

Für das Vorgängerprojekt „AWP 1“ (IGF-Vorhaben: 19696 N) haben sich das Institut für Gebäudeenergetik, Thermotechnik und Energiespeicherung (IGTE) der Universität Stuttgart und das Fernwärme-Forschungsinstitut (FFI) zusammengetan und ihre Forschungsschwerpunkte in das Projekt eingebracht. Das IGTE (bis 2018 unter dem Namen ITW) forscht seit langem an kompakten Ammoniak/Wasser-Absorptionskältemaschinen kleiner Leistung (Zetzsche 2012, Müller und Spindler 2013). Dabei wurde eine Anlage entwickelt, welche verhältnismäßig kostengünstig nur aus Standardbauteilen wie z.B. Plattenwärmeübertragern oder einfachen, industriell fertigen Behältern aufgebaut ist und eine sehr geringe Kältemittelfüllmenge benötigt. Hierdurch werden die Investitionskosten und die Aufstellungsbeschränkungen aufgrund der Kältemittelfüllmenge von Ammoniak/Wasser-Absorptionskältemaschinen kleinerer Leistung gesenkt.

Das FFI hat ein Berechnungsprogramm erstellt und weiterentwickelt, welches die energetische Bewertung von Fernwärmenetzen ermöglicht und Wechselwirkungen aller Netzbestandteile darstellt. In diesen Arbeiten wurden Potenziale hinsichtlich einer ökonomischen und ökologischen Optimierung des Fernwärmenetzes durch eine angepasste Abnehmerstruktur nachgewiesen (Schuchardt 2017, Conradi und Kahle 2010). Diese angepasste Abnehmerstruktur führt zu einer Absenkung der Rücklauftemperatur, welche schon lange Gegenstand der Forschung ist (Gietzelt et al. 1994, EWU 1992, Dausch 2009). Allerdings wurden, wie im Fernwärmenetz Herning, mit den bisher erprobten Maßnahmen auch gegenläufige, als negativ zu bewertende Effekte wie beispielsweise eine deutlich erhöhte Pumpenleistung bewirkt (Herning 1991).

Aus dieser in der Literatur beschriebenen Problemstellung ging das im Vorgängerprojekt untersuchte Konzept zur Rücklauftemperatursenkung durch Einsatz einer in die Hausstation integrierten AWP hervor. Die Integration von Absorptionsanlagen in Fernwärmenetze wurde bisher nur vereinzelt durchgeführt. Ein Beispiel stellt das Forschungsprojekt zur Kälteerzeugung mit Fernwärme aus (Meyer 2012) dar. Simulativ untersuchten (Fu et al. 2010) den Einsatz einer AWP zur Senkung der Rücklauftemperatur eines KWK-gespeisten Fernwärmenetzes und sagten Rücklauftemperaturabsenkungen von bis zu 25 K vorher.

Im Folgenden soll detaillierter auf die Ergebnisse des Vorgängerprojekts „AWP 1“ (Vorhaben-Nr. 19696 N), welche bereits in diversen Veröffentlichungen (Mirl et al. 2018, Mirl et al. 2019, Yang und Grage 2019) publiziert wurden, eingegangen werden.

Abbildung 1-1 zeigt schematisch das Konzept der Fernwärme-Hausstation mit integrierter AWP. Eingezeichnet sind nur die Komponenten, die entweder direkt vom Fernwärmewasser oder vom Heizungswasser durchströmt werden. Ergänzt wird die AWP durch einen Hauptwärmeübertrager (HWÜ), der wie in einer derzeit üblichen Fernwärme-Hausstation einen Wärmestrom vom Fernwärmewasser direkt auf das Heizungswasser überträgt.

Primärseitig tritt der Fernwärmeevorlauf mit hohem Temperaturniveau zuerst in den Austreiber der Absorptionswärmepumpe ein. Der an den Austreiber übertragene Wärmestrom dient als Antrieb der AWP. Innerhalb des Austreibers und HWÜ wird das Fernwärmewasser in etwa auf die Rücklauftemperatur einer derzeit üblichen Fernwärme-Hausstation abgekühlt. Anschließend wird im Verdampfer dem Fernwärmewasser ein weiterer Wärmestrom entzogen. Auf diese

Weise wird Wärme nutzbar, welche bei einer derzeit üblichen Hausstation in den Fernwärmerücklauf zurückgeführt wird. Die im Verdampfer erreichte Abkühlung des Fernwärmewassers entspricht der Rücklauftemperaturabsenkung. Die Erwärmung des Heizungswassers erfolgt durch Wärmeabgabe der AWP am Absorber und am Kondensator sowie durch den am HWÜ übertragenen Wärmestrom.

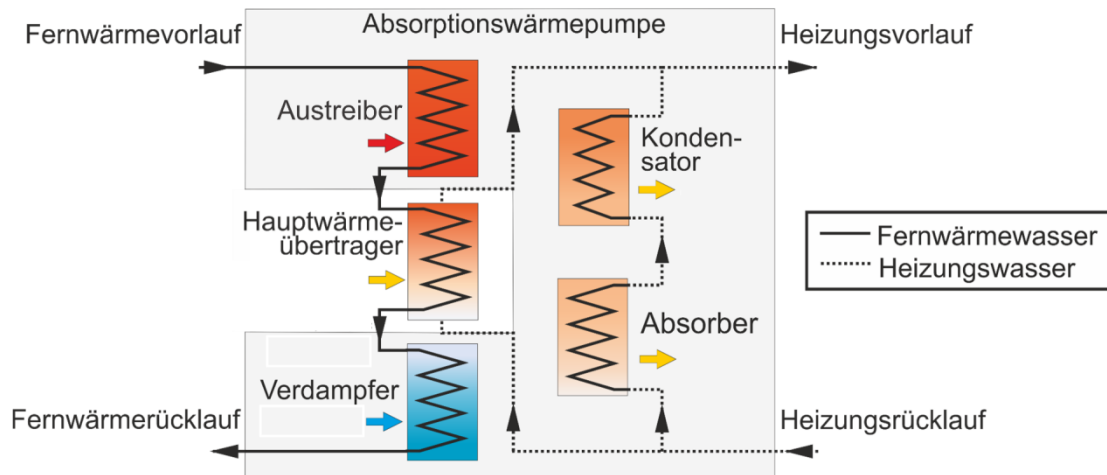


Abbildung 1-1: Vereinfachte Darstellung der Fernwärme-Hausstation mit integrierter Absorptionswärmepumpe

Zu Beginn des Projektes „AWP 1“ wurden in Abstimmung mit dem projektbegleitenden Ausschuss zu untersuchende Betriebspunkte definiert. Diese Betriebspunkte repräsentieren Fernwärmenetze mit hoher (110 °C), mittlerer (100 °C) und niedriger (85 °C) Vorlauftemperatur in Verbindung mit einerseits einer Fußbodenheizung als Heizsystem (35/28 °C) und andererseits einer Beheizung mittels Radiatoren (70/40 °C). Anhand von theoretischen Betrachtungen wurde die Realisierbarkeit der unterschiedlichen Betriebspunkte bewertet (Mirl et al. 2018). Die für Anwendungen der solaren Kühlung entwickelte Absorptionskältemaschine (Zetzsche 2012, Müller und Spindler 2013, Brendel et al. 2013) wurde im Labor des IGTE auf die Randbedingungen einer fernwärmebetriebenen Hausstation an die definierten Betriebspunkte angepasst und experimentell untersucht.

In (Mirl et al. 2018) wurden die ersten Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen vorgestellt. Dabei wurden im ersten Schritt die optimale Masse sowie der optimale Ammoniakmassenanteil des Kältemittel-Lösungsmittel-Gemisches zur Befüllung der AWP ermittelt. Anschließend wurden verschiedene Verschaltungsvarianten untersucht. Die höchste Rücklauftemperaturabsenkung und die höchste Effizienz wurden erreicht. Dabei wird die AWP parallel zum HWÜ durchströmt. Im Strang der AWP wird in Reihe zuerst der Absorber, dann der Kondensator durchströmt. Die Effizienz der AWP ist von der internen Wärmerückgewinnung abhängig, welche unter anderem im Kältemittelwärmeübertrager (KMWÜ) stattfindet. Der Nutzen des KMWÜs wurde durch einen Aufbau gezeigt, in dem der KMWÜ durchströmt oder per Bypass umgangen werden konnte. Als Fazit dieser Untersuchungen werden die weiteren Messungen mit einer AWP fortgesetzt, die über einen KMWÜ verfügt. Auf diesen Ergebnissen aufbauend, wurde in (Mirl et al. 2019) das Teillastverhalten der AWP bis zu ca. 70 % der Nennleistung untersucht. Dabei wurde festgestellt, dass im Teillastfall, also bei geringerem fernwärmeseitigem Massenstrom, der Anteil des zusätzlich entzogenen Wärmestroms an der Gesamtheizleistung ansteigt. Es wurde eine maximale Absenkung der Fernwärmerücklauf-

temperatur von 30 °C bis auf 16,8 °C erzielt. In dem Betriebspunkt mit niedriger Fernwärmeverlauftemperatur (85 °C) konnten, trotz einer Auslegung der AWP auf höhere Austreiber-temperaturen, noch immer Rücklauftemperaturabsenkungen von mindestens 7,4 K nachgewiesen werden.

Trotz dieser positiven Ergebnisse wurde beobachtet, dass am Austreiber und auch am Absorber große Grädigkeiten zwischen externem und internem Medium vorliegen. Hierdurch resultiert ein Exergieverlust. Die tatsächliche Beheizungstemperatur des Austreibers muss dadurch über das prozessbedingte Maß hinaus erhöht werden. Bei hohen Fernwärmeverlauftemperaturen, wie sie im aktuell laufenden Projekt betrachtet werden, kann dies toleriert werden. Für den Einsatz der AWP im Wärmenetz 4.0 oder bei dominierender Teillast im Jahresbetrieb muss allerdings diese Grädigkeit deutlich verringert werden. Nur so kann das Temperaturniveau des Fernwärmeverlaufs ausgenutzt und auch bei noch niedrigeren Wärmenetztemperaturen eine AWP betrieben werden. Dazu soll ein neuartiges Austreiber-konzept erprobt werden (siehe AP 5).

Für dieses Anschlussprojekt (IGF-Vorhaben: 21315 N) ist auch der Stand der Technik für die verwendete Lösungsmittelpumpe bedeutend. Die Lösungsmittelpumpe ist insbesondere bei AWP's kleiner Leistung (< 100 kW) die Einzelkomponente mit den höchsten Anschaffungskosten. Für die Wirtschaftlichkeit ist es sehr attraktiv die aktuell verwendete Kolbenmembranpumpe (gebaut für die chemische Industrie) durch eine günstigere und auch langlebigere Alternative zu ersetzen. Dafür wurden bereits an der Universität Graz umfangreiche Betrachtungen verschiedener Pumpentypen durchgeführt, allerdings ohne die erhoffte marktfähige Alternative (Arnitz 2019). In diesem Projekt soll eine Flügelzellenpumpe qualifiziert werden (siehe AP4). Dieser Pumpentyp weist eine vielversprechende Charakteristik auf und wurde nach bestem Wissen der Antragssteller noch nie als Lösungsmittelpumpe einer Absorptionsanlage untersucht.

Die Forschungseinrichtung FFI hat im Vorgängerprojekt die Wechselwirkungen des mit dem IGTE zusammen entwickelten Konzepts der HS mit integrierter AWP auf das Wärmenetz durch umfassende Simulationsrechnungen untersucht. Dabei wurde das Fernwärmenetz mit vier Teilmodellen (Wärmeerzeuger, Verteilungsnetz mit Umwälzpumpe, Hausstation mit integrierter AWP, Wärmeverbraucher) abgebildet.

Auf Basis einer Dampfturbinen-Anlage wurde das Teilmodell Wärmeerzeuger (WE) entwickelt, wobei die Fernwärme hauptsächlich über einen Heizkondensator ausgekoppelt wird. Die abgesenkte Netzzücklauftemperatur ändert die Wärmeproduktion und die Stromproduktion bzw. die Stromkennzahl der KWK-Anlage je nach vorgenommenen Randbedingungen. So wird nach einer Modellrechnung bei einer um 12 K abgesenkten Rücklauftemperatur 15 % weniger Dampf im Heizkondensator benötigt, der folglich in der Turbine zur Verfügung steht. Laut Knierim (Knierim 2007), der ebenfalls die Auswirkung einer Rücklauftemperaturabsenkung auf die Stromkennzahl betrachtete, wird im betrachteten Entnahmedampf Modellkraftwerk eine elektrische Leistung von 123 kWh(el)/t(Dampf) für den im Heizkondensator kondensierten Dampf nicht genutzt.

Im Teilmodell Verteilungsnetz (VN) kann sowohl der thermische als auch der hydraulische Verlust in den Rohrleitungen berechnet werden. Eine Absenkung um 12 K im Netzzücklauf reduziert bei gleicher Anschlussleistung z.B. die Wärmeverluste um 9 %. Infolge der besseren Ausnutzung des Fernwärmewassers kann der Massenstrom des Fernwärmewassers um 15 %

reduziert werden. Daraus resultiert ein verringerter Druckverlust, sodass die elektrische Leistung der Umwälzpumpe um 36 % gesenkt werden kann.

In das Teilmodell Hausstation (HS) wurde der HWÜ mit den Komponenten der AWP (Austreiber, Verdampfer, Kondensator und Absorber) integriert. Mit den Messergebnissen des IGTE wurde das Teilmodell Hausstation kalibriert. Auf der Primärseite wird die Vorlauftemperatur durch den Austreiber und die Rücklauftemperatur durch den Verdampfer abgesenkt. Auf der sekundären Seite (Heizungsnetz) kann durch die Simulation die nötige Volumenstromverteilung zwischen HWÜ und AWP berechnet werden, um die erwünschte Vorlauftemperatur des Heizungssystems zu gewährleisten.

Das Teilmodell Wärmeverbraucher (WV) beinhaltet einerseits reale gemessene Wärmelastprofile als Referenz und andererseits auch auf Basis von Standardlastprofilen entwickelte mathematische Funktionen. Dabei können die typischen Wärmelastprofile in Stundenwerten für unterschiedliche Fernwärmekunden (z.B. Mehrfamilienhaus oder Bürogebäude) generiert werden.

In (Yang und Grage 2019) wurden die Ergebnisse der Modellentwicklung vorgestellt. Zuerst wurde jedes Teilmodell mit analytischen und stationären Ansätzen modelliert und bilanziert. Anschließend sind die Teilmodelle zu einem Gesamtmodell zusammengefügt worden, um die integralen Einflüsse der abgesenkten Rücklauftemperatur auf das gesamte Fernwärmenetz zu quantifizieren.

Für das Anschlussprojekt sind zusätzlich zu den bisher vorgestellten Grundlagen auch die Querschnittsthemen „Wärmenetz 4.0“ und „Contracting“ relevant.

Wärmenetze 4.0 sind moderne Wärmeinfrastrukturen welche sich durch eine höhere Komplexität, ein dynamischeres Verhalten und im Vergleich zu früheren Fernwärmenetzen niedrigere Systemtemperaturen von maximal 95 °C auszeichnen (Pehnt et al. 2017). Dadurch können diese verstärkt aus Abwärme und erneuerbaren Energien gespeist werden. Seit Juli 2017 besteht das Förderprogramm Wärmenetze 4.0 des BMWi für Fernwärmenetzbetreiber, in dem die Planung und der Bau „hochinnovativer multivalenter Wärmenetzsysteme der vierten Generation“ gefördert werden soll. Darüber hinaus fördert das Programm auch hochinnovative Einzelkomponenten (z.B. innovative Hausstation) mit positiver Kostenprognose. Technische Mindestanforderungen für Neubau-, Sekundär- oder Teilnetze der Wärmenetzsysteme 4.0 wie z.B. einen Mindestanteil erneuerbarer Energieträger oder Abwärme, eine Mindestanschlussgröße, ein maximales Temperaturniveau, akzeptierte Wärmeverluste sowie andere Effizienzanforderungen werden unter anderem in (Pehnt et al. 2017) dargestellt.

Zur Umsetzung innovativer Energiekonzepte kommt zunehmend Contracting zum Einsatz, insbesondere in Anwendungen bei denen beim Endverbraucher Investitionshemmnisse bestehen. Die Geschäftsgrundlage des Contractors besteht darin, an den Kosteneinsparungen des Endverbrauchers zu partizipieren. Die Kosteneinsparung wird dabei durch umfangreiche Konzepte zur Effizienzsteigerung von Energiesystemen erreicht.

Es wird in vier Grundvarianten des Contractings unterschieden: Energieliefer-Contracting, Einspar-Contracting, Betriebsführungs-Contracting und Finanzierungs-Contracting. In der Praxis wird vor allem das Energieliefer-Contracting realisiert. Der positive Beitrag zum Klimaschutz durch Contracting Dienstleistungen wird in (ASUE 2017, DENA 2017) gezeigt. Fleischer (Fleischer 2011) untersuchte in seiner Dissertation die Kunden- und Contractorensicht

von Contracting-Dienstleistungen. Ergebnis der Untersuchungen war, dass die Contracting-Dienstleistung einerseits ein erfolgreiches Geschäftsmodell (Contractorensicht) und andererseits ein komplettierendes Finanzierungsinstrument für die Energiebereitstellung (Kundensicht) darstellt und so die Investitionsbereitschaft in innovative Technologien erhöht. Contracting-Modelle im Kontext von Fernwärmenetzen werden in (Schneller et al. 2017) dargestellt. Insbesondere sind Energieliefer-Contracting und Energiegenossenschaften eine vielversprechende Lösung für den Ausbau von Wärmenetzen auf Basis erneuerbarer Energie und energieeffizienter Technologien.

Zusammenfassend zeigt der Blick auf den Stand des Wissens, dass das Konzept einer „Hausstation mit integrierter AWP“ auf bewährter Technik basiert und eine Rücklauf-temperaturabsenkung die Effizienz von Wärmenetzen deutlich steigern kann. Die Ergebnisse des Vorgängerprojekts belegen die Machbarkeit einer in eine Hausstation integrierten AWP und einer deutlichen Absenkung der Fernwärmerücklauf-temperatur. Die im Vorgängerprojekt „AWP 1“ untersuchten Betriebspunkte mit niedriger Austreibertemperatur (85 °C) legen nahe, dass das untersuchte Konzept auch in den modernen Wärmenetzen 4.0 möglich ist und durch niedrige Rücklauf-temperaturen die Integration von erneuerbaren Energien und von Nieder-temperaturabwärme erleichtert. Andererseits liegen bisher keine genauen Erkenntnisse zur wirtschaftlichen Umsetzung des Konzepts vor und eine Optimierung der AWP bezüglich der Kosten und im Hinblick auf die geringeren Vorlauf-temperaturen von Wärmenetzen 4.0 steht aus.

1.2. Aufgabenstellung des Vorhabens

Das Forschungsvorhaben gliedert sich in folgende sieben Arbeitspakete (AP):

AP 1.1: Untersuchung der Einsatzmöglichkeit von AWP in Wärmenetzen 4.0 (FFI)

Die zukunftsorientierten Wärmenetze 4.0 (Gesamt- oder Teilnetz) haben ein vergleichsweise niedrigeres Temperaturniveau (max. 95 °C) und vermehrt erneuerbare Energiequellen. Hier soll auf Basis der von „vorhabensbezogene Aufwendungen der Wirtschaft“ (vAW) zur Verfügung gestellten Netzdaten sowie der Ergebnisse des laufenden Projektes analysiert werden, inwiefern diese geänderten Randbedingungen auf den Einsatz der AWP einwirken. Die um ca. 10 K abgesenkte Rücklauf-temperatur durch den Einsatz der AWP soll die Einbindung der verschiedenen Wärmequellen verbessern. Welche regenerativen Energiequellen in diesem Anwendungsfall technisch sinnvoll kombiniert werden könnten, wird in diesem Arbeitspaket untersucht.

AP 1.2: Berechnung der Kostensenkungen durch die Rücklauf-temperaturabsenkung im Modellwärmenetz (FFI)

Die Auswirkung der abgesenkten Rücklauf-temperatur auf das Fernwärmesystem wurde in dem laufenden Projekt aus technischer Sicht untersucht. Hinsichtlich der

- Investitionskosten (günstige Komponenten, alternative Rohrleitung) und
- Betriebskosten (bessere Brennstoffausnutzung, verringerte Wärmeverluste, eingesparter Stromverbrauch der Umwälzpumpe)

soll die damit verbundene Kostensenkung für das Fernwärmenetz in diesem Arbeitspaket konkret quantifiziert werden. Insbesondere spielen in diesem Anwendungsfall die Investitionskosten der AWP eine wichtige Rolle. Diesbezüglich wird in AP 4 der Einsatz einer günstigeren Lösungsmittelpumpe für die AWP untersucht. Dadurch wird die Amortisationszeit der AWP

verkürzt. Als Vergleich sind die Amortisationszeiten durch die Rücklauf Temperaturabsenkung in einem Modellfernwärmenetz mit und ohne Einbezug der verringerten Investitionskosten der AWP aus AP 4 durchzuführen. Diese wirtschaftliche Betrachtung wird eine Datenbasis für die Entwicklung des Businessmodells in AP 2.1 bilden.

AP 2.1: Entwicklung und Beurteilung von Businessmodellen für Absorptionswärmepumpen in Wärmenetzen 4.0 (FFI)

Die Hausstation mit integrierter AWP ist im Vergleich zur konventionellen Hausstation ein technisch innovatives Konzept mit relativ hohen Anschaffungskosten. Um dennoch dieses Konzept in der Praxis umzusetzen, soll ein passendes Businessmodell entwickelt werden. Dabei bietet sich das Wärme-Contracting als die vielversprechendste Lösung an. In dem Businessmodell sind insbesondere folgende Fragen zu beantworten:

- Ist eine Abrechnung anhand der exergetischen Wertigkeit der Wärme mit aktuell verbauten Komponenten technisch umsetzbar?
- Welche Contracting-Art ist geeignet für das entwickelte Konzept; wer sind die möglichen Investoren für die neue Hausstation?
- Wo ist die neue Eigentums- und Verantwortlichkeitsgrenze zwischen Contractor und Hauseigentümer?
- Wer übernimmt die Zuständigkeit für die neue Hausinstallation (z.B. Wartung und Instandhaltung der AWP, örtliche Zuständigkeitsübergabe)?

Während der Entwicklung ist das Businessmodell fortlaufend in Rücksprache mit dem projektbegleitenden Ausschuss zu prüfen und zu beurteilen.

AP 2.2: Ermittlung von geeigneten Standorten für einen weiterführenden Feldtest (FFI)

Hinsichtlich der Betriebssicherheit und des Teillastverhaltens wird die AWP im AP 6 im Labor des IGTE weiterentwickelt und optimiert. Auf Basis der bisherigen Erfahrungen sind geeignete Hersteller von Hausstationen zu ermitteln. Diese sollen in Kooperation mit einem Hersteller von AWP eine Hausstation mit integrierter AWP für einen weiterführenden Feldtest über praxistaugliche Einsatzbedingungen anfertigen. Mit Hilfe des projektbegleitenden Ausschusses wird auch versucht, ein geeignetes Fernwärmenetz als Einsatzort zu ermitteln, um das Konzept in einem Folgeprojekt in der Praxis in Form eines Feldtestes umzusetzen.

AP 3: Anpassung/Erweiterung des Simulationsmodells (FFI)

Im laufenden Projekt wurde ein Simulationsmodell für das Fernwärmesystem entwickelt. Das Simulationsmodell soll auf Basis der neuen Erkenntnisse aus AP1, AP4, AP6 angepasst und erweitert werden:

- Regenerative Energiequelle in das Wärmeerzeuger-Teilmodell einbinden
- Teillastverhalten der AWP in das Hausstation-Teilmodell ergänzen
- Trinkwarmwasserbereitung in das Wärmeverbraucher-Teilmodell ergänzen
- Kostenberechnung (AP1.2) in das Simulationsmodell integrieren

Durch diese Ergänzung und Erweiterung werden sowohl die technische als auch die wirtschaftliche Wechselwirkung des AWP-Einsatzes im Wärmenetz 4.0 quantifiziert und optimiert.

AP 4.1: Senkung der Investitionskosten durch den Einsatz einer günstigeren Lösungsmittelpumpe (IGTE)

Wie im Stand der Technik erläutert, wird im aktuellen Aufbau der AWP als Lösungsmittelpumpe eine Kolbenmembranpumpe verwendet, welche neben hohen Investitionskosten noch den Nachteil einer relativ geringen Lebensdauer der Membran mit sich bringt. Um die Kosten zu senken und die technische Gebrauchsdauer der Lösungsmittelpumpe zu erhöhen und damit auch die Wartungs- und Reparaturkosten im Betrieb zu senken, soll eine kostengünstigere Bauart für einen möglichen Einsatz in der Ammoniak/Wasser-AWP untersucht werden. Eine Vorrecherche zu diesem Thema ergab, dass eine Flügelzellenpumpe eine robuste und kostengünstige Alternative darstellen könnte.

In diesem Arbeitspaket sollen eine passende Flügelzellenpumpe ausgewählt und auf einem gesonderten Prüfstand die Leistungsdaten der Pumpe mit dem Arbeitsstoffpaar Ammoniak-Wasser ermittelt werden. Hierzu sind die Konstruktion und der Aufbau der Testinfrastruktur für die Lösungsmittelpumpen durchzuführen. Im Anschluss daran soll eine Leistungsquantifizierung und die Ermittlung eines Kennfeldes (Pumpenkennlinie) für anwendungsspezifische Massenströme und Druckerhöhungen mit Ammoniak/Wasser für folgende Pumpentypen durchgeführt werden:

- Kolbenmembranpumpe (aktueller Stand)
- Flügelzellenpumpe (ausgewählte Pumpe)

Auf Basis dieser Untersuchungen sollen die Auswirkungen der verschiedenen Pumpenkennlinien auf den Gesamtprozess beurteilt werden.

AP 4.2: Ermittlung der technischen Gebrauchsdauer der neuen Lösungsmittelpumpe (IGTE)

Bei erfolgreichem Abschluss des AP 4.1 sollen mehrere Flügelzellenpumpen mit Ammoniak-Wasser über 200 Tage im Dauerlauf betrieben werden. Hierdurch soll die Lösungsmittelpumpe auf mögliche Korrosions- und Verschleißerscheinungen überprüft werden. Da das Arbeitspaket 4.2 eine lange Versuchsdauer voraussetzt, wird das Arbeitspaket 4 im Projekt als erstes bearbeitet.

AP 5: Optimierung der Wärme- und Stoffübertragung im Lösungskreislauf im Hinblick auf Wärmenetze 4.0 durch ein neues Austreiberkonzept (IGTE)

Wärmenetze 4.0 zeichnen sich vor allem durch niedrigere Temperaturniveaus als konventionelle Wärmenetze aus. Da die Vorlauftemperatur des Fernwärmesystems die maximale Austreibertemperatur der AWP festlegt, muss die Grädigkeit zwischen internem und externem Medium im Austreiber reduziert werden, um die AWP auch im Wärmenetz 4.0 betreiben zu können. Dafür soll ein neuartiges Austreiberkonzept eines zwangsdurchströmten Plattenwärmeübertragers experimentell untersucht werden. Durch diesen können die Wärmeübergangskoeffizienten intern wie extern deutlich gesteigert werden und so die Grädigkeit zwischen internem und externem Medium deutlich gesenkt werden. Für den Plattenaustreiber bestehen vielfältige Designmöglichkeiten wie beispielsweise die Veränderung der Strömungsführung (Gängigkeit), Plattenprägungen und –anzahl, weshalb im Rahmen des Arbeitspaketes Iterationsschritte zu erwarten sind.

Neben dem Austreiber beeinflusst die neue Lösungsmittelpumpe, der Absorber und das niedrigere Temperaturniveau des Wärmenetzes 4.0 die Wärme- und Stoffübertragung im Lösungskreislauf. Daher muss der Lösungsmittelumlauf, dessen Optimum im Spannungsfeld von vorgegebenen Temperaturen, der Leistungsdichte, den Investitionskosten und der elektrischen Leistungsaufnahme der Lösungsmittelpumpe liegt, neu ermittelt werden. Die

Bestimmung des optimalen Lösungsmittelumlaufs geschieht experimentell unterstützt von Modellrechnungen. Bei der Optimierung der AWP für den Einsatz in Wärmenetzen 4.0 ist zusätzlich auf die besonderen Betriebszustände bei dominierender Teillast zu achten.

AP 6.1: Betriebssicherheit und Sicherheitskomponenten (IGTE)

In Vorbereitung auf einen möglichen Feldtest der AWP in Fernwärmenetzen, sind ergänzende Untersuchungen nötig, die über die Ziele des bisherigen Projekts hinausgehen. Im Rahmen dieses Arbeitspaketes, soll die thermische und mechanische Absicherung der AWP derart gestaltet werden, dass ein sicherer Betrieb der AWP auch ohne Beaufsichtigung erfolgen kann. Hierzu sind die nötigen passiven Sicherheitseinrichtungen zu identifizieren, auszuwählen und zu beschaffen.

Die folgenden Fragen sollen im Rahmen des Arbeitspakets geklärt werden:

- Ist ein AWP-internes federbelastetes Ventil zwischen Hoch- und Tiefdruck ausreichend zur Absicherung gegen Überdruck? (Standard bei gasbefeuelten AWP)
- Welche Rolle kann das 3-Wege-Ventil im sekundärseitigen Heizungskreis bei der Absicherung der AWP einnehmen?

Bei der normgerechten Auslegung der Sicherheitskomponenten für den Einsatz in Fernwärmenetzen berät das FFI.

AP 6.2: Betriebskennfeld der AWP von Nennleistung bis Schwachlast mit neuem Austreiber und neuer Lösungsmittelpumpe (IGTE)

Nach der Qualifizierung einer neuen Lösungsmittelpumpe im Arbeitspaket AP4 und der Entwicklung eines neuen Austreiberkonzepts im Arbeitspaket AP5 wird ein ausführliches Betriebskennfeld aufgezeichnet. Da der typische Regelbereich einer Hausstation bis zu 30 % der Nennleistung erreicht, muss die AWP bis zu diesem Teillastbetrieb untersucht und beurteilt werden. Damit wird ein deutlich größerer Regelbereich betrachtet als im aktuell laufenden Projekt (bis 70 % der Nennleistung). Als zweite betrachtete Größe im Betriebskennfeld wird die Fernwärmeverlauf- bzw. Austreibertemperatur soweit abgesenkt, wie es das neue Austreiberkonzept mit vertretbarer Abkühlung des Fernwärmerücklaufs erlaubt.

Auf Basis der Messungen des Teillastbetriebs kann in Hinblick auf einen möglichen Feldtest die Druckregelung der Absorptionswärmepumpe für die Betriebsbedingungen in Fernwärmenetzen angepasst werden. Hierfür muss der optimale Tiefdruck der Absorptionswärmepumpe in dem jeweiligen Betriebspunkt ermittelt werden und in eine Regelung überführt werden.

AP 7: Auswertung und Dokumentation (IGTE und FFI)

Die Auswertung der Ergebnisse erfolgt projektbegleitend. Die Vorstellung der Ergebnisse soll in Form von Präsentationen auf den geplanten PA-Sitzungen und Veröffentlichungen in fachlichen Zeitschriften bzw. Tagungsbänden stattfinden. Am Ende des Projektes soll eine abschließende Bewertung der Ergebnisse durchgeführt und ein Schlussbericht angefertigt werden.

2. Durchgeführte Arbeit und Ergebnisse (FFI)

In diesem Kapitel werden die durchgeführte Arbeit und die erzielten Ergebnisse der Forschungseinrichtung 1 FFI zusammengefasst. Um die Ergebnisse zu vergleichen werden in folgenden Abschnitten das Vorgängerprojekt (IGF-Vorhaben 19696 N) als Projekt „AWP 1“, und das Anschlussprojekt (IGF-Vorhaben 21315 N) als Projekt „AWP 2“ bezeichnet.

2.1. Untersuchung der Einsatzmöglichkeit der AWP in Wärmenetzen 4.0 (AP 1.1)

In diesem Arbeitspaket wurde zuerst die Definition eines Wärmenetzes 4.0 nach (Pehnt et al. 2017) eingeführt: „Wärmenetzsysteme 4.0 sind innovative Wärmeinfrastrukturen auf Basis von Wärmenetzen mit niedrigen Temperaturen (20 bis max. 95 °C). Die Wärmebereitstellung erfolgt unter Kriterien des Klimaschutzes und der perspektivisch kostengünstigen Wärmeversorgung überwiegend auf Basis von erneuerbaren Energien und Abwärme.“ Folgend sind die technischen Mindestanforderungen des Wärmenetzes 4.0 aufgelistet (BAFA 2017):

- Erneuerbare Energiequelle (Solar, Geothermie, Umweltwärme, Biomasse) oder Abwärme (Mindestanteil EE-Wärme 70 %, max.10 % fossiler Spitzenlast)
- Niedrige Vorlauftemperatur max. 95 °C
- Mindestens 100 Abnahmestellen/Wärmemenge von mindestens 3 GWh/a
- Hausübergabestation: Grädigkeit zwischen Rücklauf unter 5 K
- Wärmeleitung mit Dämmreihe 3 oder Duo-Rohren, Wärmeverluste sollen unter 15 % liegen
- Verpflichtendes Online-Monitoring des Gesamtnetzes

Diese Anforderungen stellen die Grundlage für das Modellnetz, welches im Rahmen dieses Projektes sowohl für die Kostenberechnung (AP 1.2) als auch für die Gesamtsimulation (AP 3) ausgelegt wird, dar.

Nebenbei wurde eine Netzdaten-Analyse durchgeführt, um das Einsatzpotenzial der Absorptionswärmepumpe (AWP) im Wärmenetz 4.0 festzustellen. In der Abbildung 2-1 sind die Eckdaten von 35 Wärmenetzen zusammengestellt. Links sind die primärseitigen (Fernwärmeseite) Vor-/ und Rücklauftemperaturen. Die typischen Vorlauftemperaturen liegen zwischen 70 und 90 °C, Rücklauf zwischen 40 und 50 °C. Rechts sind die sekundärseitigen (Heizungswasserseite) Vor- und Rücklauftemperaturen (meistens mit 70 °C im Vorlauf und 40 °C im Rücklauf).

Die Verteilung der Anschlussleistungen von insgesamt 2495 Hausstationen aus dem vorherigen Projekt (Yang et al. 2020) hat gezeigt, dass ca. 35 % der Wärmeverbraucher im Leistungsbereich von 25 bis 100 kW liegen. Dies entspricht auch dem Leistungsbereich der AWP, welche in diesem Projekt weiter optimiert wird.

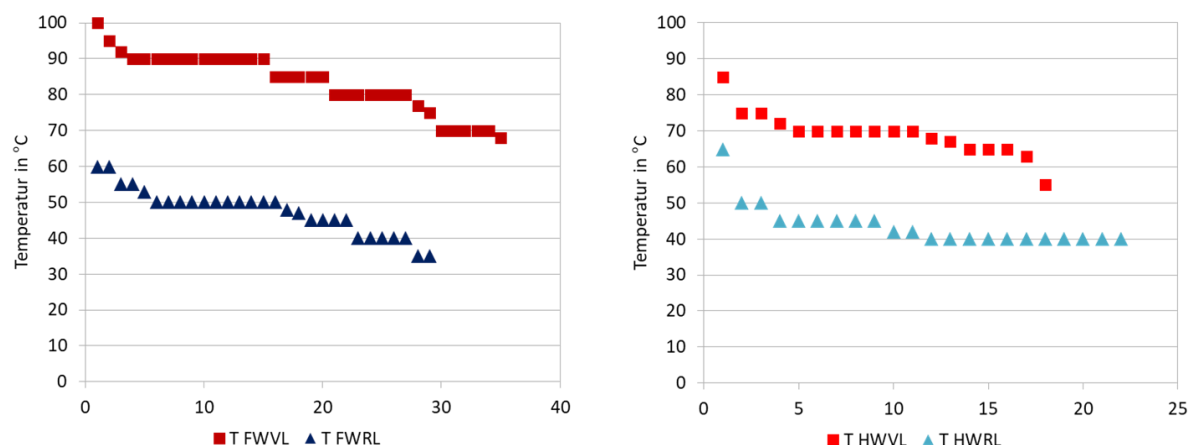


Abbildung 2-1: Zusammenstellung der Temperaturen aus 35 Wärmenetzen

Auf Basis dieser Netzdaten-Analyse wurden zusammen mit dem projektbegleitenden Ausschuss (PA) drei Temperaturen aus dem Fernwärmenetzvorlauf (95, 85, 75 °C) als Antriebstemperatur der AWP ausgewählt. Zwei Heizsysteme (jeweils 55/45 °C als Heizradiator, und 35/28 °C als Fußbodenheizung) sollen die typischen Wärmeverbraucher repräsentieren. Daraus ergeben sich sechs Kombinationen als zu untersuchende Betriebspunkte der AWP (Tabelle 2-1). Aus Ergebnissen des vorgängigen Projektes wurde jedoch die Kombination BP 2.5 ausgenommen (Yang et al. 2020).

Tabelle 2-1: Ausgewählte Betriebspunkte für das Projekt „AWP 2“

	BP 2.1	BP 2.3	BP 2.5	BP 2.2	BP 2.4	BP 2.6
Fernwärmenetz Vorlauftemperatur[°C]	95	85	75	95	85	75
Heizsysteme Vorlauf/Rücklauf[°C]	55/45	55/45	55/45	35/28	35/28	35/28

2.2. Berechnung der Kostensenkungen (AP 1.2)

Die Wirtschaftlichkeit von Investitionen kann mit verschiedenen Verfahren (z.B. Kapitalwertmethode, Annuitätsmethode, Interner Zinssatz und Amortisationsmethode) überprüft bzw. nachgewiesen werden. Um die wirtschaftliche Einsetzbarkeit von AWP in den Hausstationen beurteilen zu können, wurde am FFI die Kostenrechnung durchgeführt. Nach der Annuitätenmethode aus der VDI-Richtlinie 2067 (VDI 2067 Blatt 1: 2012) werden die im Betrachtungszeitraum anfallenden, mittleren jährlichen Kosten (sogenannte Wärmegestehungskosten (WGK)) ermittelt. Schließlich werden die WGK der verschiedenen Versorgungskonzepte miteinander verglichen.

Zunächst wurden die Kostenänderungen, welche von der Rücklaufabsenkung im Modellnetz verursacht wurden, identifiziert (Tabelle 2-2). Wegen Einsatz der AWP erhöhen sich die Investitionskosten der Hausstation, zugleich auch die Kosten für Wartung und Instandhaltung der Hausstation. Die positiven Wirkungen zeichnen sich dadurch aus, dass die Investition des

Verteilungsnetzes wegen verminderter Rohrdurchmesser reduziert wird. Auch die Betriebskosten für das Modellnetz werden durch verringerten Wärmeverlust und reduzierten Stromverbrauch der Netzpumpen gesenkt.

Tabelle 2-2: Kostenstruktur und Kostenänderung wegen Rücklaufabsenkung im Wärmenetz

Kostentyp	VN (ohne AWP)	VN (mit AWP)	HS (ohne AWP)	HS (mit AWP)
Kapitalkosten (K_{Ka})				
Investition des Verteilungsnetz	=	↓	=	
Investition der Hausstation	=		=	↑
Betriebskosten (K_{Be})				
Brennstoffkosten zur Deckung der Wärmeverluste des Netzes	=	↓	=	
Stromkosten für Netzpumpe	=	↓	=	
Kosten für Wartung und Instandhaltung	=		=	↑

Die Kostentypen werden als fixe Investitionskosten (Kapitalkosten, K_{Ka}) und laufende Kosten (Betriebskosten, K_{Be}) bezeichnet (QM Fernwärme 2017):

$$WGK = \frac{K_{Ka} + K_{Be}}{Q_{WV}} \quad (2-1)$$

mit:

WGK	Wärmegestehungskosten, €/kWh
K_{Ka}	jährliche Kapitalkosten, €/a
K_{Be}	jährliche Betriebskosten, €/a
Q_{WV}	gelieferte Nutzwärme, kWh/a

Die Kapitalkosten (Investitionskosten) beinhalten detailliert alle Hauptkomponenten des Gesamtnetzes (Wärmeerzeugung, Wärmespeicher, Verteilungsnetz, Hausstation). Die typischen spezifischen Investitionskosten einzelner Komponenten stammen aus der Literatur (Pehnt et al. 2017) bzw. eigenen Projektdaten.

$$K_{Ka} = K_{WE} + K_{WSP} + K_{VN} + K_{HS} \quad (2-2)$$

$$K_{WE} = k_{WE} \cdot \dot{Q}_{WE} \quad (2-3)$$

$$K_{WSP} = k_{WSP} \cdot V_{WSP} \quad (2-4)$$

$$K_{VN} = \sum k_{VN} \cdot L_{VN} \cdot a \quad (2-5)$$

$$K_{HS} = k_{HS} \cdot n \cdot a \quad (2-6)$$

$$a = i \cdot \frac{(1+i)^t}{((1+i)^t - 1)} \quad (2-7)$$

mit:

K_{WE}	Kapitalkosten Wärmeerzeuger, €/a
k_{WE}	spezifische Kapitalkosten Wärmeerzeuger, €/kW
$\dot{Q}_{WE}$	Wärmeleistung Wärmeerzeuger, kW
K_{WSP}	Kapitalkosten Wärmespeicher, €/a
k_{WSP}	spezifische Kapitalkosten Wärmespeicher, €/m ³
V_{WSP}	Volumen Wärmespeicher, m ³
K_{VN}	Kapitalkosten Verteilungsnetz, €/a
k_{VN}	spezifische Investitionskosten einzelner Teilstränge (inkl. Rohrleitung, Verlegung, Grabung, Wiederherstellung Oberfläche), €/m
L_{VN}	Trassenlängen, m
K_{HS}	Kapitalkosten Verteilungsnetz, €/a
K_{HS}	Kapitalkosten Hausstation, €/a
k_{HS}	spezifische Investitionskosten €/kW oder €/Einheit
n	Anschlussleistung in kW oder Anzahl der Abnehmer
a	Annuitätsfaktor, -
i	Kalkulationszinssatz, %
t	Berechnungszeitraum in Jahr

Die Betriebskosten beschreiben die laufenden variablen Aufwendungen, welche sich aus Brennstoffkosten, Stromkosten, Kosten für Wartung und Instandhaltung zusammensetzen. Die Brennstoffkosten und Stromkosten lassen sich mit dem gesamten Verbrauch sowie den spezifischen Kosten pro kWh berechnen. Die Kosten für Wartung und Instandhaltung werden über relative Kosten als Anteil der Investitionskosten der entsprechenden Komponenten abgeschätzt.

$$K_{Be} = K_v + K_p + K_{wi} \quad (2-8)$$

$$K_v = Q_{VN,a} \cdot k_{Br} \quad (2-9)$$

$$K_p = E_{pumpe, a} \cdot k_{Strom} \quad (2-10)$$

$$K_{wi} = x\% \cdot K_{Ka} \quad (2-11)$$

mit:

K_v	Jährliche Betriebskosten wegen Wärmeverlust, €/a
$Q_{VN,a}$	Jährlicher Wärmeverlust, kWh/a
k_{Br}	Spezifische Brennstoffpreis, €/kWh
K_p	Jährliche Betriebskosten wegen Pumpen, €/a

E_{pumpe}	Jährlicher Energieverbrauch der Netzpumpe, kWh/a
k_{strom}	Strompreis, €/kWh
K_{wi}	Betriebskosten für Wartung/Instandhaltung, €/a
$x\%$	Anteil von Investitionskosten jeweiliger Komponente, %

In Tabelle 2-3 sind die wichtigen technischen und wirtschaftlichen Grundannahmen bei der Kostenrechnung zusammen dargestellt. Das Modellnetz hat eine Wärmekapazität von 3,4 GWh/a, die der Mindest-Nettowärmemenge von 3 GWh/a entspricht, wobei eine Kombination der Wärmeerzeugung aus 15 % Solarthermie, 75 % Biomasse und 10 % fossiler Energie (als Spitzenlast) besteht. Das Verteilungsnetz hat eine Trassenlänge von 4 km. Wegen des Einsatzes der AWP werden sich die Kosten für die Hausstation sich verdoppeln. Mit einem Betrachtungszeitraum von 25 Jahren sowie einem kalkulatorischen Zinssatz von 4 % ergibt sich ein Annuitätsfaktor von 6,4 %.

Tabelle 2-3: Grundannahme der Kostenberechnung

	Werte	Einheit
Energieerzeugung	3410	MWh/a
davon Solarthermie/Biomasse/SLK	15% / 75% / 10%	-
Verteilungsnetz	4.000	mTrasse
Wärmeverlust	12%	-
Anzahl der Hausstationen	100	Stck.
Hausstation (mit AWP)	10.000	€
Betrachtungszeitraum	25	a
Kalkulatorische Zins	4%	-
Annuitätsfaktor	6,4%	-

Die WGK des Modellnetzes werden als Quotient der jährlichen Kosten und der jährlichen gelieferten Wärmemenge berechnet. Die Ergebnisse unterscheiden sich ohne und mit dem Einsatz der AWP (Tabelle 2-4). Zum Vergleich werden die WGK der anderen Referenz-Wärmenetze 4.0 sowie der Benchmark marktüblicher, dezentraler Wärmeversorgung aus der Literatur (Pehnt et al. 2017) angegeben.

In den Referenz-Wärmenetzen 4.0 haben die WGK eine große Bandbreite (12,1 bis 19,7 ct/kWh) aufgezeigt, da es sich um verschiedene Netztypen (z.B. Solar-Bio-Netz, Netz mit hohen Solaranteilen, Sekundärnetz in bestehendem Netz, Kaltes Nahwärmenetz) handelt. Die resultierenden WGK des in diesem Projekt betrachteten Modellnetzes betragen 13,9 ct/kWh, wegen des Einsatzes der AWP haben sich die WGK um 0,8 ct/kWh erhöht. In der Tabelle 2-4 wird deutlich, dass die höheren Investitionskosten für die Hausstation nicht durch die Einsparung der Betriebskosten kompensiert werden können. Dennoch liegen die berechneten WGK im unteren Bereich im Vergleich zu anderen Referenz-Wärmenetzen 4.0.

Tabelle 2-4: Ergebnisse der WGK-Berechnung

Kosten	Ohne AWP	Mit AWP	Änderung	Einheit
Investition	2,80	3,25		Mio.€
Jährliche Investitionskosten	179.478	208.352	+28.874	€/a
Jährliche Betriebskosten	237.473	232.605	-4.868	€/a
WGK	13.9	14.7	0,8	ct/kWh
Referenz Wärmenetze 4.0 aus Literatur *	12,1~19,7			ct/kWh
Benchmark dezentraler Wärmeversorgung *	8,4~16,7			ct/kWh

(* vgl. Pehnt 2017)

In Abbildung 2-2 ist der jeweilige Anteil der wesentlichen Kosten an den WGK des Modellnetzes (ohne oder mit AWP) dargestellt. Das Referenznetz ist ebenfalls abgebildet, in dem allerdings die Hausstation nicht separat betrachtet wurde. Die Overheadkosten beinhalten dabei die Kosten für Planung und Realisierung, Umsetzungsplanung sowie Baubegleitung. Die Anteil-Verteilung der WGK des Modellnetzes ist ähnlich im Vergleich zu dem Referenznetz. Daraus ist zu entnehmen, dass mehr als die Hälfte des Anteils der WGK in der Wärmeerzeugung (53,3 % ohne AWP bzw. 50,4 % mit AWP) liegen. In dem Erzeugungsanteil ist wiederum ein Großteil der Kosten in der Betriebsphase zu finden (Kapitalkosten 10 %, Betriebskosten 40,4 %). D. h., um eine niedrige WGK zu erzielen, sollte das Konzept idealerweise in ein System mit extrem niedrigen Betriebskosten in der Wärmeerzeugung (z.B. Solarwärme, Abwärme) umgesetzt werden.

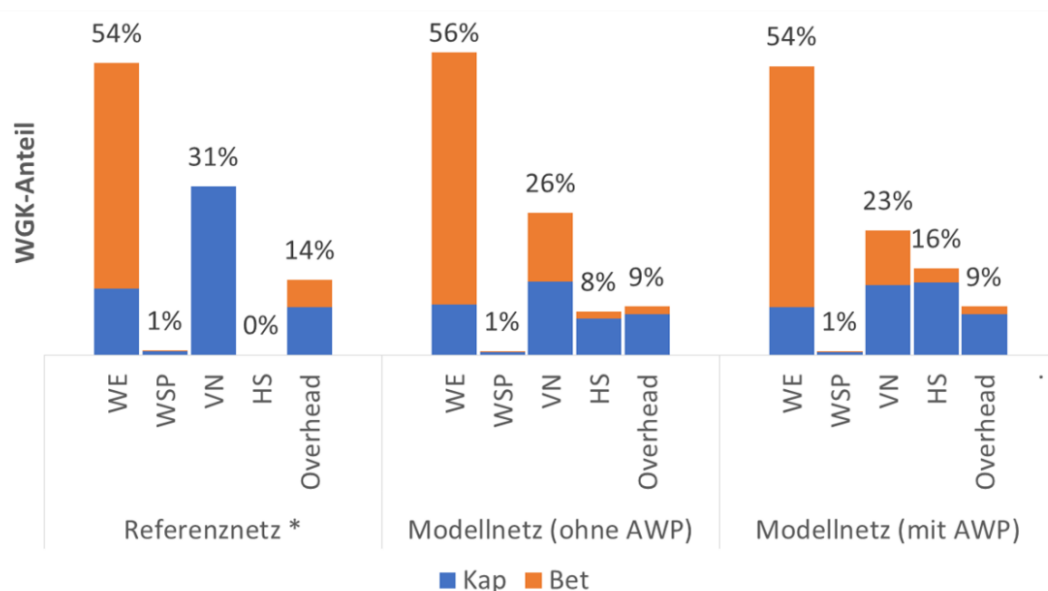


Abbildung 2-2: WGK-Anteil vom Modellnetz(ohne und mit AWP) vs. Referenznetz

Auf Basis der oben berechneten WGK des Modellnetzes wird die Sensitivitätsanalyse durchgeführt. Dazu erfolgte die Ermittlung mit 6 wichtigen Parametern (Hausstation-Investition, Netzlänge, Wärmeverluste, kalkulatorischer Zins, Kombination der Wärmeerzeugung, Förderquote). Zum Vergleich wurde jeweils eine horizontale schwarze Linie als Zielwert der WGK eingetragen. Die WGK eines Wärmenetzes 4.0 sollten demnach kleiner 12 ct/kWh sein, um in den Energieversorgungsmärkten konkurrenzfähig zu werden.

Die Hausstation-Investition ist der erste wichtige Faktor (Abbildung 2-3). Die Kosten einer konventionellen Hausstation liegen im Durchschnitt bei 5000 €/Einheit. In der Beispielrechnung wurden die Kosten der mit AWP integrierten Hausstation als verdoppelt angenommen, wobei die Kosten der AWP von der experimentellen Laboranlage stammen. Die Herstellung der AWP kann noch Kostensenkungspotenzial bieten, z. B. durch die alternative günstigere Komponenten oder durch die Standardisierung der industriellen Produktion.

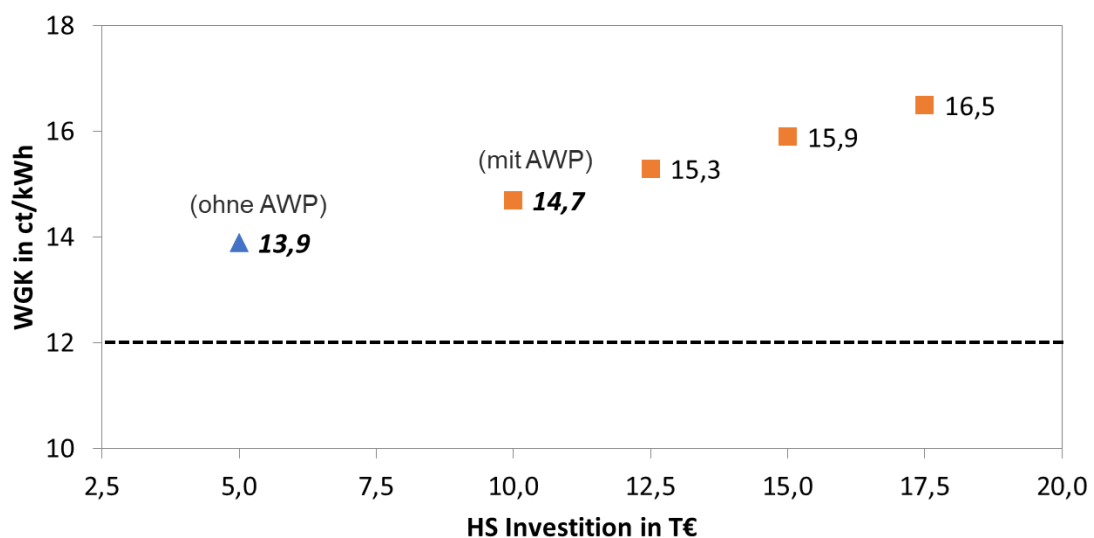


Abbildung 2-3: WGK in Abhängigkeit von HS-Investition

Die lineare Abhängigkeit der resultierenden WGK von der Netzlänge ist in Abbildung 2-4 dargestellt. An dieser Stelle der Kostenrechnung ist zu beachten, dass die spezifischen Kosten des Leitungsbaus sich je nach Bodenbeschaffenheit (befestigte oder unbefestigte Fläche) und Rohrleitungstyp (flexible oder starre Rohrleitung) eine große Variation haben können; z.B. können die spezifischen Kosten für eine flexible Rohrleitung in DN 50-100 130 €/mTrasse bei der unbefestigten Fläche und bei der befestigten Fläche bei 290 €/mTrasse betragen. Dieser Unterschied soll vorrangig bei der Netzplanung/Kalkulation mitberücksichtigt werden (Clausen 2012, Schmitt 2014).

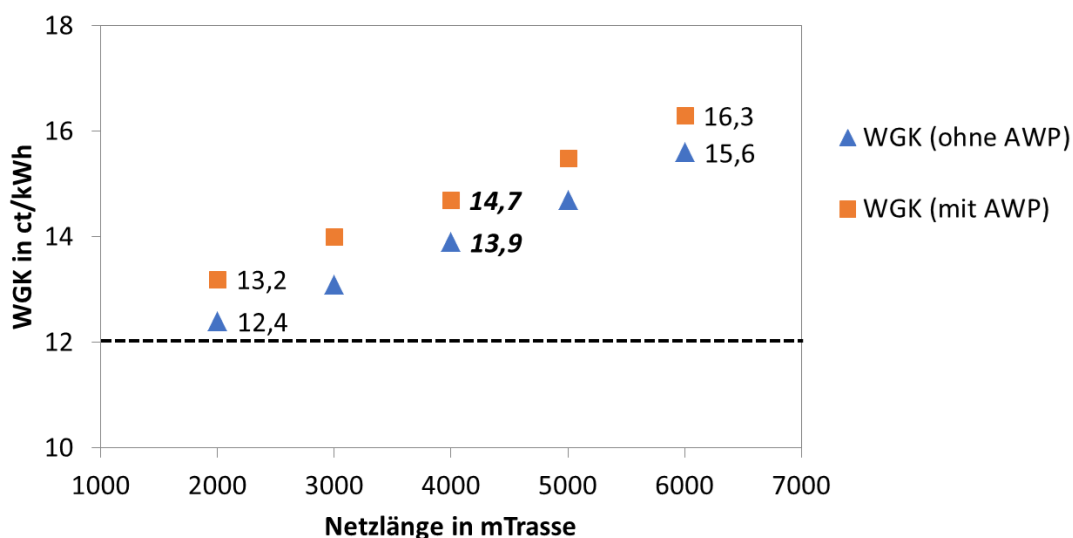


Abbildung 2-4: WGK in Abhängigkeit von Netzlänge

Bei dem Wärmeverlust zeigt sich, dass die WGK mit dem höheren Wärmeverlust steigen (Abbildung 2-5). Dies ist darauf zurückzuführen, dass der Wärmeverlust direkt mit dem Mehraufwand an Brennstoff zusammenhängt. Die WGK variieren auch je nach dem Berechnungszeitraum sowie den kalkulatorischen Zinsen. Je niedriger die kalkulatorischen Zinsen und je länger der Berechnungszeitraum desto niedrigere jährliche Kosten ergeben sich logischerweise (Abbildung 2-6).

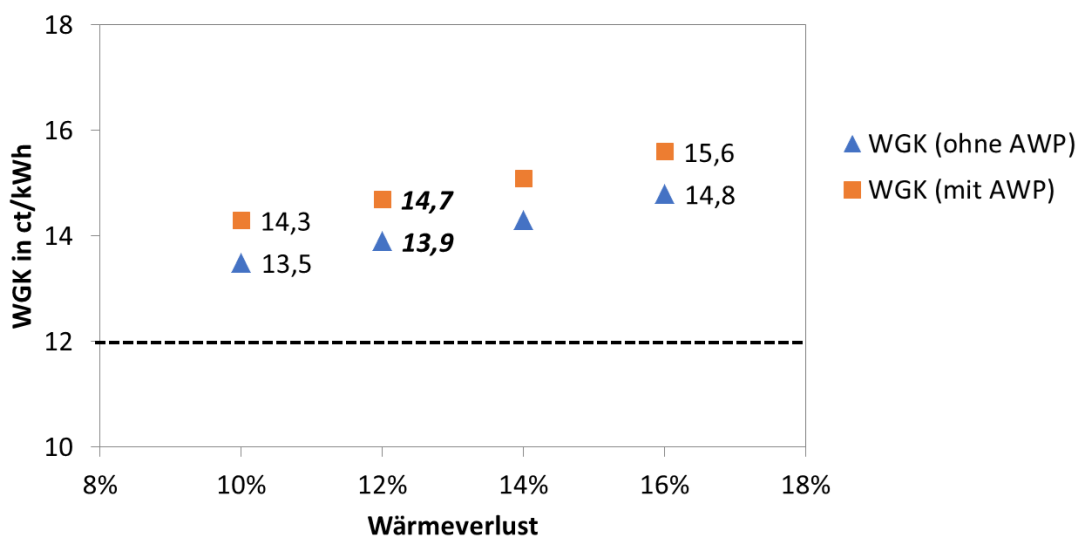


Abbildung 2-5: WGK in Abhängigkeit von Wärmeverlust

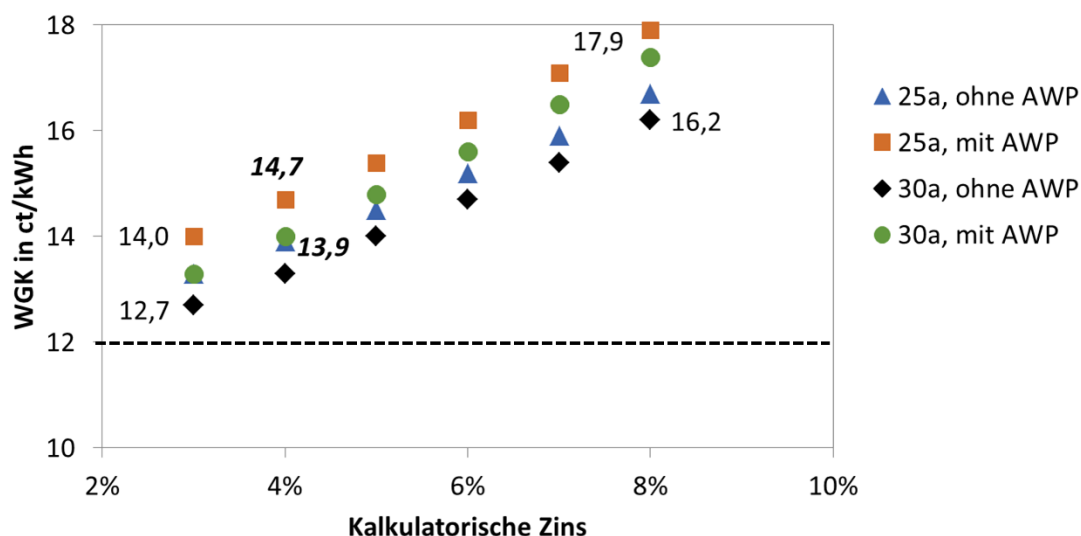


Abbildung 2-6: WGK in Abhängigkeit von Kalkulatorische Zins und Projektzeitraum

Mit geeigneter Kombination der Wärmequellen kann sich die Wirtschaftlichkeit des Konzeptes deutlich verbessern. Aus der Abbildung 2-7 kann man ablesen, dass bei steigendem Solar-Anteil der Wärmeerzeugung von 15% auf 45%, sich die WGK des betrachteten Modellnetzes dem Zielwert 12 ct/kWh annähern.

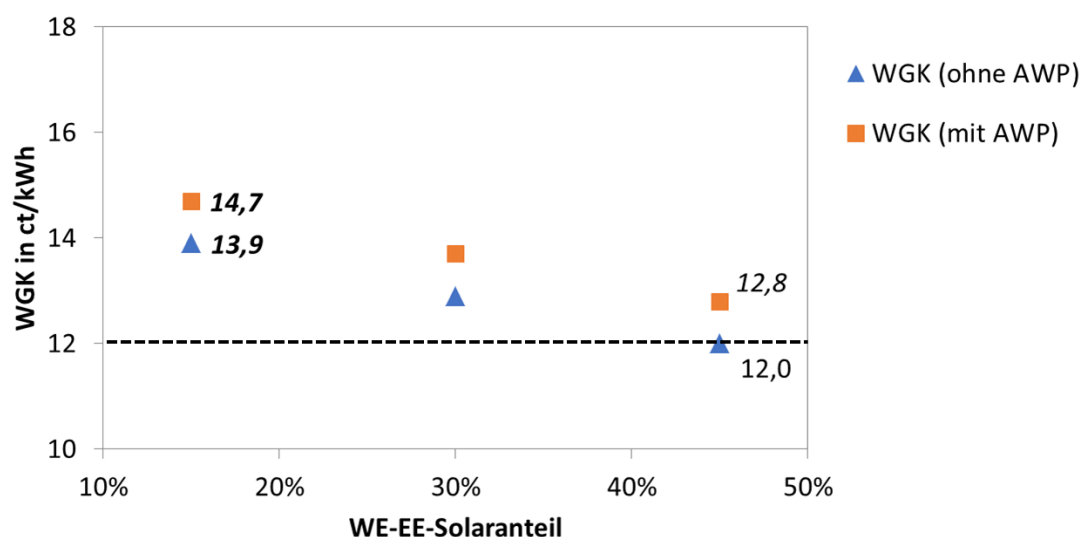


Abbildung 2-7: WGK in Abhängigkeit von EE-Solaranteil

Abbildung 2-8 stellt dar, welche Förderquote notwendig ist, um den Zielwert der WGK zu erreichen. In diesem Beispiel wird für das Modellnetz ein Förderzuschuss von 30 % Investitionskosten benötigt. Ausgehend von dem maximal zulässigen Zuschuss von 50 % (Schneller 2017) liegen die WGK des Modellnetzes bei 10,9 ct/kWh ohne AWP bzw. 11,2 ct/kW mit AWP.

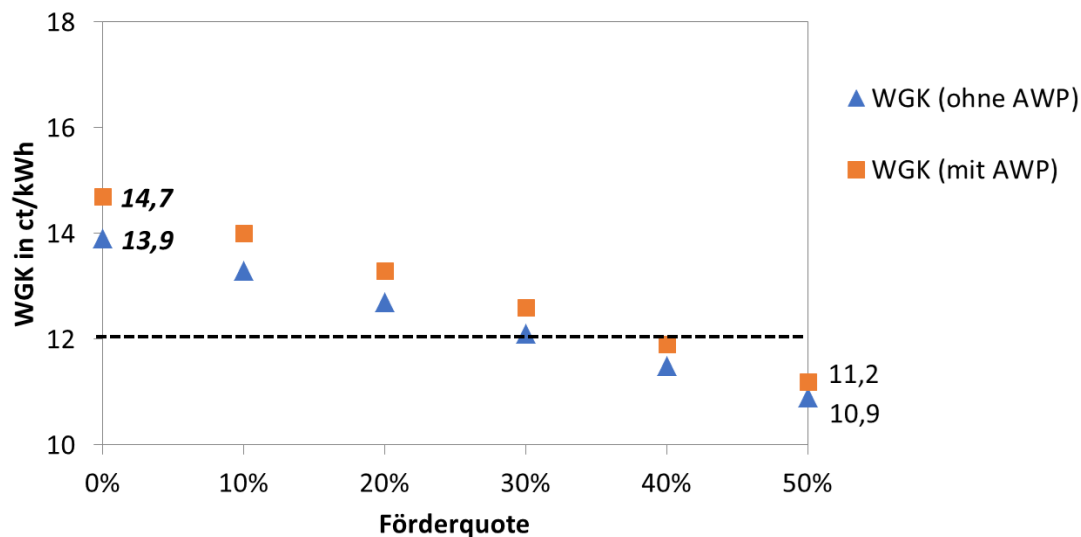


Abbildung 2-8: WGK in Abhängigkeit von Förderquote

Auf Basis der ersten Berechnung (V0, vgl. Tabelle 2-4) wurde das weitere Potential der Kostensenkung betrachtet. In Tabelle 2-5 sind die Ergebnisse mit weiteren Varianten der Wärmequellen-Kombination zusammengefasst. Wenn die Auslegung vom Wärmeverteilungsnetz optimiert (V1) wird und die Nutzung der Abwärme (in V2 mit 25 %, V3 mit 50 %, V4 mit 85 % Abwärme als Wärmequelle) betrachtet wird, kann eine weitere Kostenreduzierung von 0,5 ct/kWh bis 2,7 ct/kWh erreicht werden. Bei manchen Anwendungsfällen, wo nur durch Einsatz der AWP die Einspeisung der Niedertemperatur-Abwärme ins Netz ermöglicht werden, sind die WGK mit AWP sogar niedriger als das Konzept ohne AWP (V3, V4 in Tabelle 2-5).

Tabelle 2-5 weitere Ergebnisse der WGK-Berechnung

WGK	Ohne AWP	Mit AWP	Änderung	Einheit
V0 (15%, 75%, 10%)	13,9	14,7	0,8	ct/kWh
V1 (VN, 15%, 75%, 0%, 10%)*	13,4	14,2	0,8	ct/kWh
V2 (VN, 15%, 50%, 25% , 10%)*	--	13,9	0,5	ct/kWh
V3 (VN, 15%, 25%, 50% , 10%)*	--	13,3	- 0,1	ct/kWh
V4 (VN, 15%, 0%, 85% , 0%)*	--	12,0	- 0,6	ct/kWh
Referenz Wärmenetze 4.0 aus Literatur **	12,1~19,7			ct/kWh
Benchmark dezentraler Wärmeversorgung **	8,4~16,7			ct/kWh

(* VN: Verteilnetz, Solar %, Biomasse %, **Abwärme** %, Fossil %;

** vgl. Pehnt 2017)

CO₂-Emission Berechnung

CO₂-Emissionsäquivalente sind eine wichtige Maßeinheit zur Vereinheitlichung der Klimawirkung der unterschiedlichen Treibhausgase (BAFA 2021). Durch Vergleich der spezifischen CO₂-Äquivalenzfaktoren kann gezeigt werden, welchen Beitrag das betrachtete Wärmenetz 4.0 zum Klimaschutz leistet. In Tabelle 2-6 sind die spezifischen CO₂-Äquivalenzfaktoren verschiedener Wärmequellen eingetragen (LfU Bayern 2021). Mit hohen Anteilen an erneuerbaren Energiequellen ergibt sich für das Modellwärmenetz 4.0 (15 % Solar, 75 % Biomasse, 10 % Fossil) ein spezifischer CO₂-Äquivalenzfaktor von 0,06 kg/kWh. Gegenüber „Wärme-Mix Deutschland“ (0,316 kg/kWh) wird das Modellnetz 81 % weniger CO₂-Emission verursachen. Die jährliche CO₂-Einsparung beträgt für das Konzept mit AWP 785 t/a und das Konzept ohne AWP 769 t/a.

Tabelle 2-6 Ergebnisse der Berechnung CO₂-Emission

Energieträger	Spez. CO ₂ -Äq-Faktor	Einheit
Heizöl	0,383	kg/kWh
Erdgas	0,280	kg/kWh
Steinkohle	0,586	kg/kWh
Fernwärme	0,317	kg/kWh
Wärme-Mix Deutschland	0,316	kg/kWh
Solarthermie (Vakuumröhrenkollektor)	0,028	kg/kWh
Biomasse(Hackschnitzel)	0,032	kg/kWh
Wärmenetz 4.0 (Solar15%/Bio75%/Fossil10%)	0,060	kg/kWh
CO ₂ -Einsparung (Gegen Wärme-Mix, ohne AWP)	769	t/a
CO ₂ -Einsparung (Gegen Wärme-Mix, mit AWP)	785	t/a

2.3. Entwicklung und Beurteilung von Businessmodellen (AP 2.1)

Um das Konzept „Hausstation mit integrierter AWP“ in der Praxis umzusetzen, wurde ein passendes Businessmodell benötigt. Bei der Entwicklung von Businessmodellen wurden zunächst der Begriff „Energie-Contracting“ sowie dessen Vorteile eingeführt (ASUE 2017, DENA 2017). Darüber hinaus wurden die vier Energie-Contracting-Varianten sowie die entsprechenden Leistungsbereiche vorgestellt. Die beiden Varianten (Energieförder- und Energiespar-Contracting), die die dominanten Marktanteile zeigen, wurden ausführlich behandelt. Mit der Funktionsweise und dem Leistungsspektrum lassen sich die Merkmale der jeweiligen Contracting-Variante präsentieren bzw. vergleichen.

Contracting, als eine marktwirtschaftliche und pragmatische Lösung zur Steigerung der Energieeffizienz und zur Stabilisierung der Energiekosten, findet immer mehr Anwendung in der Energiebranche. Contracting stellt ein Instrument dar, um einerseits die vorhandenen Potenziale der Effizienzsteigerung in Kundenanlagen auszuschöpfen, andererseits die Kunden

von notwendigen Erneuerungs-, Sanierungs- und Modernisierungsinvestitionen zu befreien (BDEW 2019). Der Contracting-Nehmer (Hausbesitzer, Wohnungsunternehmen, kommunale Institutionen, Gewerbebetriebe oder Industrieunternehmen) nutzt dabei die finanziellen, personellen und informatorischen Ressourcen sowie das Know-how des Contracting-Gebers (Contractor: z.B. Energieversorger, Energiedienstleister, Anlagenbauer oder Energieagentur) zur Bereitstellung von Nutzenergie (z.B. Wärme, Strom, Kälte). Hierzu wird ein langfristiger Vertrag zwischen dem Contracting-Nehmer und dem Contractor geschlossen. Der Contracting-Nehmer zahlt während der Laufzeit dieses Vertrages eine fest vereinbarte Contracting-Rate für die Dienstleistung des Contractors. Je nach Vertragskonditionen beinhaltet die Contracting-Rate die eingesetzte Endenergie, Unterhalt und Wartung der Anlage, Investition in die Anlage sowie das Risiko des Contractors. Am Ende des Vertrages übernimmt entweder der Contracting-Nehmer die Anlage, der Vertrag wird verlängert oder eine neue Anlage wird installiert. Im Folgenden sind die Vorteile der Energie-Contracting zusammengefasst (BDEW 2019):

- Kosteneinsparung durch Effizienzsteigerung sowie durch optimierten Betrieb der Energieanlage
- Übertragung von Verantwortung sowie von technischen und wirtschaftlichen Risiken auf den Contractor als kompetenten Dienstleistungspartner
- keine spezielle energiebezogene Fachkompetenz notwendig
- Personaleinsparung
- Keine Kapitalbindung, kein technisches oder finanzielles Risiko
- Die Kosten für die Nutzenergie werden planbar und langfristig kalkulierbar. Es existiert Kostentransparenz auf lange Sicht.
- In vermieteten Immobilien kann der Contracting-Nehmer die Abrechnung auf den Contractor übertragen
- Nach Vertragsende kann die effiziente Energieanlage in den Besitz des Contracting-Nehmers übergehen
- Die Anlagenerneuerung erfolgt zum wirtschaftlich sinnvollen Zeitpunkt, denn der Contractor kennt den Wirkungsgrad der bestehenden Anlage und weiß, wann ein Austausch gegen eine effizientere Neuanlage sinnvoll ist.

Nach neuesten Studien (Schäfer 2016) wurde von etwa 500 bis 550 Anbietern ausgegangen, wobei 250 bis 280 Unternehmen kontinuierlich als Contractor auftreten. Mit 55 bis 60 Prozent sind mehrheitlich Energieversorger und Stadtwerke als Contractor tätig. Bei etwa 30 bis 35 Prozent handelt es sich um unabhängige Energiedienstleister (z. B. Anbieter von gebäudetechnischen Anlagen wie Lüftungs- und Klimatisierungstechnik, Lieferanten von Mess-, Steuer- und Regelungstechnik und Messdienstleister) und etwa 10 Prozent gehören sonstigen Branchen wie Planungsbüros, Anlagenbauer oder Energieagenturen an (Abbildung 2-9).

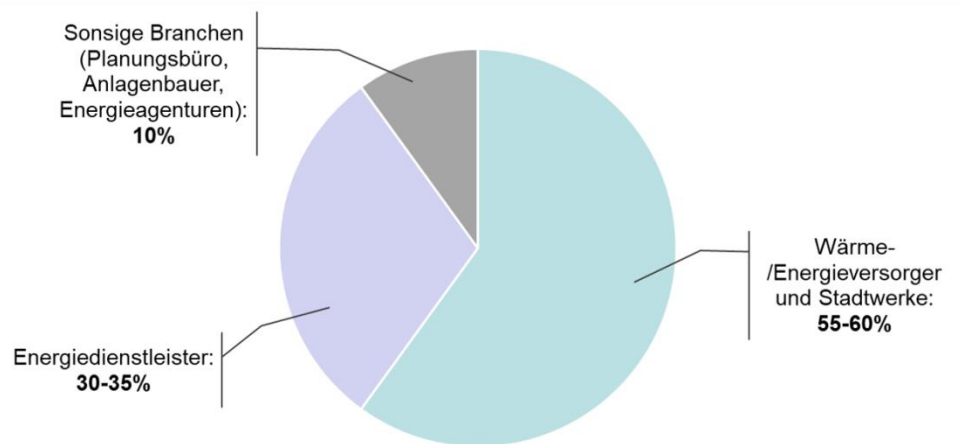


Abbildung 2-9: Anbieter der Energie-Contracting

Contracting-Varianten

Nach DIN 8930 wurden vier verschiedene Contracting-Varianten (Finanzierungs-Contracting, Betriebsführungs-Contracting, Energieliefer-Contracting, Energiespar-Contracting) definiert (DIN 8930-5:2003-11). Je nach Contracting-Variante übernimmt der Contractor Planung, Finanzierung und/oder Realisierung der Maßnahmen sowie Betriebsführung, Instandhaltung und/oder laufende Optimierung der Technik, während die Refinanzierung durch eine Beteiligung an den eingesparten Energiekosten bzw. durch ein Entgelt für die gelieferte Energie in Form von Wärme, Kälte und/oder Strom erfolgen kann.

Die konkrete Zielstellung und die jeweilige Ausgestaltung der einzelnen Energie-Contracting-Vorhaben hängen von den Anforderungen des jeweiligen Kunden ab. Die Rahmenbedingungen und die Vorgehensweise beim Contracting können hierbei sehr unterschiedlich sein. Einen Überblick über die möglichen Leistungsbereiche jeweiliger Contracting-Varianten liefert Abbildung 2-10.

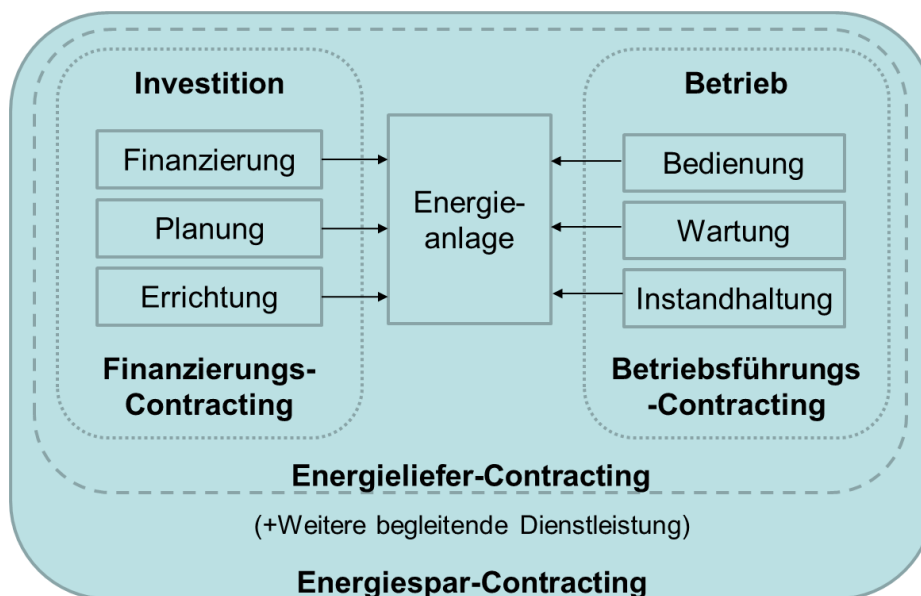


Abbildung 2-10: Leistungsbereiche verschiedener Contracting-Varianten (Schäfer 2016)

Von über 500 tätigen deutschen Energiedienstleistern fokussiert ein Großteil die Realisierung von Versorgungslösungen durch Energieliefer-Contracting. So werden zwischen 80 und 85 % aller realisierter Contracting-Projekte dem Energieliefer-Modell zugeordnet, etwa 10 bis 15 % dem Energiespar-Contracting und weitere fünf bis 10 % anderen Contracting-Formen (Schäfer 2016) (Abbildung 2-11).

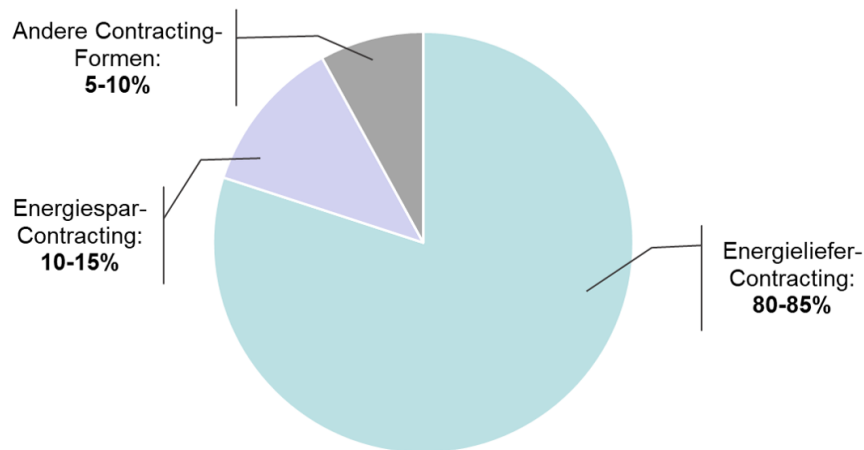


Abbildung 2-11: Marktanteil der verschiedenen Energie-Contracting Varianten

Im Nachfolgenden werden die zwei großen Varianten (Energieliefer- und Energiespar-Contracting) aufgrund ihrer Bedeutung für den deutschen Energieleistungsmarkt näher erläutert.

Energieliefer-Contracting

Nach DIN 8930 (DIN 8930-5:2003-11) ist unter Energieliefer-Contracting das „Errichten oder Übernehmen und Betreiben einer Energieerzeugungsanlage zur Nutzenergielieferung durch einen Contractor auf Basis von Langzeitverträgen“ zu verstehen.

Energieliefer-Contracting ist die meistverbreitete Form des Energie-Contracting. Der Contractor übernimmt dabei die Investition, den Aufbau, die Primärenergiebeschaffung und die Betriebsführung der Energieanlage. Die in der Energieanlage erzeugte Nutzenergie (z.B. als Raum- und Prozesswärme, Kälte, Dampf, Druckluft usw.) verkauft der Contractor in definierter Qualität an den Contracting-Nehmer (BDEW 2019). Der Contracting-Nehmer (Nutzer) bezahlt für diese Dienstleistung an den Contractor üblicherweise einen Grundpreis pro Jahr (für die Investition und den Anlagenbetrieb) und einen Arbeitspreis pro Einheit Nutzenergie (für die Nutzenergie-Lieferung) sowie eine Mess-/Verrechnungspreis-Komponente. Die Preise werden über eine Preisanpassungsklausel transparent über die gesamte Vertragslaufzeit fortgeschrieben (DENA 2018). Die Funktionsweise des Energieliefer-Contractings ist in Abbildung 2-12 schematisch dargestellt.

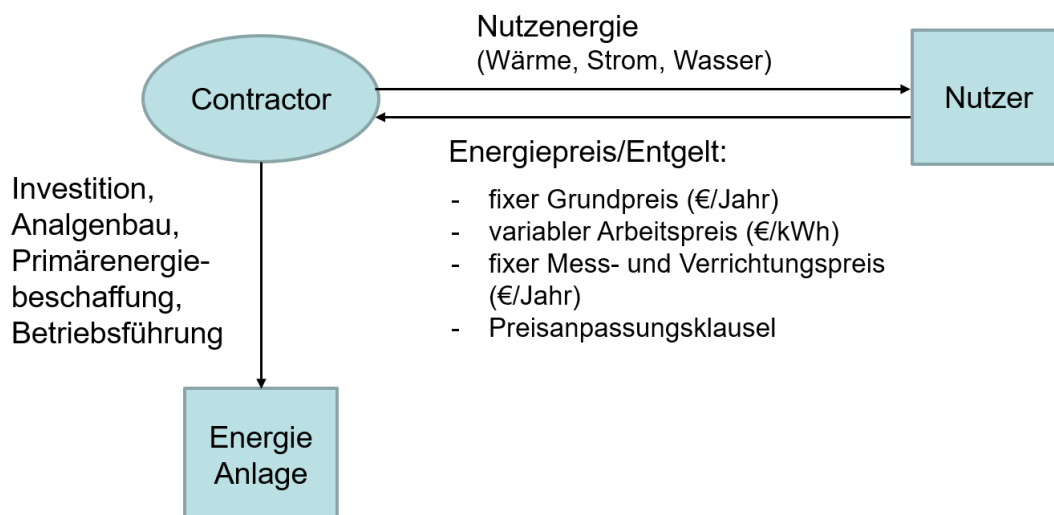


Abbildung 2-12: Funktionsweise des Energieliefer-Contractings

Energiespar-Contracting

Laut DIN 8930 (DIN 8930-5:2003-11) bezeichnet Energiespar-Contracting die „gewerkeübergreifende Optimierung der Gebäudetechnik und des Gebäudebetriebs durch einen Contractor auf Basis einer partnerschaftlich gestalteten Zusammenarbeit“. Anstelle der Lieferung von Energie wie im Energieliefer-Contracting führt der Contractor aufbauend auf Effizienzanalysen des Gebäudebestands gezielte Optimierungsmaßnahmen auf der Energienutzungsseite durch. Dabei beschränken sich die Maßnahmen nicht nur auf Energieerzeugungsanlagen, sondern umfassen auch zugehörige Verteilungs- und Nutzungsanlagen sowie andere für den Nutzenergieverbrauch maßgebliche Bereiche.

Der Contractor wird im Energiespar-Contracting die technischen Anlagen des Gebäudes ganzheitlich betrachten. Ziel dieser meist mittel- bis langfristigen Betreiber-Nutzer-Kooperation ist, den Energieverbrauch maximal zu senken und damit die Energiekosten zu reduzieren (DENA 2017). Typische Maßnahmen im Energiespar-Contracting sind dabei zum Beispiel das Ersetzen eines alten Heizkessels sowie der hydraulische Abgleich der Heizungsanlage, der Austausch ineffizienter Heizungspumpen, die Optimierung oder der Einbau einer Gebäudeleittechnik sowie die Optimierung der Steuerungs- und Regelungstechnik.

Durch diese Maßnahmen kann der Contractor dem Contracting-Nehmer (Nutzer) in der Regel einen bestimmten Einsparerfolg während der festgelegten Vertragslaufzeit garantieren. Die notwendige Investition für die Umsetzung und Betreuung der Optimierungsmaßnahmen refinanziert der Contractor aus der über die Vertragslaufzeit erzielten Einsparung an Energiekosten (Contracting-Rate). Die Basis für die Berechnung der Contracting-Rate bildet die so genannte Baseline (der Referenzwert). Dies können die Energiekosten des Contracting-Nehmers zu Vertragsbeginn sein (BDEW 2019).

Das Funktionsprinzip des Energiespar-Contractings ist in der nachfolgenden Abbildung (Abbildung 2-13) dargestellt.

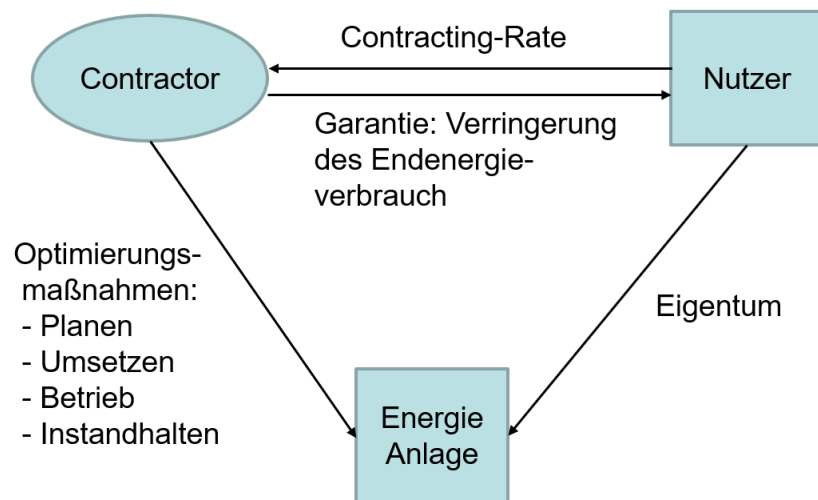


Abbildung 2-13: Funktionsweise des Energiespar-Contractings

Zum Vergleich wurden in Tabelle 2-7 die beiden wichtigen Contracting-Varianten hinsichtlich ihrer differierenden Merkmale gegenübergestellt. Das in diesem Projekt entwickelte Konzept, mit Einsatz von AWP die Netzzrücklaufumtemperatur abzusenken, kann je nach Anwendungsfall sowohl in das Energieliefer-Contracting als auch in das Energiespar-Contracting integriert werden.

Tabelle 2-7: Energieliefer-Contracting vs. Energiespar-Contracting (Schäfer 2016)

	Energieliefer-Contracting	Energiespar-Contracting
Objekt	Bestands- und Neubauten (Wohnungsunternehmen, Flächendeckend)	Bestandsgebäude (Wohnungsunternehmen, öffentliche Hand, Industrie- und Gewerbebetriebe; Hotspots)
Projektziel	Belieferung mit Endenergie (Wärme, ggf. Strom);	Erschließung von Einsparpotenzial im gesamten Gebäude; Nutzermotivation; Gebäudewartung und -instandhaltung;
Leistungsspektrum	Energieträgerwechsel; Austausch der Heizungsanlage; Liefergrenze einschließlich Hausstation	Heizungsanlage, Mess-, Regel- und Leittechnik, Wärmeverteilung; Elektrogewerke/Lüftung und Klimatisierung; Energiemanagement
Projektgröße	ab 40.000 €/Jahr	ab 180.000 €/Jahr
Laufzeit	5~20 Jahre	5-10 Jahre
Kosteneinsparung	Ca. 10 %	Ca. 25 bis 30 %
CO ₂ -Einsparung	Ca. 60 %	Ca. 30 %

Finanzierungsform (vgl. Fleischer 2011)

Finanzierung ist die Voraussetzung für die Durchführung von Investitionen und für die Aufrechterhaltung des laufenden Geschäftsbetriebes. Der Contractor hat verschiedene Möglichkeiten, die Finanzierung des Energie-Contractings mit Hilfe von Fremd- oder Eigenkapital zu realisieren. Im Rahmen dieses Projektes wurden die drei für Energieanlagen besonders erprobten Finanzierungsformen eingegangen:

1. Kreditfinanzierung

Bei dieser Finanzierungsform stellt der Contractor die notwendige Finanzierung durch Eigenkapital und durch Fremdkapital bereit. Der Contractor ist als Kreditnehmer zur fristgerechten Kapitalbedienung (Zins- und Tilgungszahlungen) gegenüber dem Kreditinstitut (Kreditgeber) verpflichtet.

Im Vergleich zu anderen Finanzierungsformen lassen sich über einen Bankkredit relativ gute Konditionen mit größtmöglicher Flexibilität erreichen. Der weite Gestaltungsspielraum der Kreditfinanzierung ist im Hinblick auf den Markt für Contracting und den dort stattfindenden Wettbewerb durchaus bedeutsam. Die schematische Funktionsweise der Kreditfinanzierung ist in Abbildung 2-14 dargestellt.

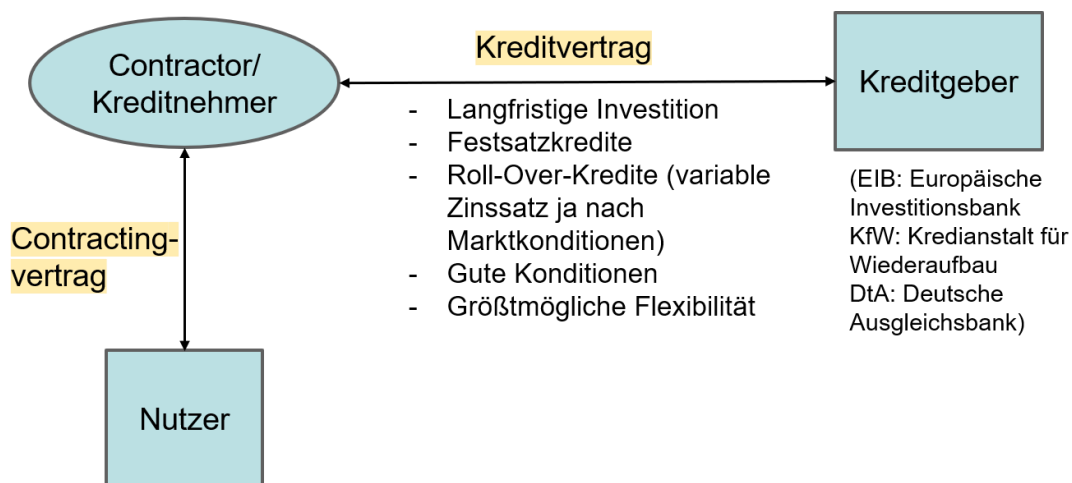


Abbildung 2-14: Finanzierungsform: Kredit

2. Leasing

Für den Contractor (Leasingnehmer) ist Leasing-Finanzierung eine geeignete Alternative zur Kreditfinanzierung. Leasingfähig sind in diesem Zusammenhang die Energieerzeugungsanlagen sowie der hierauf entfallende Investitionskostenanteil. Der Leasingnehmer zahlt die vereinbarten Leasingraten an die Leasinggesellschaft zurück, welche die Kosten für die Herstellung, die Finanzierung, die Versicherung sowie einen Gewinnaufschlag der Energieanlage enthalten.

Leasing ist ferner aufgrund des geringen Eigenkapitalbedarfes vorteilhaft, weil die Leasinggesellschaften gegebenenfalls zu einer 100 prozentigen Finanzierung bereit sind, wohingegen eine Vollfinanzierung im Rahmen einer Kreditfinanzierung eher die Ausnahme ist.

Um Refinanzierung des Leasings zu gewährleisten, wird regelmäßig zwischen Contractor und Nutzer eine Abtretung- und Garantievereinbarung (Contractingvertrag) abgeleitet. Zum Zwecke der Eigentums- und Standortssicherung ist es auch notwendig, einen Gestattungsvertrag zwischen Leasinggeber und Nutzer abzuschließen. In diesem Vertrag wird zugunsten der Leasinggesellschaft vom Nutzer (Contractingnehmer/Grundstückseigentümer) für das betreffende Grundstück eine beschränkte persönliche Dienstbarkeit nebst Vormerkung bestellt (Abbildung 2-15).

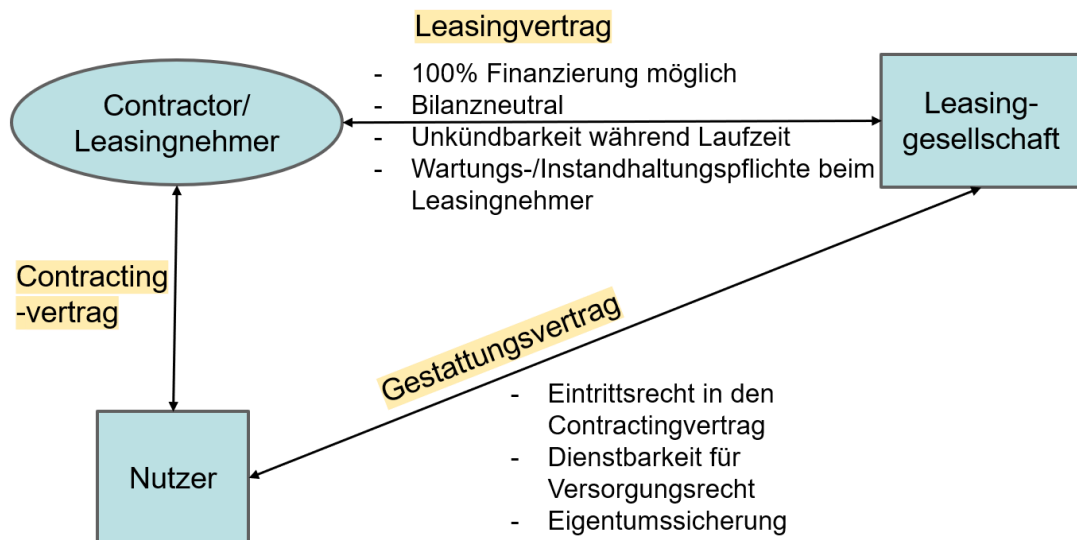


Abbildung 2-15: Finanzierungsform: Leasing

3. Forfaitierung

Bei dieser Finanzierungsform investiert der Contractor in die Energieanlage bzw. in die Energieeffizienzmaßnahmen, um daraus den Contractingnehmer (Nutzer) zu versorgen. Dabei verkauft der Contractor als Forfaitist seine Ansprüche auf Zahlung der Contractingraten aus dem Contractingvertrag an die Bank als Forfateur. Die Bank zieht die Contractingraten bei Fälligkeit direkt vom Nutzer oder indirekt über den Contractor ein.

Da somit hauptsächlich der Cash-Flow des Projektes als Sicherheit dient, ist die Forfaitierung vor allem dann interessant, wenn die Kreditwürdigkeit des Contractingnehmers (z.B. öffentliche Auftraggeber) besser ist als die des Contractors.

Um die Refinanzierung zu gewährleisten, wird regelmäßig eine Abtretungsvereinbarung, gegebenenfalls auch einen Einrede- und Einwendungsverzicht mit abstraktem Zahlungsverprechen des Nutzers gegenüber dem Forfateur abgeschlossen (Abbildung 2-16).

Forfaitierung ist ein effizientes Finanzierungsmodell insbesondere für Energiesparmaßnahmen bei kleinen kommunalen Objekten, da die unnötigen Transaktionskosten vermieden wurden.

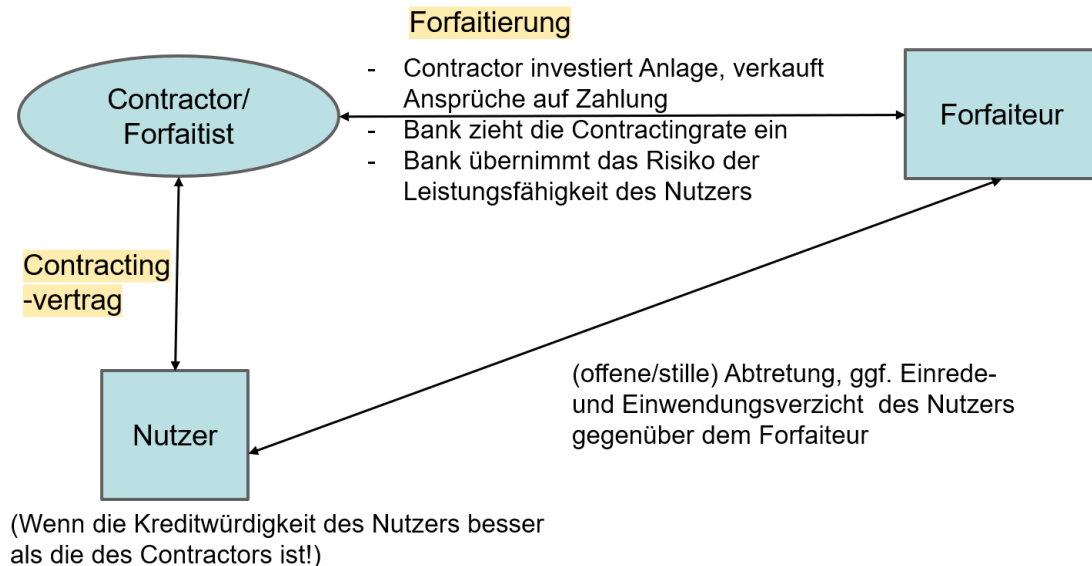


Abbildung 2-16: Finanzierungsform: Forfaitierung

Die drei besonders erprobten Finanzierungsformen (Kredit, Leasing, Forfaitierung) können in den beiden Energie-Contracting-Varianten je nach Bedarf Anwendung finden. Dabei sind verschiedene Verträge zwischen Geldgeber, Geldnehmer und Nutzer abzuschließen, um die jeweiligen Rechte/Pflichten zu vereinbaren. Wegen der großen Investitionsvolumen spielt außer Fremdkapital das Förder- bzw. Zuschussprogramm für hocheffiziente und innovative Wärmenetze 4.0 eine wichtige Rolle. Auf Bundesebene und Länderebene gibt es verschiedene Förderprogramme bzw. Förderkonzepte (Pehnt et al. 2017, Schneller 2017). An dieser Stelle wird darauf nicht weiter eingegangen.

Liefergrenze:

Im Energie-Contracting kommt der Sicherung des Eigentums des Contractors, dessen Anlagen in dem versorgten Objekt stehen, auch eine herausragende Bedeutung zu. Die Eigentumsgrenze kennzeichnet den Teil der Anlagentechnik im Eigentumsbereich von Fernwärmeversorgungsunternehmen (FVU). Ab dieser Schnittstelle findet der Gefahrenübergang auf den Kunden statt. Das FVU bleibt Eigentümer des Wärmeträgermediums. An der Liefergrenze sind die vertraglich vereinbarten Werte des Wärmeträgermediums hinsichtlich Druck, Temperatur, Differenzdruck und Volumenstrom einzuhalten (AGFW FW 515: 2015).

In der Praxis sind die Liefer- und Eigentumsgrenze der normalen Fernwärmehausstation an verschiedenen Stellen zu finden. Die Leistungsgrenze muss nicht gleich der Eigentumsgrenze sein. Je nach Vereinbarung kann die Grenze vor der Übergabestation, in der Mitte der Hausstation oder hinter der Hauszentrale (Stelle 1, 2, 3 in Abbildung 2-17) sein.

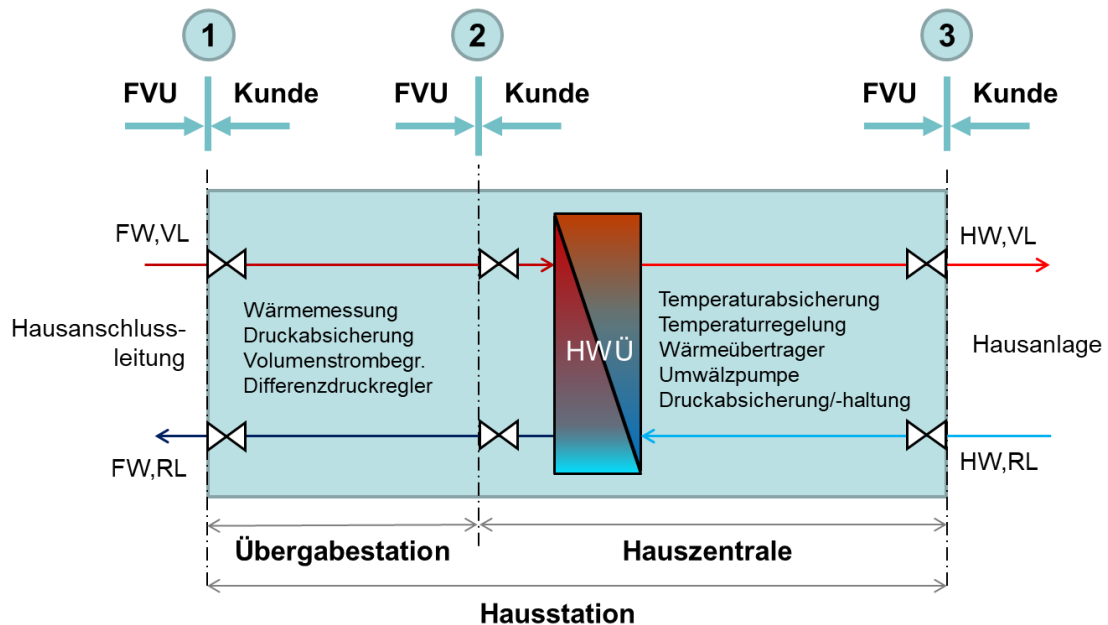


Abbildung 2-17: Liefer- und Eigentumsgrenze der normalen Fernwärmehausstation

In diesem Projekt wird empfohlen, beim Energieliefer-Contracting die Liefer- und Eigentums-grenze hinter der Hauszentrale (HWÜ+AWP) zu setzen (Abbildung 2-18). Die meisten Contracting-Anbieter sind erfahrene Energieversorger oder Energiedienstleister (siehe Abbildung 2-9), die die Energieanlage effizienter und energiesparender betreiben können als die Nutzer. Somit ist die Liefer- und Eigentums-grenze hinter der Hauszentrale von Vorteil. Da das wirtschaftliche Risiko bei ihm liegt, ist der Contractor motiviert, die Energie möglichst kostengünstig und effizient bereitzustellen (z.B. Wärmenetz-Rücklauf-temperatur niedrig zu halten durch Einsatz von AWP).

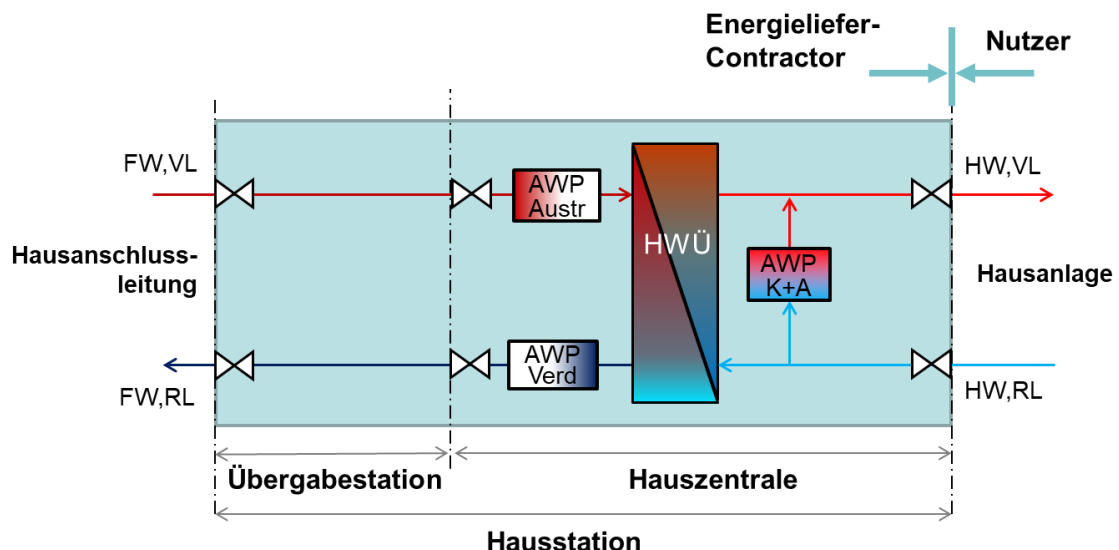


Abbildung 2-18: Liefer- und Eigentums-grenze bei Energieliefer-Contracting

Bei dem Energiespar-Contracting wird der Contractor speziell für die Hauszentrale verantwortlich. Der Einsatz von AWP kann als Energiesparmaßnahme in das gesamte Konzept

integriert werden. Die FVU liefert die Energie an die Grenze zu dem Contractor. Der Contractor kann eine garantierte niedrige Rücklaufftemperatur als Bonus an die FVU verkaufen (Abbildung 2-19).

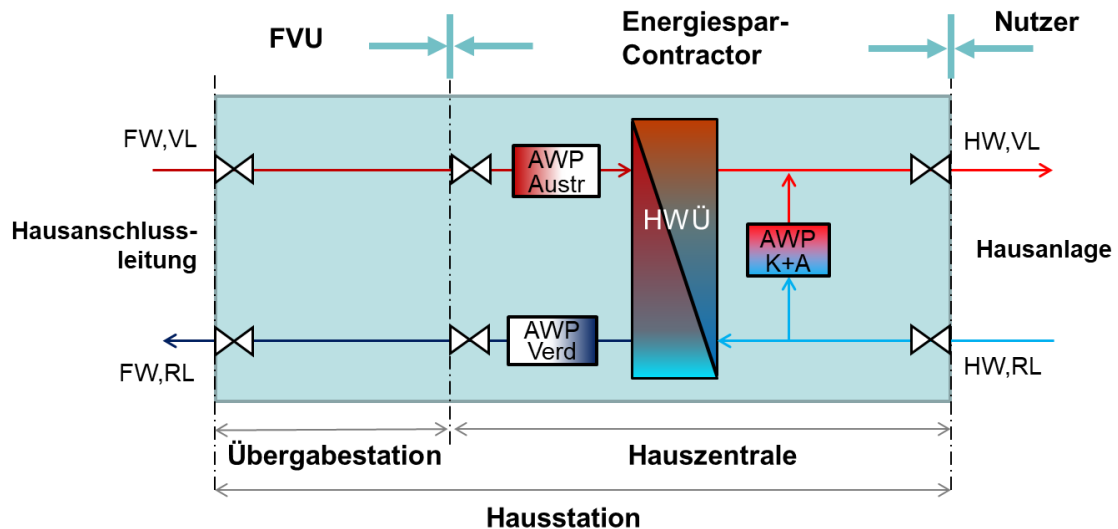


Abbildung 2-19: Liefer- und Eigentumsgrenze bei Energiespar-Contracting

Zur Sicherstellung einer reibungslosen und wirtschaftlichen Fernwärmeversorgung gehört die regelmäßige Inspektion und Wartung der Anlagenteile in der Hausstation. Obwohl Fernwärme-hausstationen äußerst robust und langlebig sind, empfiehlt sich, dass ein Fachmann in regelmäßigen Abständen die Anlage in Augenschein nimmt und neben kleineren Wartungsarbeiten sich evtl. abzeichnende Störungen im Vorhinein erkennt, beseitigt und den Anlagenbetrieb optimiert (AGFW FW 525: 2006). Die Wartung und Instandhaltung der Anlagen soll der Contractor mit fachlichen Kompetenzen übernehmen.

2.4. Anpassung/Erweiterung des Simulationsmodells (AP 3)

Um die Auswirkungen der in die Hausstation integrierten AWP auf das Fernwärmenetz quantifizieren zu können, wurde am FFI in das Vorgängerprojekt das Fernwärmenetz in einem Simulationsmodell abgebildet und bewertet. Dabei wurde die von Microsoft entwickelte Programmiersprache „Visual Basic“ verwendet (vgl. Yang et al. 2020). Im Rahmen dieses Projektes wird das Simulationsmodell mit einer neuen Programmiersprache überarbeitet, dann mit neuen Messdaten der AWP aus dem IGTE angepasst und erweitert.

Um das Programm plattformunabhängig zu machen, wurde das überarbeitete Programm mit der Programmiersprache „Python“ geschrieben. „Python“ ist eine der am schnellsten wachsenden Open-Source-Programmiersprachen. Wegen seiner hohen Sprach-Qualität sowie dynamischen Typisierung und leistungsstarken Bibliotheken wird „Python“ in verschiedenen Anwendungsbereichen eingesetzt (Python 2022). Die dazu verwendete Entwicklungsumgebung „JupyterLab“ ist die neueste webbasierte interaktive Entwicklungsumgebung für Notebooks, Code und Daten. Seine flexible Schnittstelle ermöglicht es Benutzern, Workflows in den Bereichen Data Science, wissenschaftliches Rechnen, Computerjournalismus und maschinelles Lernen zu konfigurieren und zu arrangieren (Jupyterlab 2022).

Das Simulationsmodell ist modular aufgebaut. Bei jedem Teilmodell (WE: Wärmeerzeugung, WSP: Wärmespeicher, VN: Verteilungsnetz, HS: Hausstation, WV: Wärmeverbraucher) wurde der Energiefluss der Komponente durch verschiedene Parameter (Druck, Temperatur, Massenstrom) bilanziert. Mit Hilfe der verschiedenen Diagramme kann die Abhängigkeit zwischen bestimmten Parametern schnell und anschaulich dargestellt werden.

Teilmodell Wärmeerzeuger (WE)

In das Projekt „AWP1“ wurde der Heizkondensator als WE dargestellt. Als Erweiterung für das betrachtete Wärmenetz 4.0 wurde bei dem Teilmodell WE andere erneuerbare Wärmequellen einbezogen (z.B. Solar-Kollektor, Biomasse-Heizkessel, Spitzenlastkessel). Die ausführlichen Beschreibungen sind im Anhang zu finden.

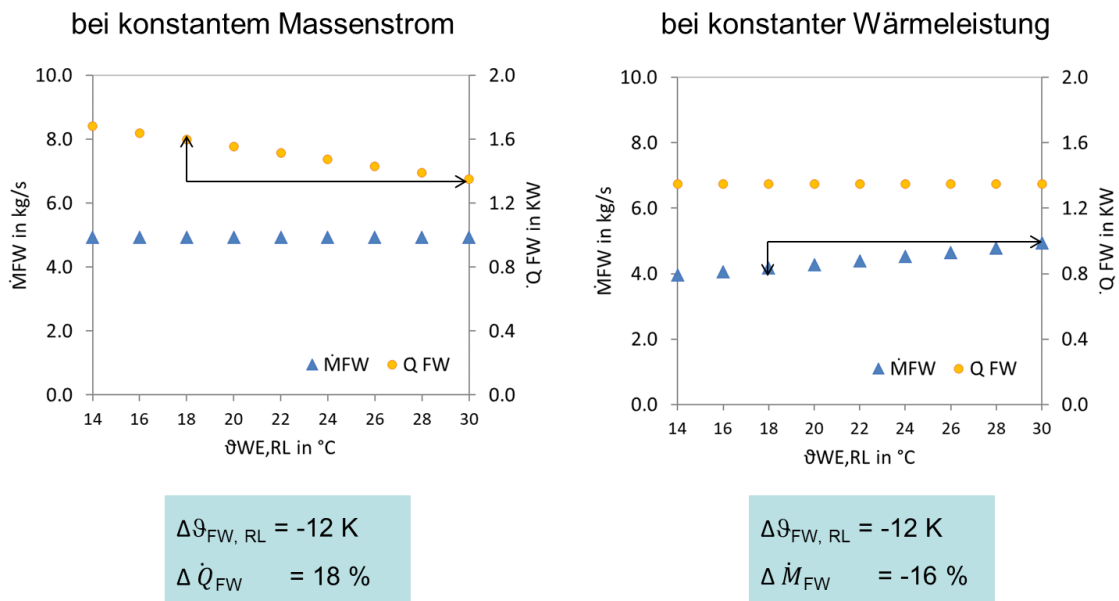


Abbildung 2-20: Auswirkung auf Wärmeerzeuger

Für den Wärmeerzeuger wird die Variationsrechnung mit abgesenkten Rücklauftemperaturen des Wärmenetzes unter zwei Annahmen durchgeführt. Bei einem konstanten Wassermassenstrom wird eine 12 K Absenkung der Rücklauftemperatur im Wärmenetz 18 % mehr Wärmeleistung einbringen (Abbildung 2-20, links). Wenn angenommen wird, dass die Anschlussleistung des Wärmenetzes gleichbleiben soll (Abbildung 2-20, rechts), wird wegen der abgesenkten 12 K im Rücklauf der Massenstrom des Heizwassers um 16 % reduziert.

Teilmodell Wärmespeicher (WSP)

Für das betrachtete Modellwärmenetz 4.0 wird ein ausreichend dimensionierter Wärmepufferspeicher benötigt. Der Pufferspeicher übernimmt in diesem Fall die Funktion, die Wärme von verschiedenen Wärmeerzeugern zeitweise zu speichern und ermöglicht so einen multivalenten Betrieb. Die Größe wird durch die Anforderungen der Solaranlage bestimmt. Für den Winterbetrieb hat das zur Folge, dass der Biomasse-Heizkessel parallel zu dem Pufferspeicher betrieben werden kann, was einen sehr gleichmäßigen und anlagenschonenden Betrieb ermöglicht.

Teilmodell Verteilungsnetz (VN)

Durch das Teilmodell Verteilungsnetz (VN) wird sowohl der thermische als auch der hydraulische Verlust der Rohrleitung berechnet. Der thermische Verlust ist ein wichtiger Parameter für die Bewertung der Effizienz des Wärmenetzes. Durch die Berechnung der hydraulischen Verluste kann die Abhängigkeit zwischen der elektrischen Leistungsaufnahme der Umwälzpumpe und der abgesenkten Rücklauftemperatur bestimmt werden (Yang et al. 2020).

In Abbildung 2-21 wird der berechnete spezifische Wärmeverlust in Abhängigkeit von der typischen Nennweite (DN 20 bis DN 150) der Rohrleitung im Wärmenetz 4.0 dargestellt. Die blauen Punkte zeigen die spezifischen Wärmeverluste bei den definierten Vor- bzw. Rücklauftemperaturen von 95/30 °C im Fall ohne AWP. Durch den Einsatz der AWP in der Hausstation, kann eine 12 K Absenkung im Rücklauf erzielt werden. Dabei werden die Wärmeverluste um 10 % (Orange Punkte in Abbildung 2-26) reduziert.

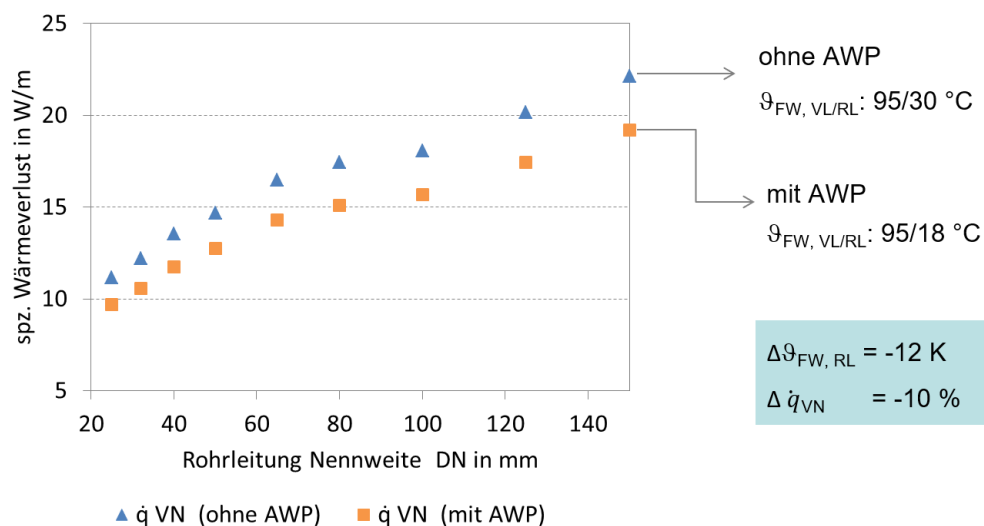


Abbildung 2-21: Auswirkung auf Wärmeverlust des Verteilungsnetzes

In Abbildung 2-22 ist ein Berechnungsbeispiel für die Einsparung der elektrischen Leistung durch einen verringerten Massenstrom im Wärmenetz dargestellt. Die Kurve zeigt die relative Änderung der benötigten Pumpenleistung gegen die relative Änderung der Massenströme des Wassers. Wenn die wärmenetzseitige Rücklauftemperatur um 12 K abgesenkt wird, wird bei konstantem Wärmestrom der Massenstrom um 16 % reduziert. Aufgrund dieser Verringerung wird eine geringere elektrische Antriebsleistung für die Umwälzpumpe (39 %) benötigt. Der reduzierte Massenstrom kann auch dazu führen, dass die Durchmesser der Rohrleitung um 8 % kleiner ausgewählt werden (Abbildung 2-23).

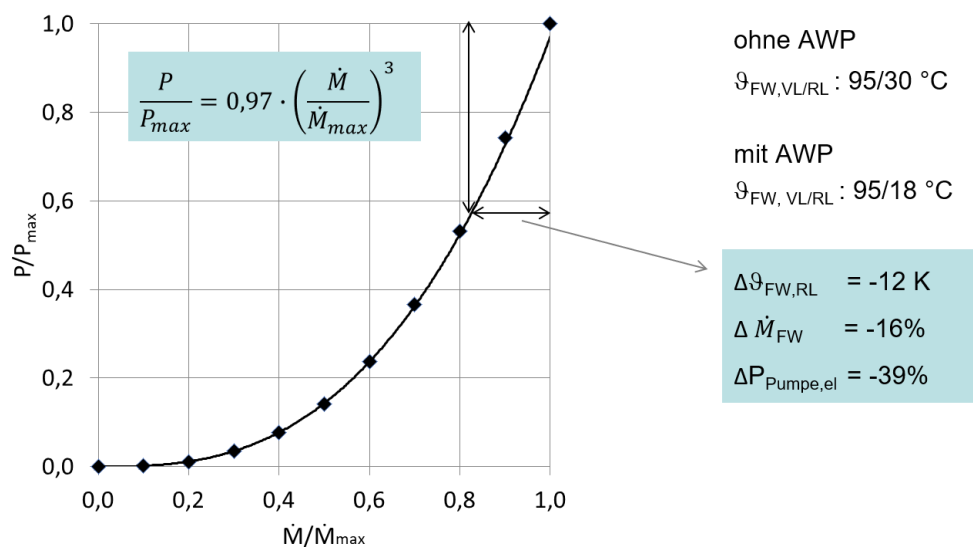


Abbildung 2-22: Auswirkung auf el. Leistung der Umwälzpumpe

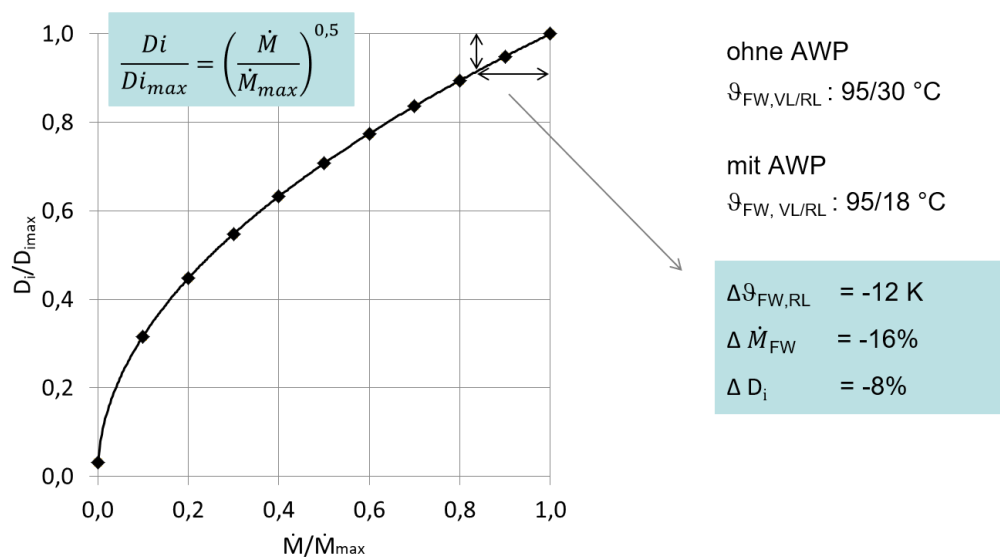


Abbildung 2-23: Auswirkung auf Dimension der Rohrleitung

Teilmodell Hausstation (HS)

Analog zu dem Projekt „AWP1“ wird das Teilmodell AWP mit den neu gemessenen Betriebsdaten vom IGTE generiert. Beim jedem Betriebspunkt wurde die AWP-Anlage mit 3 verschiedenen Massenströme betrieben, damit die Leistung der Anlage bei Teillast aufgezeichnet werden kann. Die gemessene Wärmeleistung des Verdampfers wurde über die Temperaturdifferenz des Verdampfers in Abbildung 2-20 links dargestellt. Diese Temperaturdifferenz ist gleich der erzielten Absenkung des Wärmenetzrücklaufs. Je nach Betriebspunkt erreicht die Absenkung zwischen 7 bis 17 K. Rechts sind die gemessenen

Wärmeverhältnisse der AWP aufgetragen, welche einen wichtigen Parameter zur Beurteilung der Energieeffizienz der AWP darstellen. Der Mittelwert von 1.9 hat die deutliche Effizienzsteigerung der AWP-Anlage nach der Optimierung gezeigt (Abbildung 2-24).

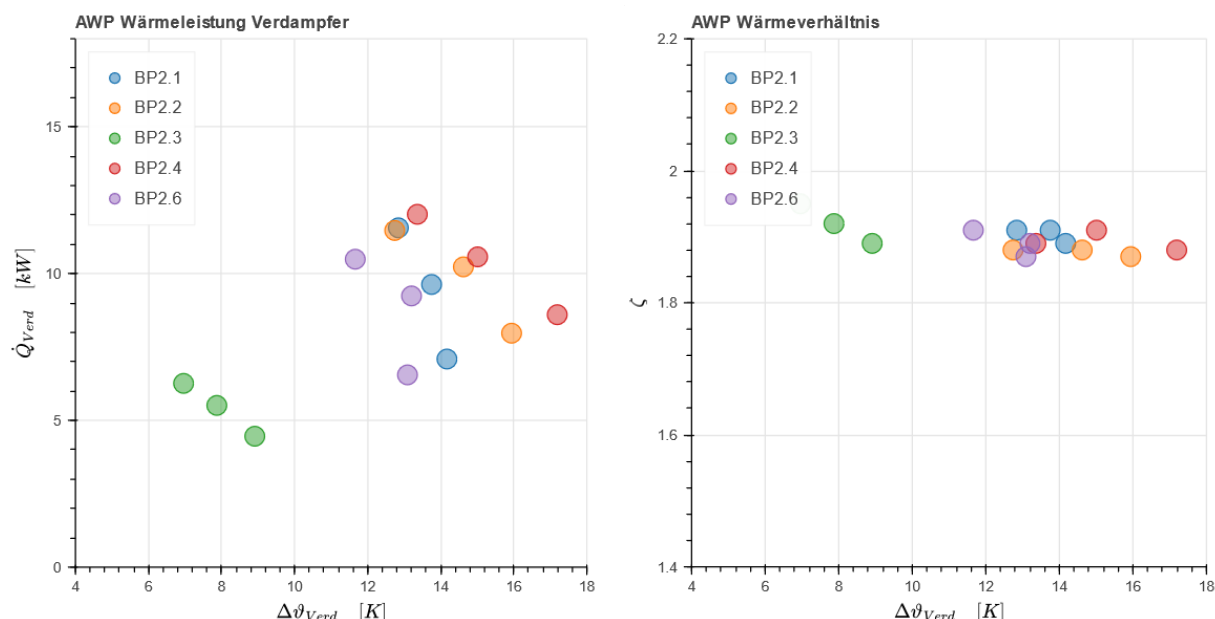


Abbildung 2-24: Messdaten AWP von IGTE

Das Teilmodell AWP wurde in das Teilmodell Hausstation (HS) integriert. Die am Austreiber aus dem Fernwärmeverlauf entzogene Wärme dient als Antriebsenergie der AWP. Die Absenkung der Rücklauftemperatur des Fernwärmenetzes wird durch die Leistung bzw. die Temperaturdifferenz am Verdampfer bestimmt. Die aus der primären Seite entzogene Wärme wird über Kondensator und Absorber an der sekundären Seite in das Hausnetz eingespeist (Abbildung 2-25). Durch die Simulation wurden die resultierenden Rücklauftemperaturen des Fernwärmenetzes und die Leistung der HS (jeweils ohne oder mit AWP) berechnet, um die Änderung (Temperatur und Leistung) in der HS zu verdeutlichen (Abbildung 2-26).

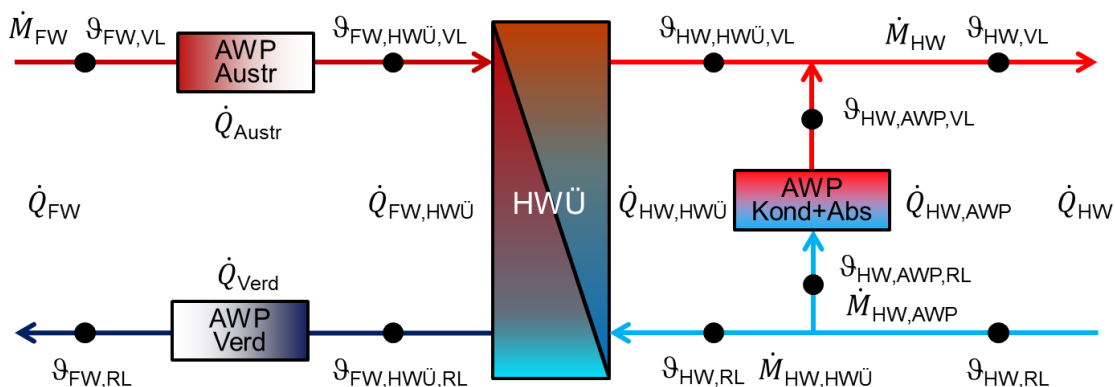


Abbildung 2-25: Schematische Darstellung des Teilmodells HS mit AWP

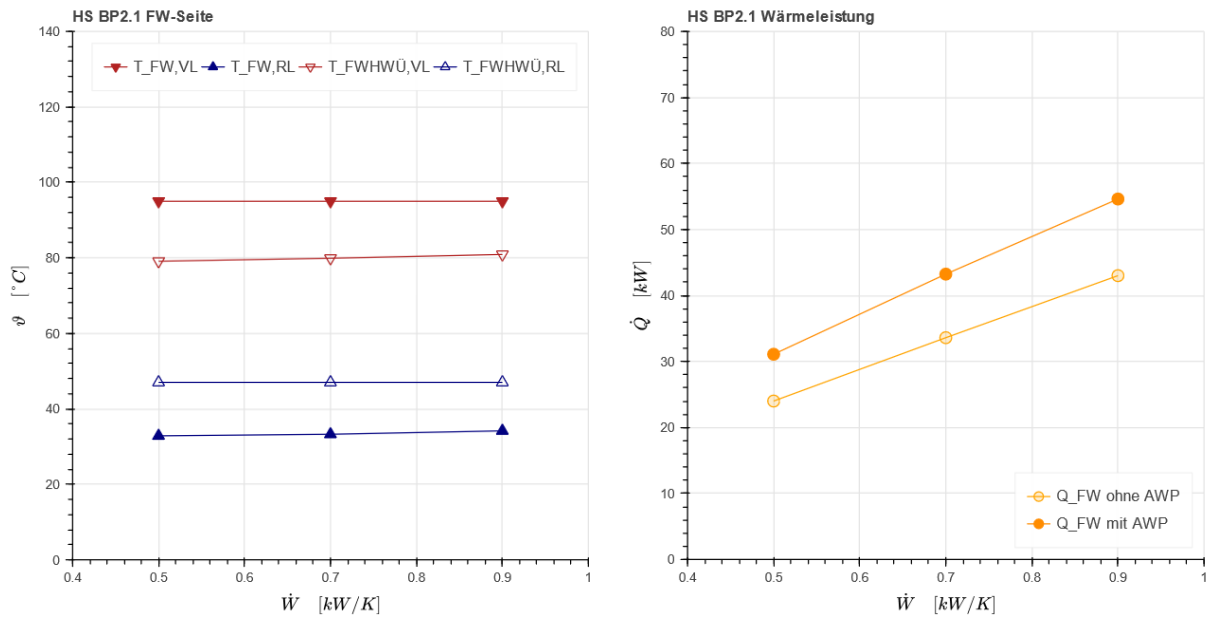


Abbildung 2-26: Simulationsergebnisse Teilmodell Hausstation mit AWP

Teilmodell Wärmeverbraucher (WV)

Um die an das Fernwärmenetz angeschlossenen Wärmeverbraucher realitätsnah abzubilden, wurden im Vorgängerprojekt sowohl Wärmelastprofile auf Basis gemessener Verbrauchsdaten als auch parametrisierte Standard-Lastprofile verwendet (vgl. Yang et al. 2020). Wegen tendenziell sinkender Heizwärmebedarfe spielt der Trinkwarmwasser (TWW)-Bedarf im Wärmenetz 4.0 eine immer wichtigere Rolle, deswegen wurde in diesem Projekt das TWW-Lastprofil in das WV-Teilmodell ergänzt.

Zur Generierung der TWW-Lastprofile wurde die Software „DHWcalc“, welche vom Fachgebiet Solar- und Anlagentechnik am Institut für Thermische Energietechnik der Universität Kassel entwickelt wurde, verwendet. Das Programm „DHWcalc“ verteilt die Trinkwasser-Zapfungen in Abhängigkeit einer Wahrscheinlichkeitsfunktion statistisch über das Jahr. Sowohl Randbedingungen für die Zapfereignisse (Volumenströme, Zapfdauern, usw.), als auch für die Wahrscheinlichkeitsfunktion (tägliche, wöchentliche, saisonale Verteilung der Zapfereignisse usw.) können benutzerseitig frei ausgewählt werden (Jordan et al. 2017). In diesem Projekt wurden jeweils ein Jahreslastprofil für ein Einfamilienhaus (Abbildung 2-27), ein Mehrfamilienhaus (Abbildung 2-28) und ein Nichtwohngebäude (Abbildung 2-29) aus „DHWcalc“ generiert und die Profile als Datensätze in das eigene Programm integriert.

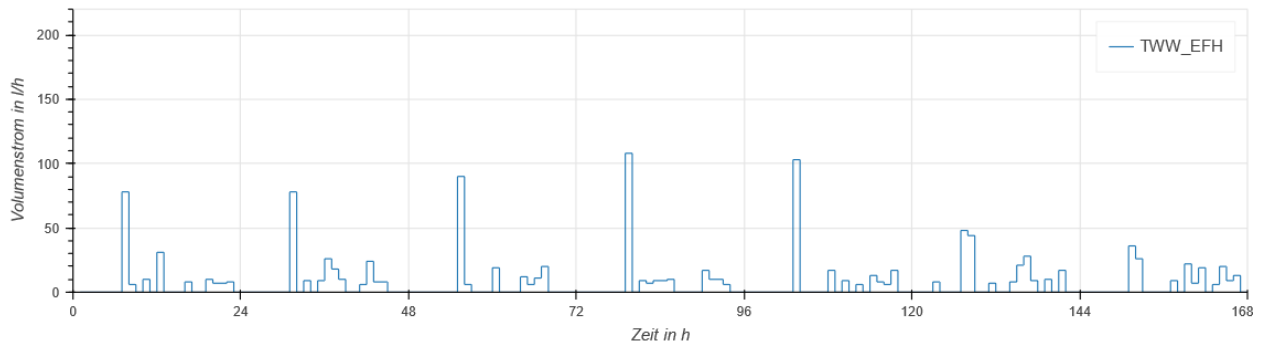


Abbildung 2-27: TWW-Lastprofil eines Einfamilienhauses

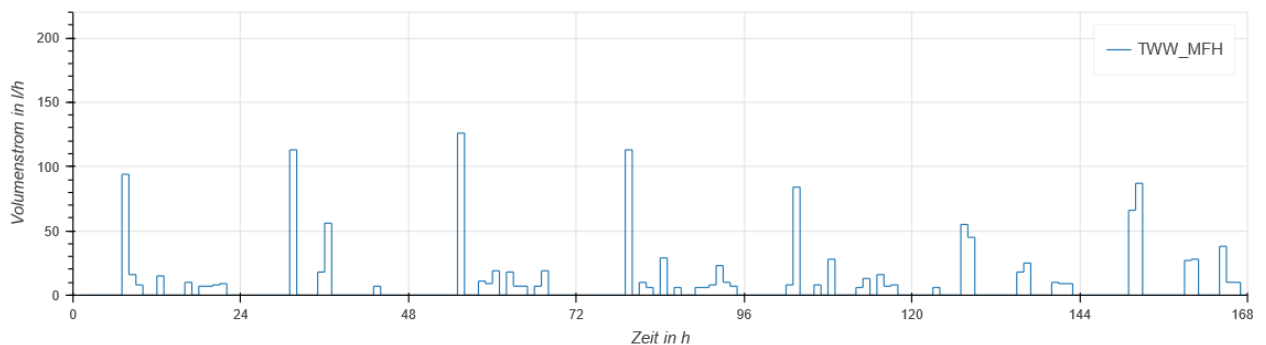


Abbildung 2-28: TWW-Lastprofil eines Mehrfamilienhauses

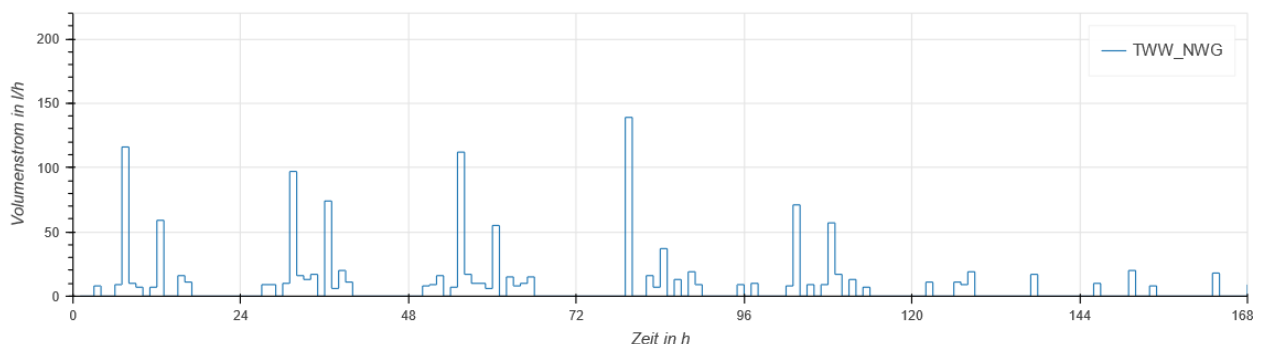


Abbildung 2-29: TWW-Lastprofil eines Nichtwohngebäudes

Teilmodell Kosten

Die Kostenberechnung ist ebenfalls in das Programm integriert. Durch Eingabe zahlreicher Grunddaten für die Hauptkomponente des Wärmenetzes, können die WGK-Werte für verschiedene Energiekonzepte berechnet und verglichen werden. Der Berechnungsvorgang ist in Kap 2.2 vorgestellt. Mehr dazu ist im Anhang zu finden.

Gesamtmodell

Die einzelnen Teilmodelle werden durch die thermodynamischen und strömungsmechanischen Größen (Temperaturen, Druck und Massenströme) miteinander verknüpft, wobei die

allgemeinen Annahmen und Randbedingungen in Anlehnung an die vorherige Netzdatenanalyse (Kap. 2.1) und Kostenrechnung (Kap. 2.2) ausgewählt werden.

Das Modell Wärmenetz 4.0 erfolgt hier mit einem Solar-/Biomasse Wärmenetz mit einer Jahreswärmemenge von ca. 3 GWh/a. Die Solarthermie wird so ausgelegt, dass sie 15 % des Jahreswärmebedarfs decken kann. Dafür wird eine Kollektorfläche von ca. 1000 m² benötigt. Der Biomasse-Heizkessel wird auf den Winterbetrieb ausgelegt und kann während der Sommerzeit abgeschaltet werden. Auf diese Weise erhöht sich die Lebensdauer der Biomasseanlage. Das Gesamtsystem wird durch einen fossil betriebenen Gas-Spitzenlastkessel, der nur 10 % zum Jahresenergiebedarf beiträgt, vervollständigt.

Der Pufferspeicher ist ein Stahlbehälter, hat ein Volumen von 300 m³ und angenommene Wärmeverluste in Höhe von 10% der Speicherkapazität. Für das fiktive Verteilungsnetz wurden drei typische Rohrleitungsdimensionen (DN 150, DN 100, DN 50) verwendet.

Die Wärmeverbraucher beziehen sich auf 100 Hausstationen. Die zwei typischen Heizsysteme mit unterschiedlichem Temperaturniveau sind berücksichtigt (50 Hausstationen mit 55/45 °C, 50 Hausstationen mit 35/28 °C). Die summierten Wärmebedarfe der Wärmeverbraucher entsprechen der Nettowärmeerzeugung (die bereitgestellte Wärme aus dem Wärmeerzeuger minus die Wärmeverluste vom Wärmespeicher und vom Verteilungsnetz).

Zum Vergleich wurden die schematischen Darstellungen des Gesamtmodells von den zwei Projekten aufgeführt (Abbildung 2-30, Abbildung 2-31). Die Erweiterungen im Projekt „AWP 2“ sowie die wesentlichen Randbedingungen sind in den Darstellungen ebenfalls gekennzeichnet.

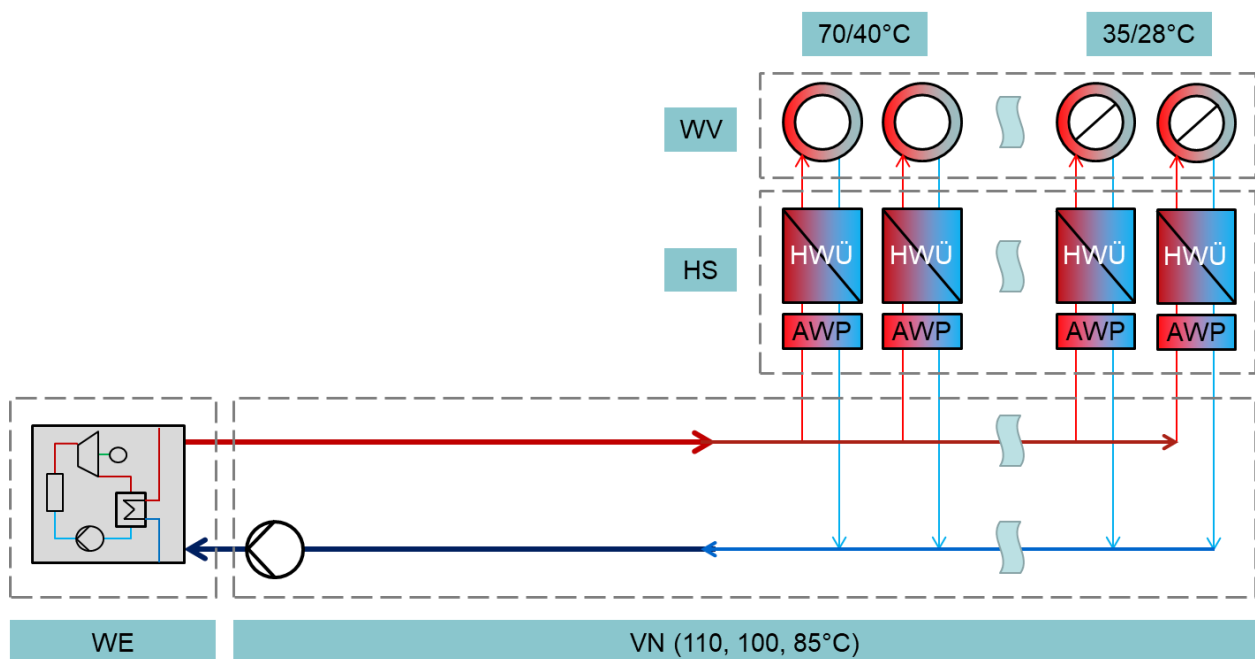


Abbildung 2-30: Schematische Darstellung des Simulationsmodells Projekt „AWP 1“

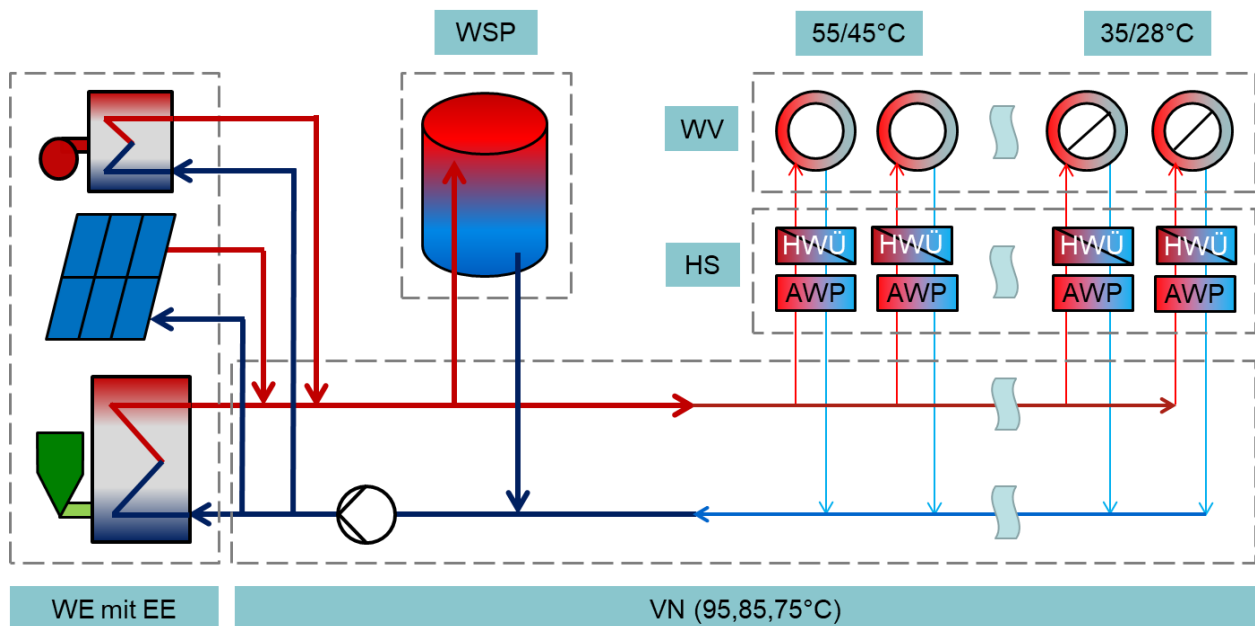


Abbildung 2-31: Schematische Darstellung des Simulationsmodells Projekt „AWP 2“

In dem Gesamtmodell werden die Auswirkungen der abgesenkten Rücklauftemperaturen bei verschiedener Betriebsweise (bei konstantem Wasserstrom oder bei konstanter Wärmeleistung) des Modellnetzes für ein Betriebsjahr durchberechnet. Für die Jahressimulation wird angenommen, dass das Modellwärmenetz jeweils 70 Heiztage im Jahr mit den drei ausgewählten Vorlauftemperaturen betrieben wird. Dies entspricht den typischen 7 Monaten Heizperiode im Jahr für Deutschland.

Bei konstantem Massenstrom:

Bei dieser Betriebsweise wird der Massenstrom im Wärmenetz für die Simulation der HS mit AWP bzw. ohne AWP konstant gehalten. Durch den Einsatz der AWP wird die Rücklauftemperatur im Wärmenetz abgesenkt. Hierdurch werden einerseits der Wärmeverlust des Verteilungsnetzes verringert andererseits die Wärmekapazität des Netzes vergrößert. Das bedeutet, dass mit gleichbleibendem Massenstrom vom Wärmeerzeuger mehr Wärme bereitgestellt wird. Im Durchschnitt wird eine Rücklauftemperaturabsenkung von ca. 12 K erreicht. Die Wärmeverluste werden hierdurch um 13 % reduziert. Gleichzeitig wird die mit dem Fernwärmenetz übertragbare Wärmeleistung um 21 % erhöht.

Bei konstanter Wärmeleistung:

Durch den Einsatz der AWP wird in dieser Betriebsweise die Rücklauftemperatur des Fernwärmenetzes um 12 K abgesenkt, wodurch der Wärmeverlust um 13 % verringert wird. Da die Wärmeleistung des Fernwärmenetzes unverändert bleiben soll, kann der Massenstrom des Netzes um 17 % reduziert werden. Aus diesem Grund sinkt die für die Verteilung benötigte elektrische Leistung der Umwälzpumpe um 31 %.

Die Randbedingungen sowie die Ergebnisse der Simulationsberechnungen der beiden Projekte sind in Tabelle 2-8 gegenübergestellt, wobei die prozentualen Änderungen sich dabei stets auf die Simulationsergebnisse ohne AWP beziehen. Daraus lässt sich ableiten, dass die entwickelte AWP-Anlage sowohl in dem urbanen Fernwärmenetz als auch in dem zukunftsorientierten Wärmenetz 4.0 eingesetzt werden kann, um die netzseitige Rücklauftemperatur

abzusenken. Die Vorteile dieses Anlagenkonzeptes wurden durch die verschiedenen positiven Auswirkungen auf das Wärmenetz belegt.

Tabelle 2-8: Simulationsergebnisse Projekt „AWP 1“ vs. Projekt „AWP 2“

	Projekt „AWP 1“	Projekt „AWP 2“
Wärmenetztyp	Urbanes Wärmenetz	Wärmenetz 4.0
Netz-Vorlauftemperaturen	110 / 100 / 85 °C	95 / 85 / 75 °C
Heizsysteme	74/40 °C, 35/28 °C	55/45 °C, 35/28 °C
Wärmemenge	610 GWh/a	3 GWh/a
Wärmeerzeuger	KWK	Solar/Biomasse/SLK
Wärmenetz Trassenlänge	5300 m	4000 m
Dimension Wärmeleitung	DN 500/150/50	DN 150/100/50
AWP-Rücklaufabsenkung	7~13 K	7~17 K
AWP Effizienz Wärmeverhältnis	1,7	1,9
Bei konstantem Massenstrom		
Abgesenkte FW-Rücklauftemperatur	13K / 11K / 10K	13K / 10K / 12K
Abgesenkte VN-Wärmeverluste	10% / 9% / 11%	13% / 11% / 16%
Erhöhte WE-Wärmeleistung	17% / 17% / 18%	21% / 18% / 24 %
Erhöhte WE-el.Leistung	16% / 15% / 16%	
Bei konstanter Wärmeleistung		
Abgesenkte FW-Rücklauftemperatur	13K / 11K / 10K	13K / 10K / 12K
Abgesenkte VN-Wärmeverluste	10% / 9% / 11%	13% / 11% / 16%
Reduzierte Massenströme	15% / 15 % / 16%	18% / 16% / 19%
Eingesparte Pumpenleistung	24% / 24% / 25%	29% / 28% / 35%

2.5. Zusammenfassung des FFI

Die durchgeführte Arbeit und die Ergebnisse von der Forschungseinrichtung FFI werden wie folgt zusammengefasst:

Die durchgeführte Netzdaten-Analyse hat die breiten Einsatzbereiche des innovativen Anlagekonzeptes in Wärmenetzen mit niedrigerer Vorlauftemperatur (max. 95 °C) belegt. Bezüglich der Kostenberechnung wurde ein Modellnetz in Anlehnung an die Mindestanforderungen des Wärmenetzes 4.0 definiert. Die berechneten Wärmegestehungskosten (WGK) zeigen, dass insgesamt das Modellnetz, durch Kombination von kostengünstigen erneuerbaren Energien sowie durch den Investitionszuschuss des Förderprogramms (z.B. Wärmesysteme 4.0/Bundesförderung für effiziente Wärmenetze), mit der dezentralen Wärmeversorgung konkurrenzfähig ist. Durch Vergleich der spezifischen Äquivalent-CO₂-Faktoren können auch die ökologischen Vorteile des betrachteten Wärmenetzes gezeigt werden.

Im entwickelten Businessmodell wurde vorgeschlagen, das Anlagenkonzept in Form von Energieliefer-Contracting bzw. Energiespar-Contracting zur Anwendung zu bringen. Die Fragestellung hinsichtlich der Finanzierungsmöglichkeit, der Festlegung der Liefer- und Eigentums-grenze sowie der Verantwortlichkeit der Anlage wurden ebenfalls geklärt.

Das modular aufgebaute Simulationsprogramm, welches im Rahmen des Projektes weiterentwickelt wurde, bietet dem Anwender die Möglichkeit, die Betriebsbedingungen für die Auslegung der einzelnen Hauptkomponenten (Wärmeerzeuger, Wärmespeicher, Verteilungs-

netz, Hausstation, Wärmeverbraucher) des Wärmenetzes zu ermitteln. Auch die Auswirkungen der abgesenkten Netzurücklauftemperatur auf die Wärmeverteilung und -bereitstellung können durch dieses einfach zu bedienende Berechnungstool quantifiziert werden.

3. Durchgeführte Arbeit und Ergebnisse (IGTE)

In diesem Kapitel werden die am IGTE im Rahmen der AP 4 bis 6 durchgeführten Arbeiten und die daraus abgeleiteten Erkenntnisse erläutert. Teile dieses Kapitels wurden bereits in den folgenden Publikationen veröffentlicht:

- Mirl, N.: Visualisierung und Optimierung der Flüssigkeitsverteilung in einem Plattenabsorber. Jahrestagung des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins, AAll.1.11., 2020
- Haak, L.; et al.: Effizienzsteigerung einer NH₃/H₂O-Absorptionskältemaschine. Jahrestagung des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins, AAll.1.11., Dresden, 2021
- Mirl, N.: Analyse und Optimierung einer einstufigen Ammoniak/Wasser-Absorptionswärmepumpe. Dissertation, Universität Stuttgart, 2021

3.1. Anlagen- und Prozessbeschreibung der Absorptionswärmepumpe

In einer AWP wird im Vergleich zu einer Kompressionswärmepumpe der elektrisch betriebene Kompressor durch einen sogenannten thermischen Verdichter ersetzt. Hierdurch wird die elektrische Antriebsleistung reduziert. Ein thermischer Verdichter besteht aus einem Absorber, einer Lösungsmittelpumpe sowie einem Austreiber. Im Absorber wird das gasförmige Kältemittel bei niedrigem Druck in einer Flüssigkeit gelöst. Dieser Lösungsprozess wird als Absorption bezeichnet. Anschließend wird die Flüssigkeit mit Hilfe einer Lösungsmittelpumpe auf ein höheres Druckniveau gefördert. Im Austreiber wird das Kältemittel unter Wärmezufuhr von der Lösung getrennt und liegt im gasförmigen Zustand vor. Sowohl der Absorptionsprozess als auch der Desorptionsprozess (Austreibung des Kältemittels) finden bei gleichzeitiger Wärmeübertragung an bzw. von einem externen Fluid statt.

In diesem Forschungsvorhaben wird Ammoniak als Kältemittel und Wasser als Lösungsmittel eingesetzt. Lösungen, die Gemische der beiden Stoffe darstellen, werden nachfolgend in Abhängigkeit des Ammoniakmassenanteils ξ unterschieden. Der Ammoniakmassenanteil gibt dabei die Zusammensetzung des Gemischs als Verhältnis der Ammoniakmasse M_{NH_3} zur Gesamtmasse M_{ges} an:

$$\xi = \frac{M_{\text{NH}_3}}{M_{\text{ges}}} = \frac{M_{\text{NH}_3}}{M_{\text{NH}_3} + M_{\text{H}_2\text{O}}} \quad (3-1)$$

Eine Lösung mit verhältnismäßig hohem Ammoniakmassenanteil wird als reiche Lösung und eine mit geringerem Ammoniakmassenanteil wird als arme Lösung bezeichnet. Auch das Kältemittel ist durch die thermodynamischen Stoffeigenschaften des Ammoniak/Wasser-Gemischs immer mit einem geringen Anteil an Wasser verunreinigt.

Der schematische Aufbau der AWP ist in Abbildung 3-1 dargestellt. Analog zu einer Kompressionswärmepumpe wird im Kondensator der Kältemitteldampf (1) verflüssigt (1→2). Dabei wird ein Teil des Nutzwärmestroms $\dot{Q}_{\text{Kond}}$ aus dem Prozess abgeführt. Das Kältemittel-Reservoir (KM-Reservoir) dient der Zwischenspeicherung von flüssigem Kältemittel. Dadurch wird der Betriebsbereich der AWP vergrößert und Temperaturschwankungen der externen Kreisläufe (Fernwärmenetz und Heizungsnetz) ausgeglichen (Zetzsche 2012). Der Kältemittel-wärmeübertrager (KMWÜ) erhöht die Effizienz des Prozesses. Hierfür wird das flüssige

Kältemittel nach dem KM-Reservoir (3→4) unterkühlt und der Kältemitteldampf (6→7) überhitzt. Mit dem Kältemittelventil (KM-Ventil) wird das flüssige Kältemittel isenthalp auf den Tiefdruck der AWP p_{ti} entspannt (4→5), wonach das Kältemittel im Tiefdruck zweiphasig vorliegt. Anschließend erfolgt bei einem niedrigen Temperaturniveau eine möglichst vollständige Verdampfung, bei der der Wärmestrom $\dot{Q}_{Verd}$ aus dem externen Kreislauf zugeführt wird (5→6).

Im Absorber wird der Kältemitteldampf (7) mit der armen Lösung (8) zusammengeführt. Die Mischung der beiden Ströme erfolgt innerhalb des Absorbers. Der Kältemitteldampf wird dabei von der armen Lösung absorbiert. Bei diesem Vorgang wird die Absorptionswärme freigesetzt, welche für die vollständige Absorption des Kältemittels abgeführt werden muss. Der resultierende Absorptionswärmestrom $\dot{Q}_{Abs}$ wird auf einem mittleren Temperaturniveau an das Heizungswasser übertragen und stellt einen weiteren Teil des Nutzwärmestroms dar. Am Ende des Absorptionsprozesses liegt das Gemisch in flüssigem Aggregatzustand vor. Es hat einen höheren Ammoniakmassenanteil ξ_{rL} und wird daher als reiche Lösung bezeichnet. Die flüssige reiche Lösung (9) wird in einen Pumpenvorlagebehälter geleitet. Die Füllhöhe der flüssigen Phase im Pumpenvorlagebehälter (10) wird mithilfe des Lösungsmittelventils (LM-Ventil) auf

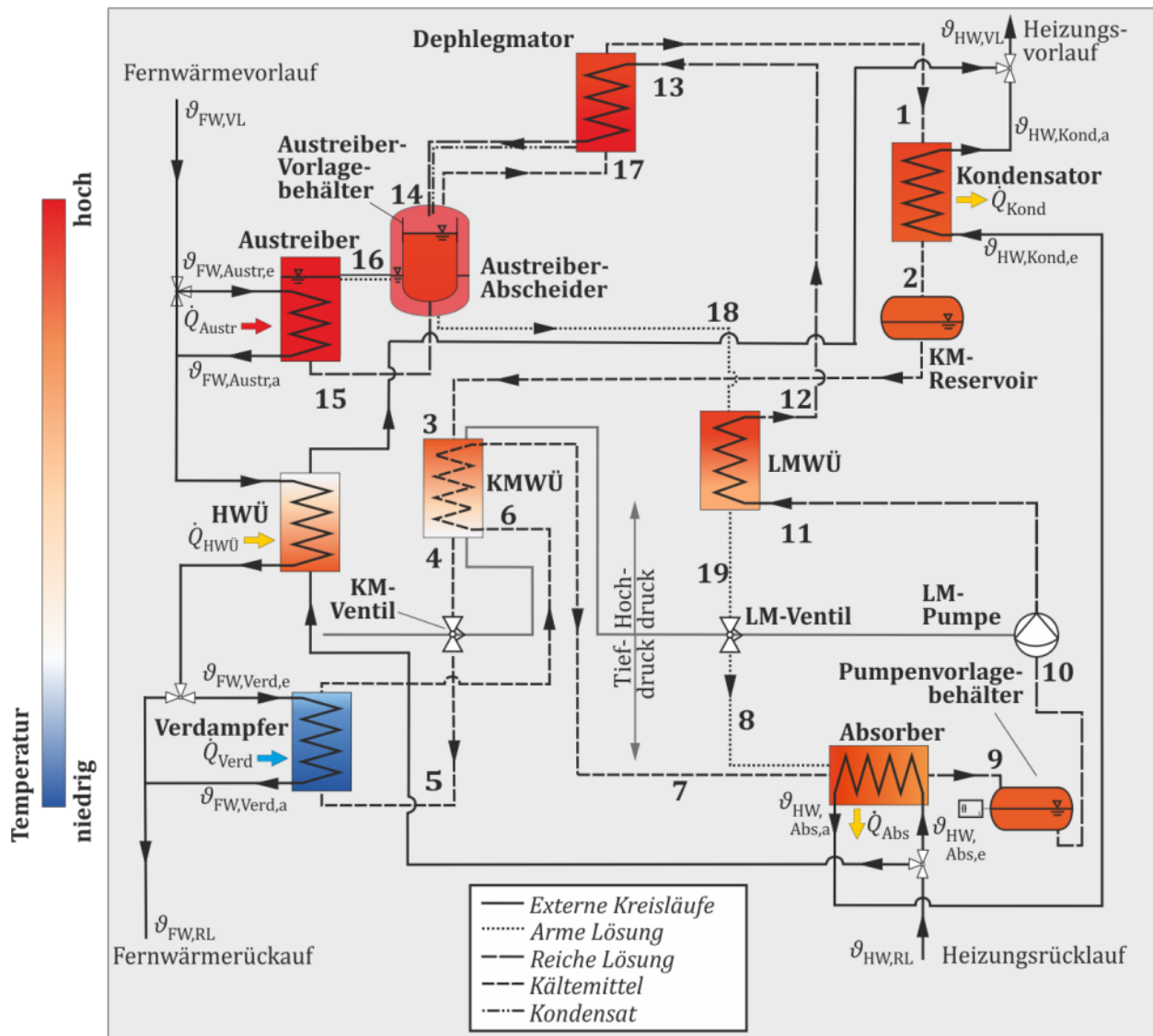


Abbildung 3-1: Schema des Absorptionswärmepumpen-Prozesses sowie den Temperaturniveaus der Komponenten.

einen konstanten Wert geregelt. Hierdurch wird das Ansaugen einer Gasphase durch die Lösungsmittelpumpe (LM-Pumpe) verhindert. Die Lösungsmittelpumpe fördert die reiche Lösung und bringt diese auf das Hochdruckniveau p_{ho} der AWP (10→11).

Zur Effizienzsteigerung durch interne Wärmerückgewinnung wird ein Lösungsmittelwärmeübertrager (LMWÜ) zwischen reicher Lösung (11→12) und armer Lösung (18→19) eingesetzt. Die vorgewärmte reiche Lösung strömt anschließend durch den Dephlegmator. Dort findet eine weitere interne Wärmerückgewinnung vom Kältemitteldampf (17→1) zur reichen Lösung (13→14) statt. Durch die Vorwärmung der reichen Lösung kann diese bereits zweiphasig am Eintritt in die Austreiber-Einheit (14) – hier mit kombiniertem Vorlagebehälter und Abscheider – vorliegen. Bereits ausgetriebener Kältemitteldampf wird direkt in den Dephlegmator (17) abgeführt. Die flüssige reiche Lösung gelangt in den Abscheider und strömt von dort weiter in den Austreiber. Unter Zufuhr des Wärmestroms $\dot{Q}_{Austr}$ auf einem hohen Temperaturniveau wird die reiche Lösung teilweise verdampft (15→16). Die zweiphasige Strömung wird im Austreiber-Abscheider in einen Kältemitteldampf und eine arme Lösung getrennt. Die arme Lösung wird über den LMWÜ zum Absorber (18→19→8) zurückgeführt, wodurch der Lösungsmittelkreislauf geschlossen wird.

Der aus dem Austreiber abgeführte Kältemitteldampf ist aufgrund des thermodynamischen Gleichgewichts des Ammoniak/Wasser-Gemischs kein reines Ammoniak. Um den Ammoniakmassenanteil des Kältemittels ξ_{KM} zu erhöhen, wird der Dampf im Dephlegmator teilweise kondensiert. Das Kondensat weist dabei einen Ammoniakmassenanteil auf, der in etwa dem der reichen Lösung entspricht. In diesem in (Müller und Spindler 2013) entwickeltem Konzept für die Dephlegmation ist vorgesehen, dass das Kondensat schwerkraftgetrieben innerhalb des Wärmeübertragers von dem Kältemitteldampf getrennt und entgegen der Strömungsrichtung des Kältemitteldampfs zum Austreiber-Vorlagebehälter geleitet wird. Der Kältemitteldampf mit erhöhtem Ammoniakmassenanteil strömt vom Dephlegmator zum Kondensator (1), wodurch der Kreisprozess geschlossen ist.

Die AWP dient der Erwärmung des Heizungswassers über die Wärmeabfuhr im Absorber und Kondensator. Die Temperaturen im heizungsseitigen externen Kreislauf werden somit durch die benötigte Heizungs- sowie Heizungsrücklauftemperatur bestimmt. Die Temperatur im Kondensator hängt daher von der Heizungsrücklauftemperatur ab. Die Kondensationstemperatur bestimmt in Verbindung mit dem Ammoniakmassenanteil des Kältemittels ξ_{KM} den Hochdruck p_{ho} der AWP. Der Tiefdruck der AWP p_{ti} hingegen ist innerhalb eines Bereichs frei wählbar und muss anhand der Regelung des Kältemittels vorgegeben werden. In (Mirl 2021) werden die theoretischen Grenzen, welche den Tiefdruck nach oben sowie unten beschränken, diskutiert. Für jeden Betriebspunkt gibt es einen optimalen Tiefdruck, der für die reale Anlage experimentell zu ermitteln ist (Zetzsche 2012).

3.2. Optimierung des Lösungskreislaufs (AP 5)

Im Rahmen des AP5 zur Optimierung des Lösungskreislaufs in Hinblick auf die vergleichsweise geringen Fernwärmeverlauftemperaturen ≤ 95 °C werden experimentelle Untersuchungen an der AWP des IGTE durchgeführt. Zunächst wird der Aufbau des Versuchstands vorgestellt und es wird auf die Versuchsdurchführung sowie die Messdatenauswertung eingegangen. Anschließend werden im Kapitel 3.2.2 Ergebnisse der Optimierung des Austreibers vorgestellt. Darüber hinaus werden Untersuchungen zur Stoff- und Wärmeübertragung innerhalb des

Absorbers vorgenommen. Maßnahmen und Ergebnisse zur Optimierung des Absorptionsprozesses sind im letzten Unterkapitel vorgestellt.

3.2.1. Methodik

Versuchsaufbau

In Abbildung 3-2 ist die AWP samt Peripherie skizziert. Die Beheizung des Austreibers sowie des Verdampfers erfolgt jeweils über elektrische Temperiergeräte. Die vom Absorber und Kondensator abgeführten Wärmeströme $\dot{Q}_{\text{Abs}}$ und $\dot{Q}_{\text{Kond}}$ werden über einen Trockenkühler an die Umgebung abgegeben. Da Temperaturen unterhalb des Schmelzpunktes von Wasser erforderlich sind bzw. auftreten können, werden sowohl der externe Verdampferkreislauf als auch der Rückkühlkreislauf mit einem Glykol-Wasser-Gemisch (Tyfocor-40%) betrieben¹.

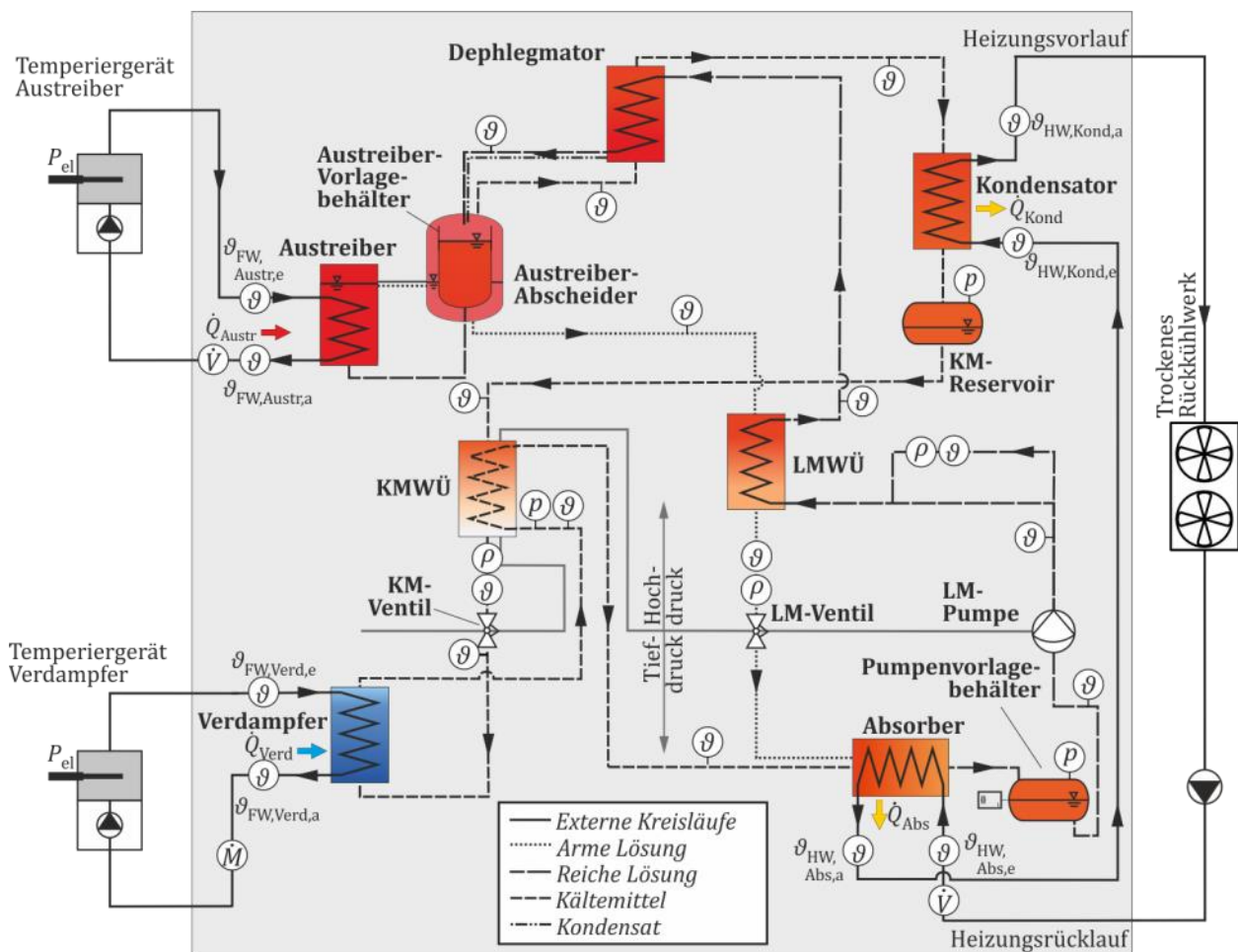


Abbildung 3-2: Versuchstand der Absorptionswärmepumpe mit Positionierung der Messtechnik

¹ Das verwendete Propylenglykol-Wasser-Gemisch (TYFOROP Chemie GmbH 2015) hat gegenüber Wasser ungünstigere thermodynamische Eigenschaften wie eine geringere Wärmeleitfähigkeit und eine höhere Viskosität. In der realen Anwendung mit Wasser als Wärmeträgerfluid im Fernwärme- und Heizungsnetz könnte die Effizienz der AWP daher tendenziell höher ausfallen. Druckverluste in den externen Kreisläufen mit Propylenglykol-Wasser-Gemisch wären nicht auf die reale Anwendung übertragbar und werden daher im Versuchsaufbau nicht ermittelt.

Bei Einbindung der AWP in die Fernwärme-Hausstation wird derselbe Fluidstrom fernwärmeseitig durch den Austreiber und den Verdampfer geleitet. Daher müssen die Wärmekapazitätsströme $\dot{W} = \dot{M} \cdot c_p$ in beiden Wärmeübertragern gleich sein: $\dot{W}_{FW,Austr} = \dot{W}_{FW,Verd}$. Die isobare Wärmekapazität c_p für das Glykol-Wasser-Gemisch ist allerdings geringer als von reinem Wasser. Deswegen wird der externe Massenstrom im Verdampfer gegenüber dem externen Massenstrom im Austreiber erhöht, sodass die Bedingung $\dot{W}_{FW,Austr} = \dot{W}_{FW,Verd}$ erfüllt ist.

Der HWÜ ist nicht Bestandteil des Versuchstandes. Zur Simulation des HWÜ werden folgende Annahmen getroffen: Am Austritt des HWÜ hat das Fernwärmefluid die gleiche Temperatur $\vartheta_{FW,HWÜ,a}$ wie in einer HS ohne AWP. Im Rahmen der Untersuchungen wird angenommen, dass die Temperatur des Fernwärmefluids $\vartheta_{FW,HWÜ,a}$ um 2 K über der Temperatur des Heizungsrücklaufs $\vartheta_{HW,RL} = \vartheta_{HW,HWÜ,e}$ liegt. Daraus resultiert die Eintrittstemperatur des Verdampfers $\vartheta_{FW,Verd,e} = \vartheta_{FW,HWÜ,a} = \vartheta_{HW,RL} + 2 \text{ K}$. Die heizungsseitige Durchströmung des HWÜ soll in der Hausstation parallel zur gesamten AWP erfolgen. Eine Betrachtung der Aufteilung und der anschließenden Mischung der Fluidströme durch AWP und HWÜ kann im Rahmen der Messungen nicht untersucht werden. Die aus den Betriebspunkten, welche gemeinsam mit dem PA definiert wurden, abgeleiteten Randbedingungen für die experimentellen Untersuchungen sind in Tabelle 3-1 aufgelistet.

Tabelle 3-1: Definition der Betriebspunkte – abgeleitete Randbedingungen für experimentelle Untersuchungen

Betriebspunkt	Austreiber-Eintritt $\vartheta_{FW,Austr,e} = \vartheta_{FW,VL}$	Verdampfer-Eintritt $\vartheta_{FW,Verd,e} = \vartheta_{FW,HWÜ,a} = \vartheta_{HW,RL} + 2 \text{ K}$	Kondensator-Austritt $\vartheta_{HW,Kond,a} = \vartheta_{HW,VL}$	Absorber-Eintritt $\vartheta_{HW,Abs,e} = \vartheta_{HW,RL}$
2.1	95 °C	47 °C	55 °C	45 °C
2.2	95 °C	30 °C	35 °C	28 °C
2.3	85 °C	47 °C	55 °C	45 °C
2.4	85 °C	30 °C	35 °C	28 °C
2.5	75 °C	47 °C	55 °C	45 °C
2.6	75 °C	30 °C	35 °C	28 °C

Die Positionen der im Folgenden erwähnten Messgeräte und Sensoren sind in Abbildung 3-2 eingezeichnet. Die Temperaturmessung in den externen Kreisläufen erfolgt mit Pt100-Widerstandstemperatursensoren der Toleranzklasse 1/10 B, die direkt in die Strömung eingebracht werden. Der externe Massenstrom des Verdampfers $\dot{M}_{FW,Verd}$ wird mit einem Coriolis-Massendurchflussmesser erfasst. In den weiteren externen Kreisläufen werden die Volumenströme $\dot{V}_{FW,Austr}$, $\dot{V}_{HW,Abs}$ bzw. $\dot{V}_{HW,Kond}$ mit magnetisch-induktiven Durchflussmessern gemessen.

Zur Bestimmung der Dichte sowie des Massenstroms des Kältemittels und der armen Lösung werden Coriolis-Massendurchflussmesser verwendet. Diese befinden sich direkt vor dem Kältemittel- bzw. Lösungsmittelventil. Im Strang der reichen Lösung wird allein die Dichte bestimmt. Direkt bei den Coriolis-Massendurchflussmessern wird jeweils die Temperatur des Kältemittels bzw. der Lösungen über Pt100-Widerstandstemperatursensoren erfasst. Diese

Pt100-Widerstandstemperatursensoren der Toleranzklasse 1/3 B werden mittels Tauchhülsen in die Strömung eingeführt.

Hochdruckseitig wird der Druck p_{ho} im Kältemittel-Reservoir gemessen. Die Messung des Drucks tiefdruckseitig erfolgt an zwei Positionen: Einerseits zwischen dem Austritt des Verdampfers und dem Eintritt des dampfförmigen Kältemittels in den KMWÜ $p_{ti,Verd,a}$ und andererseits im Pumpenvorlagebehälter am Austritt des Absorbers $p_{ti,Abs,a}$. Die Regelung des Tiefdrucks findet anhand des Messwerts des erstgenannten Drucksensors statt: $p_{ti} = p_{ti,Verd,a}$. Ein Ultraschall-Füllstandssensor misst den Füllstand im Pumpenvorlagebehälter. Abhängig von diesem Messsignal wird das Lösungsmittelventil so gesteuert, dass immer ein ausreichender Füllstand vorhanden ist. Die Lösungsmittelpumpe wird mit konstanter Drehzahl betrieben.

Für jeden Betriebspunkt werden während des quasi-stationären Betriebs über einen Zeitraum von 30 Minuten mit einem Zeitintervall von fünf Sekunden Messwerte aufgenommen. Bedingung für den quasi-stationären Betrieb ist insbesondere, dass sich in den Behältern jeweils ein weitgehend konstanter Füllstand einstellt. Die Messwerte werden für die weitere Auswertung über die Messdauer gemittelt. Der Tiefdruck wird für jeden Betriebspunkt hinsichtlich eines maximalen Wärmeverhältnisses angepasst. Ein vollautomatischer und stabiler Betrieb der AWP ist gewährleistet. Die für das kontinuierlich regelbare Lösungsmittel- sowie Kältemittelventil implementierten Regelstrategien sind in (Mirl 2021) beschrieben. Die Bestimmung von Größen wie dem Ammoniakmassenanteil oder der Enthalpie des Kältemittels sowie der armen und reichen Lösung erfolgt über die Messwerte von Temperatur, Druck und Dichte mittels der Zustandsgleichung von (Tillner-Roth und Friend 1998). Weitere Erläuterungen zur Methodik und Datenauswertung sind (Mirl 2021) zu entnehmen.

Bewertungsgrößen

Das Ziel der Integration einer Ammoniak/Wasser-AWP in eine HS ist es deren fernwärmeseitige Austrittstemperatur und damit die Fernwärmerücklauf Temperatur $\vartheta_{FW,RL}$ insgesamt abzusenken. Diese Rücklauf Temperaturabsenkung $\Delta\vartheta_{FW,Verd}$ wird durch die Wärmeabgabe von dem Fernwärmefluid an das Kältemittel im Verdampfer erreicht. Aus Gleichung (3-2) folgt, dass die Rücklauf Temperaturabsenkung $\Delta\vartheta_{FW,Verd}$ steigt, wenn der fernwärmeseitige Massenstrom durch den Verdampfer $\dot{M}_{FW}$ abnimmt und der übertragene Wärmestrom $\dot{Q}_{Verd}$ zunimmt.

$$\Delta\vartheta_{FW,Verd} = \frac{\dot{Q}_{Verd}}{\dot{M}_{FW} \cdot c_{p,Verd}} = \frac{\dot{Q}_{Verd}}{\dot{W}_{FW,Verd}} \quad (3-2)$$

Für die Beurteilung der Effizienz einer AWP wird üblicherweise das Wärmeverhältnis ζ_h verwendet. Dieses ist definiert als die Summe der abgegebenen Wärmeleistungen am Absorber $\dot{Q}_{Abs}$ und am Kondensator $\dot{Q}_{Kond}$ bezogen auf die zugeführte Wärmeleistung am Austreiber $\dot{Q}_{Austr}$. Wie in (Mirl et al. 2018b) gezeigt, kann unter Vernachlässigung der elektrischen Leistungsaufnahme der Lösungsmittelpumpe sowie der Wärmeverluste der AWP das Wärmeverhältnis einer AWP ζ_h in das Wärmeverhältnis einer AKM ζ_k überführt werden. Der Zusammenhang der beiden Wärmeverhältnisse ist in Gleichung (3-3) angegeben. Bei dem Wärmeverhältnis der AKM ζ_k wird der Quotient aus der am Verdampfer zugeführten Leistung $\dot{Q}_{Verd}$ und der zugeführten Leistung am Austreiber $\dot{Q}_{Austr}$ gebildet.

$$\zeta_h = \frac{\dot{Q}_{\text{Abs}} + \dot{Q}_K}{\dot{Q}_{\text{Austr}}} \approx 1 + \zeta_k \quad (3-3)$$

Durch die fernwärmeseitige Reihenschaltung von Austreiber und Verdampfer muss der Wärmekapazitätsstrom durch beide Bauteile der gleiche sein: $\dot{W}_{\text{FW,Austr}} = \dot{W}_{\text{FW,Verd}}$. Daraus resultierend lässt sich das Wärmeverhältnis einer AKM ζ_k nach Gleichung (3-4) in ein Verhältnis aus Temperaturdifferenzen umformen.

$$\zeta_k = \frac{\dot{Q}_{\text{Verd}}}{\dot{Q}_{\text{Austr}}} = \frac{\dot{M}_{\text{FW}} \cdot c_{p,\text{Verd}} \cdot \Delta\vartheta_{\text{FW,Verd}}}{\dot{M}_{\text{FW}} \cdot c_{p,\text{Austr}} \cdot \Delta\vartheta_{\text{FW,Austr}}} = \frac{\dot{W}_{\text{FW,Verd}} \cdot \Delta\vartheta_{\text{FW,Verd}}}{\dot{W}_{\text{FW,Austr}} \cdot \Delta\vartheta_{\text{FW,Austr}}} = \frac{\Delta\vartheta_{\text{FW,Verd}}}{\Delta\vartheta_{\text{FW,Austr}}} \quad (3-4)$$

Aus Gleichung (3-4) wird ersichtlich, dass eine hohe Rücklauftemperaturabsenkung $\Delta\vartheta_{\text{FW,Verd}}$ erzielt wird, wenn sowohl das Wärmeverhältnis ζ_k als auch die Temperaturdifferenz am Austreiber $\Delta\vartheta_{\text{FW,Austr}}$ hoch sind. Aufgrund des direkten Zusammenhanges des Wärmeverhältnisses der Kältemaschine ζ_k und der Rücklauftemperaturabsenkung $\Delta\vartheta_{\text{FW,Verd}}$ werden diese beiden Größen sowie die Wärmeleistung am Verdampfer $\dot{Q}_{\text{Verd}}$ für die Beurteilung der AWP verwendet.

Für eine gezielte Optimierung der gesamten AWP ist zudem die Einschätzung der Optimierungspotenziale einzelner Prozessschritte wichtig. Für die Bewertung der Wärmeübertragung in den einzelnen Komponenten wird die Wärmeübertragungsfähigkeit kA in Verbindung mit der mittleren Temperaturdifferenz ϑ_m betrachtet. Die Bestimmung der mittleren Wärmeübertragungsfähigkeit kA eines Wärmeübertragers erfolgt über die Berechnung der Temperaturverläufe der Fluide. Das verwendete Verfahren für die Berechnung der Temperaturverläufe wird im Anhang (Kapitel 8.1.2) erläutert.

Ausgangszustand der Absorptionswärmepumpe des IGTE

In Tabelle 3-2 sind Komponenten, welche in der AWP eingesetzt werden, aufgelistet. Zur Vermeidung von Korrosion sind alle mit der Ammoniak/Wasser-Mischung in Kontakt stehenden Anlagenteile aus V2A-Stahl (Werkstoffnummer 1.4301) gefertigt.

Alle verwendeten Wärmübertrager sind Plattenwärmeübertrager. Da bei der Verwendung einer harten Plattenstruktur im Allgemeinen höhere Wärmeübergangskoeffizienten als bei einer weichen Plattenstruktur erreicht werden, wird die harte Plattenstruktur gewählt (Martin 2013). Weiterführende Grundlagen zum Aufbau von Plattenwärmeübertragern sind im Anhang (Kapitel 8.1.2) gegeben. Bis auf den Absorber sind alle der als Plattenwärmeübertrager ausgeführten Komponenten in vertikaler Ausrichtung eingebaut.

Tabelle 3-2: Komponenten der Absorptionswärmepumpe - Ausgangszustand

	Komponente	Hersteller /Typbezeichnung	Beschreibung
Plattenwärmeübertrager	Austreiber	TTZ / ZD42H-60	1 Durchgang
	Dephlegmator	Alfa Laval / Alfa Nova HP 27-14H	1 Durchgang
	Kondensator	Alfa Laval / Alfa Nova HP 40-14H	1 Durchgang
	Kältemittelwärme- übertrager (KMWÜ)	Alfa Laval / Alfa Nova HP 27-24H	1 Durchgang
	Verdampfer	Alfa Laval / Alfa Nova HP 27-64H	2 Durchgänge
	Absorber	Alfa Laval / Alfa Nova HP 27-64H	2 Durchgänge
	Lösungsmittelwärme- übertrager (LMWÜ)	Alfa Laval / Alfa Nova HP 27-94H	15 Durchgänge
Behälter	Austreiber- Vorlagebehälter	Raff & Grund	$V \approx 4,2 \text{ l}$ (aufrecht) $d_a = 114,3 \text{ mm}$, $l = 410 \text{ mm}$
	Austreiber-Abscheider	Raff & Grund	$V \approx 4,2 \text{ l}$ (liegend) $d_a = 114,3 \text{ mm}$, $l = 410 \text{ mm}$
	Kältemittelreservoir	Raff & Grund	$2 \cdot (V \approx 1,8 \text{ l})$ (liegend) $d_a = 114,3 \text{ mm}$, $l = 180 \text{ mm}$
	Pumpenvorlagebehälter	Raff & Grund	$V \approx 1,8 \text{ l}$ (liegend) $d_a = 114,3 \text{ mm}$, $l = 180 \text{ mm}$
	Kältemittelventil	Carel E2V11	kontinuierlich regelbares Ventil
	Lösungsmittelventil	Carel E2V24	kontinuierlich regelbares Ventil
	Absorberdüse	Lechler Typ: 460.566.17 CA	Sprühwinkel $\varphi = 90^\circ$ $\dot{V}(\Delta p \approx 5 \text{ bar}) \approx 210 \text{ l} \cdot \text{h}^{-1}$
	Lösungsmittelpumpe	Hydra-Cell G03EDSTHEMA	$P_{\text{el,LMP,max}} = 0,55 \text{ kW}$ $\dot{V}(\Delta p \approx 10 \text{ bar}) \approx 275 \text{ l} \cdot \text{h}^{-1}$

3.2.2. Neues Austreiber-Konzept

Für die Nutzung des geringen Temperaturniveaus von Wärmenetzen 4.0 zum Antrieb einer AWP ist es essenziell, dass sowohl die minimale Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung $\Delta\vartheta_{\text{Pinch}}$, als auch die mittlere Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung θ_m im Austreiber minimal sind.

Im Projekt „AWP 1“ wurden bereits Änderungen gegenüber dem Ausgangszustand, dem Austreiber-Konzept aus (Müller und Spindler 2013), vorgenommen. Diese Änderungen betreffen die Plattenstruktur („hart“ anstelle von „weich“) und die Platzierung der Anschlüsse des Plattenwärmeübertragers. Durch Anbringen der Anschlüsse auf den gegenüberliegenden Seiten („Z-Form“ anstelle von „C-Form“) wird erreicht, dass der Strömungswiderstand für die Durchströmung aller Kanäle annähernd gleich ist und eine ungleichmäßige Verteilung der Fluids über die Kanäle vermindert wird (Fang Yang et al. 2020). Infolge dieser Maßnahmen wird

bei gleicher Plattenanzahl und geometrischen Abmessungen der Platten des Austreibers die mittlere Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung θ_m mehr als halbiert (Mirl 2021). Dennoch verbleibt hinsichtlich der Wärmeübertragung ein ungenutztes Potenzial, weswegen der Austreiber im aktuellen Projekt nochmals weiterentwickelt wird.

Die wichtigsten Ergebnisse einer Messung zu Beginn des Forschungsvorhabens „AWP 2“ sind in Abbildung 3-3 veranschaulicht. Es ist auf der linken Seite der apparative Aufbau der Austreiber-Einheit skizziert. Auf der rechten Seite ist der anhand von Messdaten berechnete Temperaturverlauf im Wärmeübertrager des Austreibers dargestellt. Dabei ist die dimensionslose Wärmeübertragerfläche A^* auf der Abszisse und die Temperatur ϑ der beiden Fluide auf der Ordinate aufgetragen. Die minimale Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung beträgt dabei $\Delta\vartheta_{\text{Pinch}} = 4,5 \text{ K}$ und die mittlere Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung $\theta_m = 6,8 \text{ K}$.

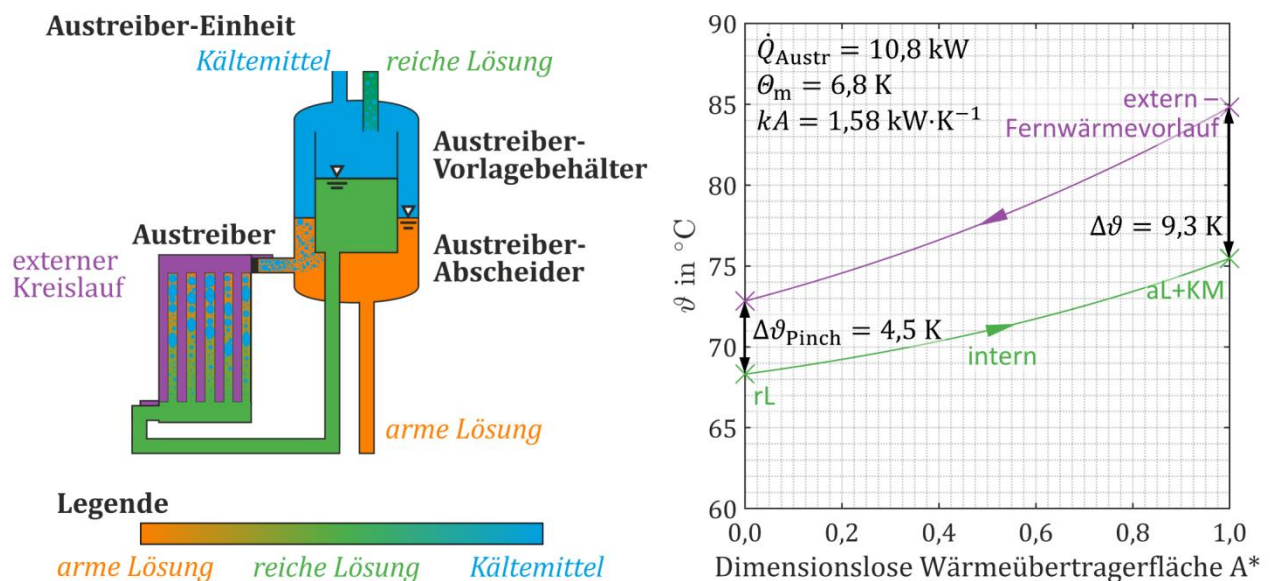


Abbildung 3-3: Schematischer Aufbau des Austreibers (links) und Temperaturverlauf im Betriebspunkt 4 zu Beginn des Forschungsvorhabens AWP 2 (rechts).

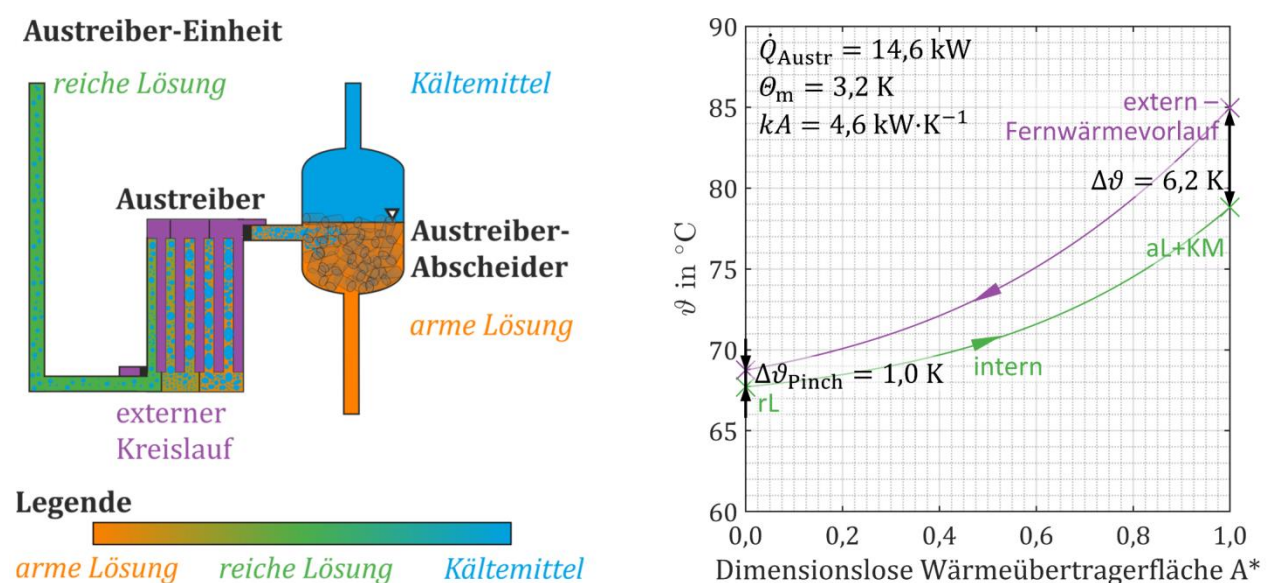


Abbildung 3-4: Schematischer Aufbau des Austreibers (links) und Temperaturverlauf im Betriebspunkt 4 nach der Optimierung der Austreiber-Einheit (rechts).

Im Vergleich dazu sind in Abbildung 3-4 in gleicher Darstellung die Ergebnisse für die optimierte Austreiber-Einheit aufbereitet. Bei diesem Konzept wird der Vorlagebehälter entfernt und ein Plattenwärmeübertrager (Typ AlfaNova HP 27-80H, Alfa Laval) mit 80 Platten sowie fünf Durchgängen verwendet. Durch diese Änderung wird die Leistung des Austreibers $\dot{Q}_{\text{Austr}}$ um 3,8 kW gesteigert, während sowohl die minimale Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung $\Delta\vartheta_{\text{Pinch}} = 1,0 \text{ K}$ als auch die mittlere Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung $\theta_m = 3,2 \text{ K}$ deutlich abgesenkt werden. Detailliertere Auswertungen zur neuen Austreiber-Einheit mit zwangsdurchströmten Plattenwärmeübertrager sind (Mirl 2021) zu entnehmen.

Die minimale Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung $\Delta\vartheta_{\text{Pinch}} = 1,0 \text{ K}$ am Eintritt der reichen Lösung in Austreiber $\vartheta_{\text{rL,Austr,e}}$ verdeutlicht, dass das Potenzial des Desorptionsprozesses ausgeschöpft ist. Um die Fernwärmeverlauftemperatur weiter abzusenken ohne die dem Austreiber zugeführte Wärmeleistung $\dot{Q}_{\text{Austr}}$ zu reduzieren, müsste die Eintrittstemperatur der reichen Lösung $\vartheta_{\text{rL,Austr,e}}$ abgesenkt werden. Dies soll erreicht werden, indem der Ammoniakmassenanteil der reichen Lösung ξ_{rL} durch Optimierung des Absorptionsprozesses erhöht wird.

3.2.3. Optimierung des Absorbers

Der Absorber ist eine zentrale Komponente des AWP-Prozesses. Im Absorber wird das dampfförmige Kältemittel mit der armen Lösung gemischt und unter Freisetzung von Wärme absorbiert. Die Effizienz der gesamten AWP wird in hohem Maße durch den Absorptionsprozess beeinflusst (George und Murthy 1989), (Ibarra-Bahena und Romero 2014). Ein wirksamer Absorber zeichnet sich durch eine hohe Anreicherung der Lösung mit dem Kältemittel – möglichst bis zum Sättigungszustand – aus (Jelinek et al. 2002). Je höher die Konzentration der reichen Lösung, desto niedriger ist deren Siedetemperatur was bedeutet, dass die Austreibung auf einem niedrigeren Temperaturniveau stattfindet. Dadurch sind geringere Fernwärmeverlauftemperaturen für den Antrieb der AWP möglich.

Da für die AWP des IGTE ein hohes ungenutztes Potenzial im Absorber nachgewiesen wurde (Mirl und Spindler 2019), soll der Absorptionsprozess im Folgenden näher analysiert werden. In dem am IGTE verwendeten Absorber-Konzept wird die arme Lösung über eine Düse in den Verteilkanal des als Plattenwärmeübertrager ausgeführten Absorbers zerstäubt. Hierdurch wird eine möglichst großen Phasengrenzfläche zwischen Lösung und Kältemitteldampf erzeugt. Außerdem soll durch die Zerstäubung erreicht werden, dass die Lösung möglichst gleichmäßig auf die einzelnen Kanäle des Plattenwärmeübertragers verteilt wird. Eine gleichmäßige Verteilung der armen Lösung auf die Kanäle ist insbesondere für die weitere Absorption unter Wärmeabfuhr innerhalb des Plattenwärmeübertragers von großer Bedeutung (Treffinger et al. 1997; Markmann 2020). Um die Flüssigkeitsverteilung in der bestehenden Konfiguration zu bewerten und Optimierungsmaßnahmen zu entwickeln, wird ein Prüfstand für optische Untersuchungen konstruiert. Die mit Hilfe dieses Prüfstands gewonnen Erkenntnisse werden anschließend auf den Absorber der AWP übertragen.

Versuchsbeschreibung

In einem separaten Versuchsstand wird die Flüssigkeitsverteilung der Zweiphasenströmung im Absorber anhand eines Ersatzsystems mit der Stoffpaarung Luft/Wasser optisch untersucht. Der Aufbau des Versuchsstandes ist in Abbildung 3-5 dargestellt. Für diesen Aufbau wird ein Plattenwärmeübertrager, welcher baugleich zum verwendeten Absorber ist, verwendet. Um einen Einblick in dessen Inneres zu erhalten, wird eine Längsseite vollflächig abgefräst. An

dieser Seite wird eine Acrylglasscheibe auf den Plattenwärmeübertrager geklebt und über Blechstreifen an den Kanten fixiert.

Der Kältemitteldampf wird in diesem Aufbau durch Druckluft ersetzt und anstatt der armen Lösung wird Wasser verwendet. Die Zuführung der Gas- und Flüssigphase erfolgt analog zum Absorber der Ammoniak/Wasser-AWP. An ein $\frac{3}{4}$ "-Winkelstück wird ein $\frac{1}{4}$ "-Rohr gasdicht zur Umgebung angeschweißt, sodass das $\frac{1}{4}$ "-Rohr konzentrisch in dem $\frac{3}{4}$ "-Rohr verläuft. Die Druckluft strömt im Ringspalt zwischen $\frac{1}{4}$ "- und $\frac{3}{4}$ "-Rohr direkt in den Plattenwärmeübertrager ein. Das Wasser wird in dem innenliegenden $\frac{1}{4}$ "-Rohr zur Düse geführt. Da das innere, wasserführende Rohr fest mit dem Winkelstück verbunden ist, wird der Düsenabstand t durch Längenänderung des äußeren $\frac{3}{4}$ "-Rohres verändert. Des Weiteren kann die zur Zerstäubung des Wassers verwendete Düse getauscht werden. Die Volumenströme von Wasser und Luft werden über handbetätigte Ventile eingestellt. Zu Beginn der Untersuchungen werden die Volumenströme über die voreingestellten Drücke, welche an Manometern abgelesen werden, abgeschätzt (Mirl et al. 2020; Mirl 2021). Im Verlauf der Untersuchungen wird der Prüfstand um Volumenstrommessgeräte für sowohl Luft als auch Wasser ergänzt.

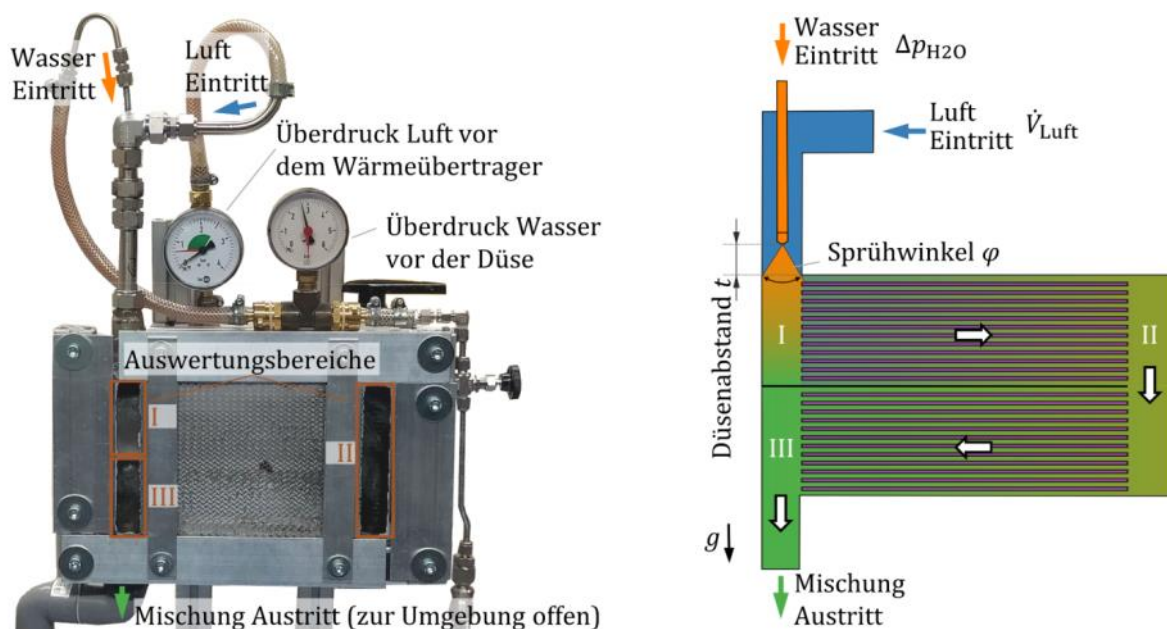


Abbildung 3-5: Versuchsstand zur Untersuchung der Flüssigkeitsverteilung auf die Kanäle im Stoffsystem Luft/Wasser: links ist der Aufbau dargestellt und rechts ist eine Skizze mit den variierten Größen gezeigt.

Relevante Bereiche für die Auswertung:

I – Verteilkanal, II – Umlenkanal, III – Sammelkanal

Die Beurteilung der Flüssigkeitsverteilung auf die Kanäle erfolgt durch eine optische Methode. Hierzu werden im stationären Betrieb des Versuchsaufbaus $n = 20$ Fotos mit einer Belichtungszeit von $\tau = 0,8$ ms mit einem konstanten zeitlichen Abstand von 3 s aufgenommen. Diese Fotos werden nach dem in Abbildung 3-6 dargestellten Vorgehen für die Auswertung aufbereitet. Bei der weiteren Verarbeitung werden die Bilddateien als Matrizen behandelt. Die Dimension dieser Matrix entspricht den Abmessungen der Bilddatei in Bildpunkten. Jeder dieser Bildpunkte hat eine Graustufe zwischen 0 und 1. Der Wert 0 entspricht dabei der Farbe Schwarz und der Wert 1 der Farbe Weiß.

Unter Vorgabe eines konstanten Schwellwertes wird das Foto binarisiert. Hierbei wird jedem Bildpunkt, der eine Graustufe oberhalb des Schwellwertes besitzt, der Wert 1 zugewiesen und jedem Bildpunkt mit einer Graustufe unterhalb des Schwellwertes der Wert 0. Das so entstandene Binärbild besitzt damit nur noch schwarze Bildpunkte, deren Wert 0 ist, und weiße Bildpunkte mit dem Wert 1. Bei diesem Bearbeitungsschritt hat die Ausleuchtung der Auswertungsbereiche I-III des Wärmeübertragers einen Einfluss auf den benötigten Schwellwert. Um einen hohen Kontrast in der Auswertung zu erhalten, werden daher unterschiedliche versuchsstandspezifische Schwellwerte für die verschiedenen Auswertungsbereiche verwendet. Der Auswertungsbereich I wird mit einem Schwellwert von 0,16 binarisiert und die Bereiche II und III mit einem Schwellwert von 0,08.

Wie in Abbildung 3-6 b) zu sehen ist, werden so die Bereiche weiß dargestellt, in denen das Licht beispielsweise durch die flüssige Phase gebrochen wird. Die flüssige Phase ist hierdurch in den Auswertungsbereichen im Binärbild gut erkennbar, wodurch die Flüssigkeitsverteilung für ein einzelnes Foto besser sichtbar gemacht wird.

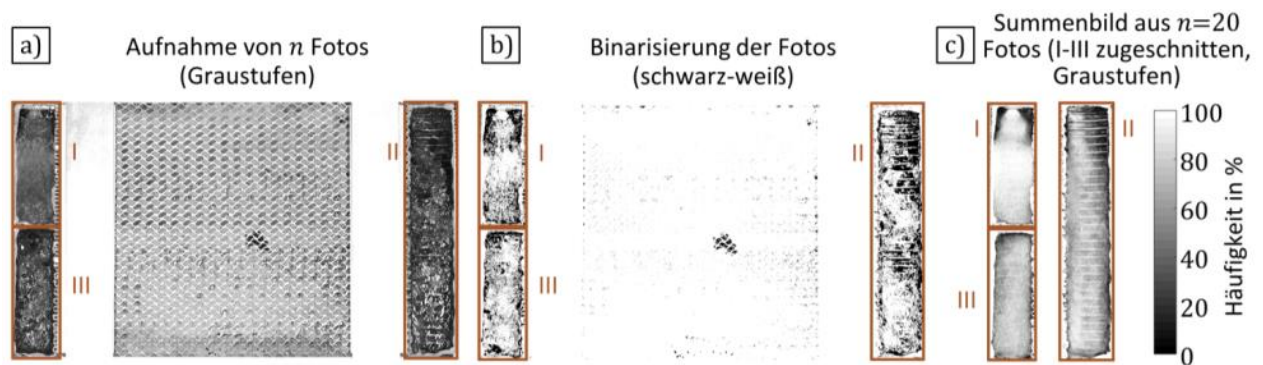


Abbildung 3-6 Darstellung des Ablaufs bei der Versuchsauswertung anhand eines Beispiels. In a) ist ein Foto gezeigt, das in b) binarisiert dargestellt ist. In c) ist ein auf die Auswertungsbereiche I-III zugeschnittenes Summenbild aus 20 binarisierten Fotos, die jeweils zu 1/20 gewichtet wurden, gezeigt.

Jedes Foto stellt dabei ausschließlich eine Momentaufnahme der Strömung dar. Die Strömung des zweiphasigen Gemischs ist allerdings auch im stationären Betrieb eine schwallartige Strömung. Um die Strömung vollständig erfassen zu können, werden daher mehrere binarisierte Fotos zu einem Summenbild zusammengeführt. Ein Beispiel für ein Summenbild ist in Abbildung 3-6 c) gezeigt. Hierzu werden die Werte aller Bildpunkte des Binärbildes durch die Anzahl der verwendeten Fotos $n = 20$ dividiert. Auf diese Weise werden Bildpunkte, die in dem binarisierten Foto weiß sind, also den Wert 1 haben, erneut in eine Graustufe umgerechnet. Diese Bilder werden in einem zweiten Schritt durch die Bildung einer Summe aus $n = 20$ solcher Bilder zu einem Summenbild zusammengefügt. In dem so entstandenen Summenbild hat jeder Bildpunkt erneut eine Graustufe, die zwischen 0 und 1 liegt.

Versuchsdurchführung und Ergebnisse

Zunächst wurden anhand der optischen Untersuchungen die wesentlichen Einflussgrößen der Düse eines Sprayabsorbers auf die Flüssigkeitsverteilung identifiziert. Die Ergebnisse zur Flüssigkeitsverteilung bei Verwendung kommerziell verfügbarer Vollkegeldüsen der Firma Lechler mit unterschiedlichen Sprühwinkeln und unterschiedlicher benötigter Druckdifferenzen für unterschiedliche Positionierungen wurden in (Mirl et al. 2020) und (Mirl 2021) veröffentlicht.

Im Folgenden werden die wichtigsten Erkenntnisse aus den im Rahmen des Projekts entstandenen Veröffentlichungen (Mirl et al. 2020) und (Mirl 2021) zusammengefasst. Bei diesen Untersuchungen wurde für die Gasströmung ein über alle Messungen gleichbleibender Überdruck vor dem Wärmeübertrager von 0,2 bar eingestellt. Detaillierte Auswertungen werden an dieser Stelle nicht angeführt. Es sei auf die oben genannten Veröffentlichungen verwiesen. Insgesamt konnte aufgezeigt werden, dass die optischen Untersuchungen im Ersatzsystem mit den Arbeitsstoffen Luft/Wasser zur Beurteilung der Flüssigkeitsverteilung sehr gut geeignet sind. Es konnte ebenfalls gezeigt werden, dass diese Untersuchungen Rückschlüsse auf die Funktionsfähigkeit des Absorbers im Betrieb der AWP mit der Arbeitsstoffpaarung Ammoniak/Wasser zulassen. Hierfür wurden Messungen für ausgewählter Düsen an der AWP durchgeführt und anhand der Wärmeübertragungsfähigkeit des Absorbers kA_{Abs} ausgewertet.

Zunächst wird die bisher eingesetzte Vollkegeldüse des Typs 460.566 mit einem Sprühwinkel von $\varphi = 90^\circ$ und einer Druckdifferenz $\Delta p_{\text{H}_2\text{O}} \approx 5,0$ bar als Referenz analysiert. Im Hinblick auf die Flüssigkeitsverteilung wird im oberen Drittel des ersten Durchgangs nur eine geringe Flüssigkeitsmenge erkannt. Es besteht daher ein Optimierungspotenzial der Flüssigkeitsverteilung auf die einzelnen Kanäle.

Drei Vollkegeldüsen der aktuellen Baureihe 490.60x (Lechler GmbH 2017) mit Sprühwinkeln von $\varphi = 60^\circ$, $\varphi = 90^\circ$ und $\varphi = 120^\circ$ von ebenfalls der Firma Lechler werden als Alternative getestet. Diese Düsen benötigen für den gleichen Volumenstrom von $\dot{V}_{\text{al}} \approx 210 \text{ l} \cdot \text{h}^{-1}$ eine geringere Druckdifferenz von etwa $\Delta p \approx 2,8$ bar. Die Entscheidung für eine geringere Druckdifferenz beruht auf der Überlegung, dass dies sich positiv auf die Ventilautorität und damit auf die Regelgüte des im AWP-Prozess vorgeschalteten Expansionsventils auswirkt (Roos 2002).

Zunächst werden die Düsen bündig zum inneren Ende des Eintrittsstutzens ($t \approx 0 \text{ mm}$) positioniert. Es wird aufgezeigt, dass durch die geringere benötigte Druckdifferenz der Düsen der Baureihe 490.60x bei gleichem Volumenstrom der Einfluss der Luftströmung auf das Spray größer ist. Die Düse vom Typ 490.608 mit Sprühwinkeln von $\varphi = 120^\circ$ wird als am vielversprechendsten bewertet und wird daher in die AWP eingebaut. Die Position der Düse wird so gewählt, dass der ungestörte Sprühkegel die obersten Kanäle trifft, ohne den Eintrittsstutzen zu tangieren. Dies wird durch einen Düsenabstand von ($t \approx 6 \text{ mm}$) erreicht. Als Ergebnis stellt sich keine Steigerung der Wärmeübertragungsfähigkeit des Absorbers kA_{Abs} gegenüber der Referenz ein (Mirl et al. 2020).

In (Mirl et al. 2020) wird zudem ein an die Untersuchungen aus (Treffinger et al. 1997) angelehntes Konzept mit einer dem Plattenwärmeübertrager vorgeschalteten Mischkammer betrachtet. Dazu wird in der Arbeit von (Mirl et al. 2020) als Mischkammer ein $\frac{3}{4}$ “-Rohrstück verwendet, in das die Flüssigkeit über eine Düse mit einem Sprühwinkel von $\varphi = 60^\circ$ eingespritzt wird. Die optische Untersuchung der Flüssigkeitsverteilung beim alternativen Absorber-Konzept mit vorgeschalteter Mischkammer ergab, dass es zu einer Flüssigkeitsansammlung im unteren Bereich des Eintrittskanals des Plattenabsorbers kommt. Hierdurch ist die Flüssigkeitsverteilung auf die nachfolgenden Kanäle des ersten Durchgangs sehr ungleichmäßig. Nach Messungen zu diesem Absorber-Konzept an der AWP wird für vier von fünf Betriebspunkten eine signifikant geringere Wärmeübertragungsfähigkeit des Absorbers kA_{Abs} als beim Ausgangszustand erreicht. Dieses Konzept wird daher verworfen (Mirl et al. 2020).

In einem nächsten Schritt wird eine Düse vom Typ 490.568 mit einem Sprühwinkel $\varphi = 120^\circ$ und einer Druckdifferenz von $\Delta p_{\text{H}_2\text{O}} \approx 5,0 \text{ bar}$ beim relevanten Volumenstrom vom $\dot{V}_{\text{aL}} \approx 210 \text{ l} \cdot \text{h}^{-1}$ beschafft und für einen Düsenabstand von ($t \approx 6 \text{ mm}$) untersucht. Anhand der optischen Untersuchungen wird die Flüssigkeitsverteilung tendenziell gleichmäßiger als bei der Referenz eingeschätzt. Die Wärmeübertragungsfähigkeit des Absorbers kA_{Abs} beim Betrieb der AWP fällt etwas höher aus (Mirl 2021).

In Tabelle 3-3 sind alle untersuchten Düsen mit den jeweils betrachteten Einbausituationen (Düsenabstand t – vgl. Abbildung 3-5) aufgelistet. Zudem ist eine Bewertung der Konfiguration in Relation zur Referenz angegeben.

Tabelle 3-3: Auflistung der untersuchten Düsen mit Bewertung der Flüssigkeitsverteilung für verschiedene Einbausituationen ($t \approx 0 \text{ mm}$, $t \approx 6 \text{ mm}$, „Konzept Mischrohr“) verglichen mit der Referenz. Bedeutung der verwendeten Symbole:

„–“ Flüssigkeitsverteilung deutlich ungleichmäßiger, „–“ ungleichmäßiger,
 „–o“ geringfügig ungleichmäßiger, „o“ kein nennenswerter Unterschied feststellbar,
 „+“ Flüssigkeitsverteilung gleichmäßiger

Düsentyp	Sprühwinkel φ	Druckdifferenz $\Delta p_{\text{H}_2\text{O}}$ bei $\dot{V}_{\text{aL}} \approx 210 \text{ l} \cdot \text{h}^{-1}$	Bewertung * zusätzl. kA_{Abs} bei Betrieb in AWP bestimmt
460.566	90°	5,0 bar	<u>Referenz ($t \approx 0 \text{ mm}$)</u> *
490.604	60°	2,8 bar	– ($t \approx 0 \text{ mm}$) – – („Konzept Mischrohr“)*
490.606	90°	2,8 bar	– ($t \approx 0 \text{ mm}$)
490.608	120°	2,8 bar	– ($t \approx 0 \text{ mm}$) / –o ($t \approx 6 \text{ mm}$)*
490.568	120°	5,0 bar	o ($t \approx 0 \text{ mm}$) / + ($t \approx 6 \text{ mm}$)*

Es wird gefolgert, dass durch weitere Anpassungen an der Düse keine nennenswerte Steigerung der Wärme- und Stoffübertragung im Absorber erreicht werden kann. Daher soll als nächster Optimierungsschritt der Plattenwärmeübertrager ausgetauscht werden. Anhand der optischen Untersuchungen mit Variation der Luftvolumenströme soll ein tiefergehendes Verständnis erlangt werden, wie die Abnahme des Dampfgehalts bei einem fortschreitenden Absorptionsprozess die Flüssigkeitsverteilung insbesondere im Umlenkanal (Auswertungsabschnitt II) beeinflusst. Während die Volumenströme beider Fluide zuvor allein anhand des Drucks eingestellt wurden, kommen nun Volumenstrommessgeräte zum Einsatz (Mirl et al. 2020; Mirl 2021). Diese Verbesserung ermöglicht es, die im realen Absorberbetrieb in verschiedenen Betriebspunkten auftretenden Arbeitsmittelvolumenströme möglichst genau nachzubilden. Je nach Betriebspunkt variiert der Volumenstrom des Kältemitteldampfes am Eintritt des Absorbers zwischen ca. 5 und 9 m^3/h und sinkt bis zum Austritt, wo ausschließlich Lösung vorliegt, auf null ab. Es gilt zu erwähnen, dass in den Untersuchungen von (Mirl et al. 2020) sowie (Mirl 2021) die Luftvolumenströme mangels eines Gasvolumenstrommessgeräts um mehr als den Faktor zwei zu hoch eingestellt worden sind.

In Abbildung 3-7 sind Ergebnisse der weiterführenden optischen Untersuchungen der Flüssigkeitsverteilung im Absorber dargestellt. Es sind vier Summenbilder für den nun in der AWP verwendeten Düsentyp 490.568 (Sprühwinkel von $\varphi = 120^\circ$, Differenzdruck $\Delta p_{\text{H}_2\text{O}} \approx 5,0 \text{ bar}$) für unterschiedliche Luftvolumenströme gezeigt.

Die Flüssigkeitsverteilung ist umso besser, je größer die Bereiche mit hellgrauer Färbung in den Summenbildern sind. Durch die Binarisierung gehen manche Informationen verloren. Aus diesem Grund wird für die Auswertung zusätzlich eine Einzelaufnahme, welche sehr gut mit einem der Summenbilder ($\dot{V}_{\text{Luft}} = 3 \text{ m}^3/\text{h}$) übereinstimmt, abgebildet. Dieses Foto zeigt, dass sich im unteren Bereich der einzelnen Auswertungsbereiche je eine Flüssigkeitsansammlung befindet. Diese Information wird in den Summenbildern durch eine rote Linie ergänzt.

Je geringer der Luftvolumenstrom ist, desto kleiner sind die grauen Flächen und desto kleiner sind somit die Bereiche, die von Flüssigkeit erreicht werden. Die Flüssigkeitsansammlungen hingegen nehmen mit sinkendem Luftvolumenstrom zu. Die Ergebnisse der optischen Untersuchungen verdeutlichen damit, dass die Flüssigkeitsverteilung ungleichmäßiger ist, je geringer die Strömungsgeschwindigkeit ausfällt.

Es wird die Annahme getroffen, dass sich bei der realen Absorption der Gasvolumenstrom nach dem ersten Durchgang in etwa halbiert hat und somit Werte im Bereich von nur $2,5 \dots 4,5 \text{ m}^3/\text{h}$ annimmt. Anhand des Auswertebereichs II (Sammelkanal) der Summenbilder für $\dot{V}_{\text{Luft}} = 3 \text{ m}^3/\text{h}$ und $\dot{V}_{\text{Luft}} = 5 \text{ m}^3/\text{h}$ wird gefolgert, dass bei der realen Absorption im zweiten Durchgang nur noch die untere Hälfte der sechzehn Kanäle mit einer nennenswerten Flüssigkeitsmenge beaufschlagt wird.

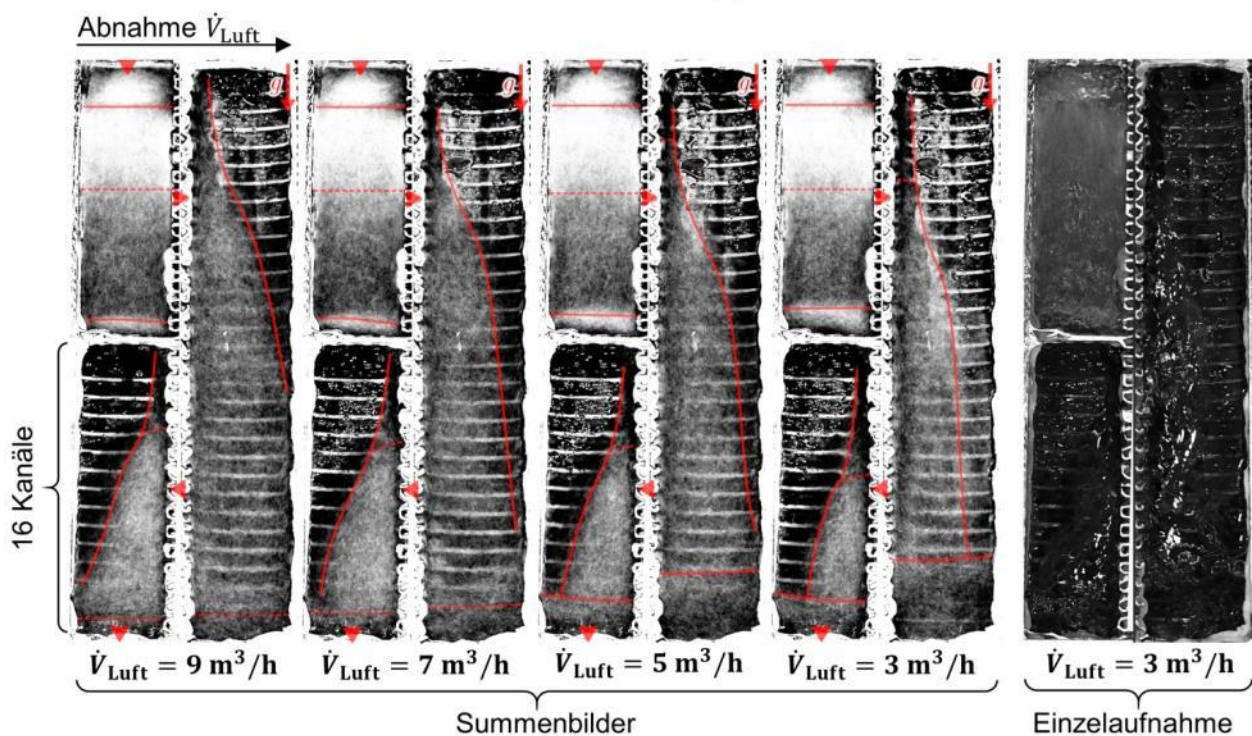


Abbildung 3-7: Optische Untersuchung der Flüssigkeitsverteilung im Absorber für verschiedene Luftvolumenströme

Diese Erkenntnisse fließen in die Neuauslegung des Plattenwärmeübertragers ein. Es wurde vorgeschlagen die Anzahl an parallel durchströmten Kanälen von sechzehn auf acht zu reduzieren. Da durch die Reduktion der Kanäle die wärmeübertragende Fläche des Plattenwärmeübertragers abnimmt, soll die Anzahl der Durchgänge von zwei auf drei erhöht werden. Es wird ein Plattenwärmeübertrager vom Typ Alfa Nova HP 27-48H (48 Platten) beschafft, um den zuvor verwendeten Alfa Nova HP 27-64H (64 Platten) zu ersetzen.

In Abbildung 3-8 ist eine Gegenüberstellung der Temperaturverläufe im Absorber vor und nach dem Tausch des Plattenwärmeübertragers dargestellt. Die Temperaturen der Fluide sind dabei über der dimensionslosen Wärmeübertragerfläche A^* aufgetragen. Die interne Eintrittstemperatur in den Absorber wird mit Annahme einer adiabaten Mischung von Kältemittel und armer Lösung berechnet.

Die mittlere Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung des Absorbers mit einem Alfa Nova HP 27-64H als Plattenwärmeübertrager beträgt $\theta_m = 9,4$ K. Die un stetige Steigungsänderung des internen Fluids bei $A^* = 0,13$ wird durch eine sprunghafte Änderung des Wärmekapazitätsstroms der reichen Lösung verursacht. In diesem Punkt ist die Absorption vollständig abgeschlossen und die flüssige reiche Lösung wird im Bereich $A^* \leq 0,13$ unterkühlt. Es wird vermutet, dass dies mit der ungleichmäßigen Flüssigkeitsverteilung über die Kanäle im Plattenwärmeübertrager zusammenhängt.

In Abbildung 3-8 ist der Temperaturverlauf des Absorbers mit neuem Plattenwärmeüber (Alfa Nova HP 27-48H) gezeigt. Die mittlere Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung beträgt hier nur noch $\theta_m = 4,9$ K. Die Unterkühlung der reichen Lösung (Bereich $0,03 < A^* \leq 1,0$) fällt ebenfalls geringer aus. Trotz einer um 25 % kleineren wärmeübertragenden Fläche A steigt die Wärmeübertragungsfähigkeit kA von $1,2$ kW/K auf $2,8$ kW/K an und wird damit mehr als verdoppelt.

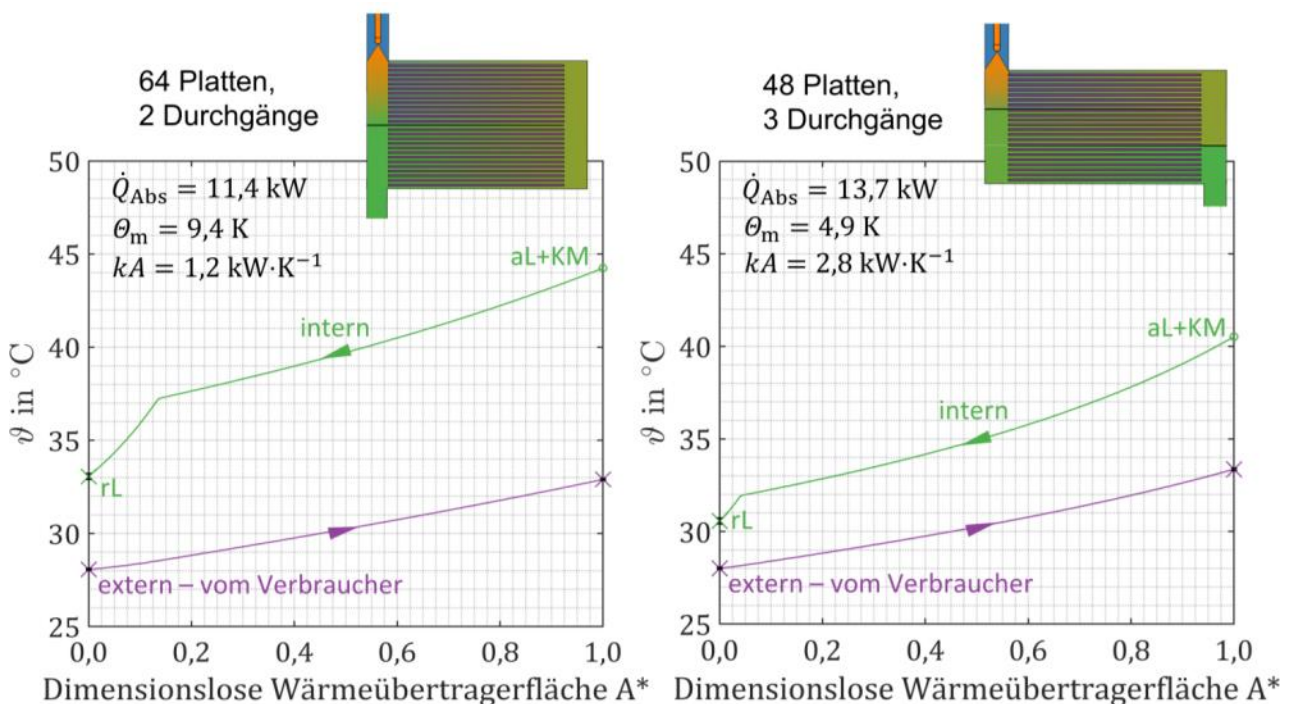


Abbildung 3-8: Gegenüberstellung der Temperaturverläufe im Absorber vor und nach dem Tausch des Plattenwärmeübertragers (links: Alfa Nova HP 27-64H, rechts: Alfa Nova HP 27-48H)

In Folge der Optimierung des Absorbers erhöht sich die Effizienz des Kreisprozesses und der zusätzlich dem Fernwärmenetz entnommene Wärmestrom $\dot{Q}_{\text{Verd}}$ steigt in allen Betriebspunkten an (um bis zu 28 %). Ergebnisse zu den erreichten Wärmeströmen $\dot{Q}_{\text{Verd}}$ sowie den erreichten Rücklauf Temperaturabsenkungen $\Delta\vartheta_{\text{Verd}}$ werden im Rahmen der Anlagenkennfelder im Kapitel 3.5.2 aufgeführt.

3.2.4. Optimierung der Dephlegmation sowie der internen Wärmerückgewinnung

Zeitlich zwischen der Erarbeitung des neuen Austreiber-Konzepts und der Optimierung des Absorbers wurde die Dephlegmation analysiert und verbessert. Ziel der Dephlegmation ist die Steigerung der Kältemittelreinheit. Aus der Literatur zu Absorptionskältemaschinen ist bekannt, dass eine Verunreinigung des Kältemittels mit Wasser Einbußen in sowohl Effizienz als auch Kälteleistung zur Folge hat (Fernández-Seara und Sieres 2006). Es zeigt sich allerdings, dass für die Betriebsbedingungen der AWP im Projekt „AWP 2“ mit verhältnismäßig geringen Temperaturen am Austreiber sowie hohen Temperaturen am Verdampfer keine Erhöhung der Kältemittelreinheit nach der Desorption notwendig ist. Der Dephlegmator wird in diesem Projekt daher allein zur Steigerung der internen Wärmerückgewinnung eingesetzt.

Die Betrachtungen zum Dephlegmator sind eine Ergänzung zu AP5 und sollen an dieser Stelle nicht näher ausgeführt werden. Ergebnisse eines Konzepts zur Dephlegmation mit lösungsgekühltem Plattenwärmeübertrager und nachgeschalteter Kondensatabscheidung sind in (Mirl 2021) sowie (Haak et al. 2021) veröffentlicht. Ein Nachweis der Funktionsfähigkeit dieses Konzepts anhand von Betriebspunkten für eine Kältemaschine erfolgt in (Haak et al. 2021).

3.3. Qualifizierung einer neuen Lösungsmittelpumpe (AP 4.1, AP 4.2)

In einer AWP wird die Lösungsmittelpumpe verwendet um die reiche Lösung aus dem Niederdruckbereich in den Hochdruckbereich zu fördern. Die Anwendung stellt dabei hohe Anforderungen an die Lösungsmittelpumpe: Es ist eine lange Betriebsdauer erforderlich und die Korrosivität der Ammoniakwasserlösung stellt eine Herausforderung dar, sodass die Materialauswahl eingeschränkt ist. Darüber hinaus, sind die zu fördernden Volumenströme gering (ca. 4l/min) und die zu erbringende Druckdifferenz hoch, (bis 14 bar) sodass die Auswahl an einsetzbaren Pumpen weiter eingeschränkt wird.

In der bisherigen Versuchsanlage wird eine Kolbenmembranpumpe der Firma Verder vom Typ G03 eingesetzt. Drei Kolben lenken je eine Membran aus PTFE aus, welche das Volumen der Pumpenkammer vergrößert und verkleinert und so die Lösung durch zwei Rückschlagventile fördert. Diese Lösungsmittelpumpe kann die Anforderungen erfüllen, weist allerdings auch Nachteile auf:

- Ausreichende Lebensdauer fraglich, aufgrund hoher Anzahl an Schwingspielen der Membran und hoher angestrebter Lebensdauer der AWP
- Hohe Kosten, auch bei steigender Stückzahl

In diesem Projekt wurde sich zum Ziel gesetzt alternative Lösungsmittelpumpen zu untersuchen. Die in AWP größerer Leistung häufig eingesetzten mehrstufigen Kreiselpumpen (vgl. (Minea und Chiriac 2006)) scheiden für diese Anwendung aufgrund der geringen benötigten Volumenströme aus. Ein bisher wenig betrachteter Pumpentyp ist die Flügelzellenpumpe – auch als Drehschieberpumpe – bezeichnet.

In Abbildung 3-9 rechts ist eine Flügelzellenpumpe schematisch dargestellt. Der Pumpenkopf der Flügelzellenpumpe besteht aus einem Rotor in welchen bewegliche (Graphit-)Blättchen eingebracht sind. Der Rotor dreht sich um einen azentrischen Stator, sodass die (Graphit-)Blättchen herausgedrückt werden und zwischen Rotor und Stator geschlossene Kammern bilden. In diesen wird Fluid durch die Drehung von der Niederdruck- auf die Hochdruckseite gefördert. Im Projekt wurden drei Flügelzellenpumpen identifiziert und näher betrachtet. In Tabelle 3-4 ist eine Gegenüberstellung der untersuchten Pumpen zu sehen.

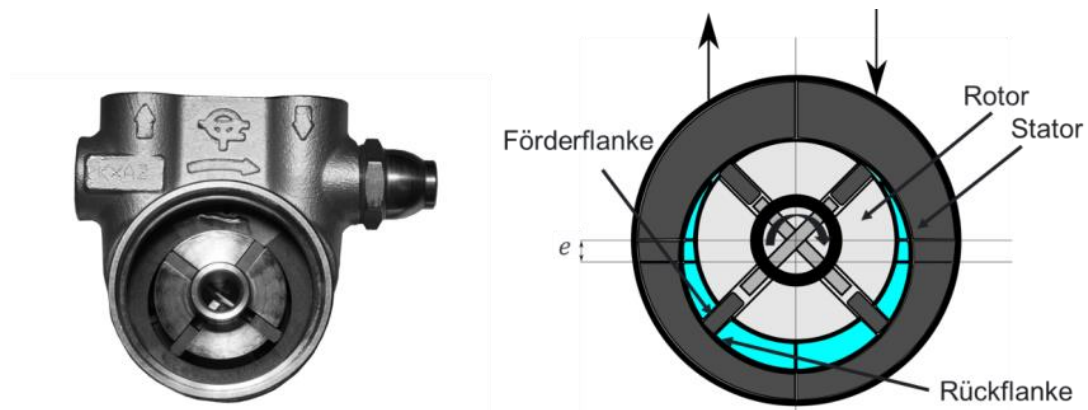


Abbildung 3-9: Bild des Pumpenhauses einer Flügelzellenpumpe mit Blick in die Förderkammer, Modell Fluid-o-Tech, PO2511E (links) und schematische Zeichnung (rechts)

Tabelle 3-4: Gegenüberstellung der im Projekt untersuchten Lösungsmittelpumpen

				
Pumpen-Typ	Kolbenmembranpumpe	Flügelzellenpumpe	Flügelzellenpumpe	Flügelzellenpumpe
Hersteller	Verder Liquids	Fluid-o-Tech	Fluid-o-Tech	Ventaix
Typbezeichnung	Hydra-Cell G03EDSTHHEMA	PO2511E (Serie PO 70-400)	TMSS201V (Serie TM30-200)	MDPG2VAV/15-15-37
Dichtungs-Typ	Magnetkupplung	Gleitringdichtung	Magnetkupplung	Magnetkupplung
Motor	550 W Drehstrommotor (3 Polpaare)	250W / 370W Drehstrommotor (2 Polpaare)	250 W Drehstrommotor (2 Polpaare)	370 W Drehstrommotor (2 Polpaare)
Maximal zul. Druck	83 bar	20 bar	20 bar	25 bar
Maximale Druck-differenz	Keine Angaben	16 bar	16 bar	13 bar
Abmaße Pumpenkopf + Kupplung	300 mm x 250mm x 200mm	70 mm x 45 mm x 54 mm	93 mm x 80 mm x 88 mm	170 mm x 160 mm x 160 mm
Kosten	~ 4600 € (inklusive Motor)	174 € + ca. 110 € für Adapterset und Motor	249 € + ca. 150 € für Adapterset und Motor	1628 € (inklusive Motor)

Die Qualifizierung der Lösungsmittelpumpen erfolgt in zwei Schritten:

- Untersuchung der Pumpen im Hinblick auf die Betriebsparameter, Aufnahme von Kennfeldern
- Durchführen von Lebensdauertests

Sind diese Schritte erfolgreich abgeschlossen, erfolgt ein Testbetrieb der AWP mit neuer Lösungsmittelpumpe.

3.3.1. Aufnahme von Kennfeldern der Lösungsmittelpumpen

Aufbau des Lösungsmittelpumpen-Prüfstands

Abbildung 3-10 zeigt das Prozessschema des Lösungsmittelpumpen-Prüfstands. Der Aufbau besteht im Wesentlichen aus der zu untersuchenden Lösungsmittelpumpe, einem Hochdruck-Reservoir (HD-Reservoir), einem Coriolis-Durchflussmessgerät, einem elektronischen Expansionsventil, einem Plattenwärmeübertrager (PWÜ), einem Tiefdruck-Reservoir (TD-Reservoir), zwei Drucksensoren und einem Widerstandsthermometer.

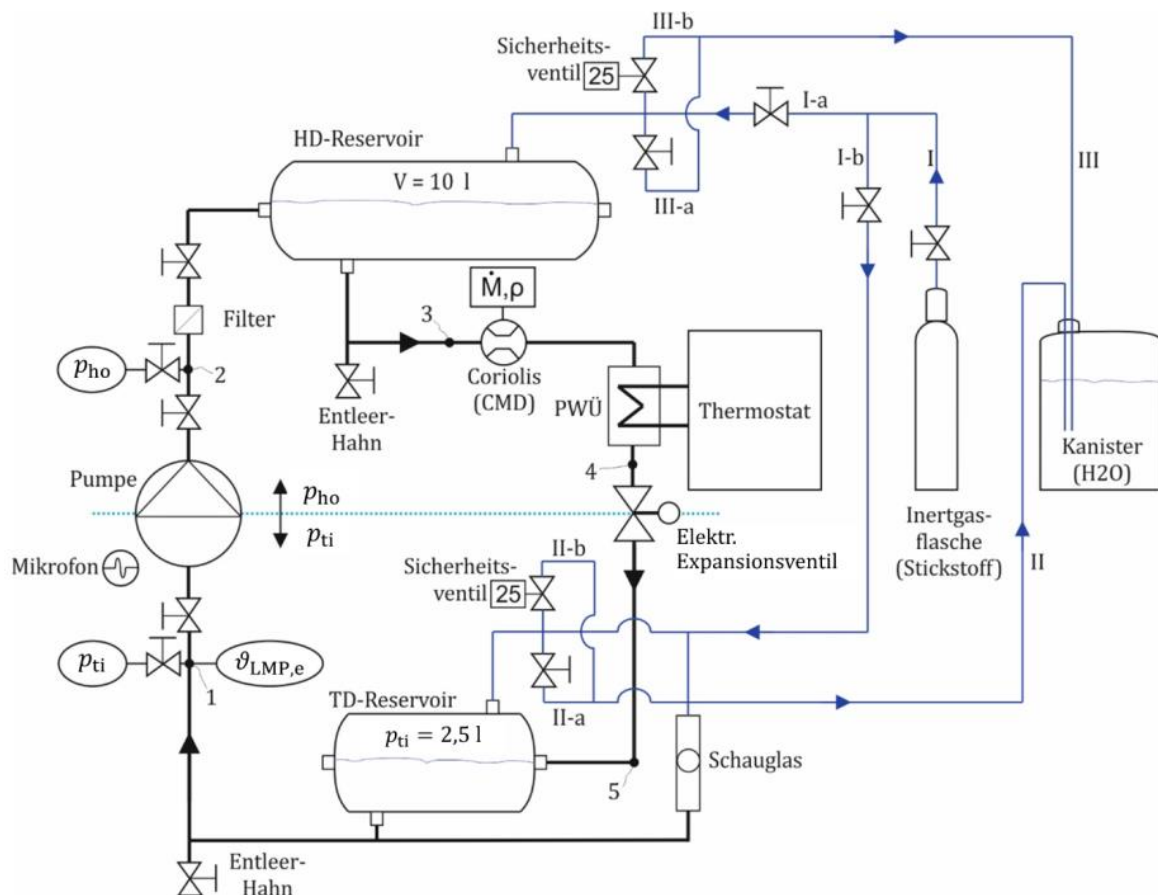


Abbildung 3-10: Prozessschema des Lösungsmittelpumpen-Prüfstands

Beginnend bei der Lösungsmittelpumpe wird die Ammoniak-Wasser-Lösung in Richtung HD-Reservoir auf ein höheres Druckniveau gefördert. Zwei piezoresistive Drucksensoren, die jeweils den Absolutdruck messen, sind zur Messung des Hoch- (p_{ho}) und Tiefdruckes (p_{ti}) in den Prüfstand eingebaut. Die Druckdifferenz zwischen der Hoch- und Tiefdruckseite berechnet sich wie folgt:

$$\Delta p = p_{ho} - p_{ti} \quad (3-5)$$

Beide Drucksensoren der Firma Newport Omega sind vom Typ PAA21Y-C-16. Der Drucksensor zur Messung des Tiefdruckes ist nahe am Eintritt der Lösungsmittelpumpe platziert (1). An dieser Stelle ist zusätzlich ein Widerstandsthermometer (Pt-100) mit der Genauigkeitsklasse 1/3B zur Messung der Temperatur ($\vartheta_{LMP,e}$) eingebaut. Der Drucksensor zur Messung des Hochdruckes ist nahe am Austritt der Lösungsmittelpumpe platziert (2).

Zwischen der Lösungsmittelpumpe und dem HD-Reservoir ist ein Filter eingebaut. Im Filter sollen mittels eines Edelstahlgeflechtes alle Partikel mit einem mittleren Durchmesser größer 400 μm aus der Lösung entfernt werden. Der Innenraum des HD-Reservoirs besitzt ein Volumen von $V_{HD-Res} = 10\text{ l}$ und dient dem Aufbau eines Druckpolsters. Das Druckpolster wird durch den sich im Reservoir befindlichen Stickstoff gebildet. Die Ammoniak-Wasser-Lösung verlässt das HD-Reservoir an dessen niedrigster Stelle, um sicherzustellen, dass ausschließlich Flüssigkeit das HD-Reservoir verlässt. Der Massenstrom der Ammoniakwasserlösung wird mittels einem Coriolis-Durchflussmessgerät von der Firma Endress + Hauser vom Typ C300 kontinuierlich gemessen. Zudem wird die Dichte erfasst. Somit kann eine Veränderung des Ammoniakmassenanteils über die Versuchsdauer ausgeschlossen werden. Mittels eines Thermostats, das im externen Kreislauf des PWÜ eingebaut ist, kann die Ammoniak/Wasser-Lösung über den PWÜ temperiert werden. Der PWÜ wird im Gegenstrom betrieben. Das Thermostat ist von der Firma Lauda vom Typ RK8 KP. Mit demineralisiertem Wasser kann das Thermostat im Temperaturbereich zwischen $5\text{ °C} \leq \vartheta_{Thermostat} \leq 90\text{ °C}$ betrieben werden.

Das elektronische Expansionsventil sorgt für eine Druckabsenkung der Ammoniak-Wasser-Lösung vom Hoch- (4) auf den Tiefdruck (5). Das Expansionsventil ist von der Firma Carel- vom Typ E2V35. Mit dem elektronischen Expansionsventil wird eine hohe Reproduzierbarkeit der Ventilstellung erreicht und das automatisierte Abfahren der Kennlinien ermöglicht. Die Ammoniak/Wasser-Lösung strömt ins TD-Reservoir und liegt dort als Flüssigkeitsvorlage für die Lösungsmittelpumpe vor. Mittels eines parallel zum TD-Reservoir angebrachten Schauglases kann der Füllstand der Ammoniak-Wasser-Lösung beobachtet werden. Das TD-Reservoir hat ein Innenvolumen von $V_{TD-Res} = 2,5\text{ l}$. Die Ammoniak-Wasser-Lösung verlässt das TD-Reservoir ebenfalls an dessen niedrigster Stelle, um sicherzustellen, dass die Lösungsmittelpumpe ausschließlich Flüssigkeit aus dem TD-Reservoir ansaugt.

Mittels eines Inertgases, Stickstoff, kann der Gesamtdruck im HD- und TD-Reservoir reguliert werden. So kann über die Leitungen I-a und I-b kann sowohl das HD- als auch das TD-Reservoir mit Stickstoff beaufschlagt aufgeprägt werden. Da die Leitungen I-a und I-b direkt miteinander verbunden sind, ist es möglich, den Stickstoff und somit dessen Volumen über eine geeignete Stellung der Kugelhähne zwischen HD- und TD-Reservoir zu verschieben. Zur Feinjustierung des Druckes kann manuell mittels Kugelhähnen über die Leitungen II-a und III-a der Stickstoff in einen Kanister abgelassen werden. Des Weiteren sind Sicherheitsventile im Prüfstand verbaut, die bei Überschreitung eines Gesamtdruckes von $p_{ges} = 25\text{ bar}$ den Stickstoff (welcher geringfügig mit Ammoniakdampf beladen ist) kontrolliert über die Leitungen II-b und III-b in einen mit Wasser befüllten Kanister ablassen.

Die Messdatenerfassung erfolgt über ein System der Firma Agilent Technologies. Es handelt sich um ein Messdatenerfassungsgerät vom Typ 34970A mit zwei Streckkarten des Typs 34901A „20 Channel Multiplexer“ sowie eine Steckkarte des Typs 34907A „Multifunction Modul“

mit denen Spannungswerte und Stromstärken gemessen werden und eine Steuerspannung für das elektronische Expansionsventil erzeugt wird. Die so erfassten Messdaten werden mithilfe der Software LabVIEW (National Instruments) am PC aufgezeichnet und weiterverarbeitet. Zum Einstellen der Drehzahl der Pumpen wird ein Frequenzumrichter der Firma SEW, Typ Movitrac LTE-B+ verwendet. Die elektrische Leistung der drehzahlgeregelten Pumpen wird durch Auslesen des Frequenzumrichters über eine Ethernet-Schnittstelle bestimmt. Bei Verwendung eines nicht drehzahlvariablen Motors wird die elektrisch aufgenommene Leistung mit einem mobilen Gerät der Firma Gossen Metrawatt Typ SecuTEST Base10 gemessen. Mit bekannter elektrischer Leistung P_{el} kann der Wirkungsgrad η wie folgt berechnet werden:

$$\eta = \frac{P_{mech}}{P_{el}} = \frac{\Delta p \cdot \dot{V}}{P_{el}} \quad (3-6)$$

Versuchsbedingungen

Die Versuchsbedingungen sind in Tabelle 3-5 zusammengefasst. Der Prüfstand wird mit einer Einfüllmasse der Ammoniak-Wasser-Lösung von $M_{LM} = 10,7 \text{ kg}$ befüllt. Die Kennlinien werden erstellt, indem einerseits die am Frequenzumrichter eingestellte Frequenz des Elektromotors der Lösungsmittelpumpe und andererseits die Temperatur des Arbeitsfluids variiert wird. Die maximale zu vermessende Frequenz beträgt $f_1 = f_{max} = 65 \text{ Hz}$. Die geringste zu vermessende Frequenz ist zum einen aufgrund des Frequenzumrichters auf $f_8 = f_{min} = 30 \text{ Hz}$ festgelegt, zum anderen um eine zu starke Motorüberhitzung aufgrund einer zu geringen Lüfter-Drehzahl zu verhindern. Zwischen der maximalen und der minimalen Frequenz des Elektromotors werden sechs weitere Frequenzen ($f_2 = 60 \text{ Hz}$, $f_3 = 55 \text{ Hz}$, $f_4 = 50 \text{ Hz}$, $f_5 = 45 \text{ Hz}$, $f_6 = 40 \text{ Hz}$, $f_7 = 35 \text{ Hz}$) untersucht.

Tabelle 3-5: Übersicht der Versuchsbedingungen

Arbeitsfluid	Ammoniak-Wasser-Lösung
Inertgas	Stickstoff
Ammoniakmassenanteil der Lösung	0,25 kg _{NH3} /kg _{ges}
Einfüllmasse der Lösung	10,7 kg
Temperatur auf der Tiefdruckseite	28 °C; 56 °C
Eingestellte Frequenz des Elektromotors	65 Hz, 60 Hz, 55 Hz, 50 Hz; 45 Hz; 40 Hz; 35 Hz; 30 Hz

Allgemein hängt die Viskosität einer Ammoniak-Wasser-Lösung sowohl vom Ammoniakmassenanteil als auch von der Temperatur ab. Im Lösungsmittelpumpen-Prüfstand soll eine Lösung mit einem Ammoniakmassenanteil von 0,25 kg_{NH3}/kg_{ges} als Arbeitsfluid eingesetzt werden. Bei einem (Tief-)Druck von 2,5 bar liegt die Viskosität bei Temperaturen von 28 °C und 56 °C bei 1,08 bzw 0,58 mPa·s. Mit Wahl dieser Temperaturen beträgt der Unterschied in Bezug auf die Viskositätswerte nahezu Faktor zwei. Somit wird mit einem konstanten Ammoniakmassenanteil der Lösung im Lösungsmittelpumpenprüfstand der im Betrieb der AWP

auftretende Viskositätsbereich der Lösung mit einem je nach Betriebspunkt variierenden Ammoniakmassenanteil weitgehend abgedeckt.

Es wird angestrebt den Differenzdruckbereich zwischen 7 und 14 bar abzudecken, welcher aus den Betriebspunkten der AWP abgeleitet ist. Der Tiefdruck beträgt ca. 2,5 bar, sodass Kavitation am Einlass der Pumpe ausgeschlossen werden kann. Eine Betrachtung von Kavitation wird bei den Lebensdaueruntersuchungen der Lösungsmittelpumpen vorgenommen. Alle Kennlinien beginnen mit der maximalen Ventilöffnung, also der minimalen Druckdifferenz. Daraufhin wird das Ventil schrittweise geschlossen und somit der Differenzdruck gesteigert. Jeder Messpunkt wird für eine Zeitdauer von 5 min gehalten, in die Auswertung gehen die Messwerte der letzten 30 s ein.

Messergebnisse

Förderkennfeld der Kolbenmembranpumpe

In Abbildung 3-11 sind die Kennlinien der Kolbenmembranpumpe Hydra-Cell G03EDSTHHEMA der Firma Verder dargestellt. Dabei ist die Druckdifferenz Δp , die elektrische Leistung P_{el} und der Wirkungsgrad η über dem Massenstrom der Lösung $\dot{M}$ aufgetragen. Abbildung 3-12 zeigt die Kennlinien der Kolbenmembranpumpe bezogen auf den Volumenstrom. Bei den gezeigten Punkten handelt es sich um Messpunkte, die Kennlinien sind polynomische Trendlinien. Bei einer Frequenz des Elektromotors von 30 Hz bis 55 Hz werden Massenströme zwischen 125 kg/h und 266 kg/h erreicht. Die Kolbenmembranpumpe weist einen steilen Druckanstieg bei gleichzeitig nur geringer Reduktion der Fördermenge auf und ist folglich sehr drucksteif. Bei einer Fluidtemperatur von 56°C weist die Pumpe bei der jeweiligen eingestellten Frequenz einen höheren geförderten Massen- bzw. Volumenstrom auf, als bei einer Fluidtemperatur von 28°C. Bezogen auf den Volumenstrom vergrößert sich die Differenz der Kennlinien durch die temperaturabhängige Dichteänderung. Im Gegensatz zu den weiteren untersuchten Pumpen wird hier bei höherer Temperatur ein größerer Massen- bzw. Volumenstrom gefördert. Eine Hypothese für diesen Effekt ist, dass die bei höheren Temperaturen verringerte Viskosität die Fördermenge der Kolbenmembranpumpe je Hub vergrößert.

Die vom Motor aufgenommene elektrische Leistung beträgt zwischen 60 W und 300 W. Die Leistung steigt sowohl mit der vorliegenden Druckdifferenz als auch mit der Drehzahl der Pumpe. Der Wirkungsgrad erreicht Werte zwischen ca. 10% und 50%. Dabei liegt der geringste Wirkungsgrad bei der geringsten Druckdifferenz vor. Der Wirkungsgrad steigt mit ansteigender Druckdifferenz nahezu linear an und erreicht den höchsten Wert bei der maximalen Druckdifferenz.

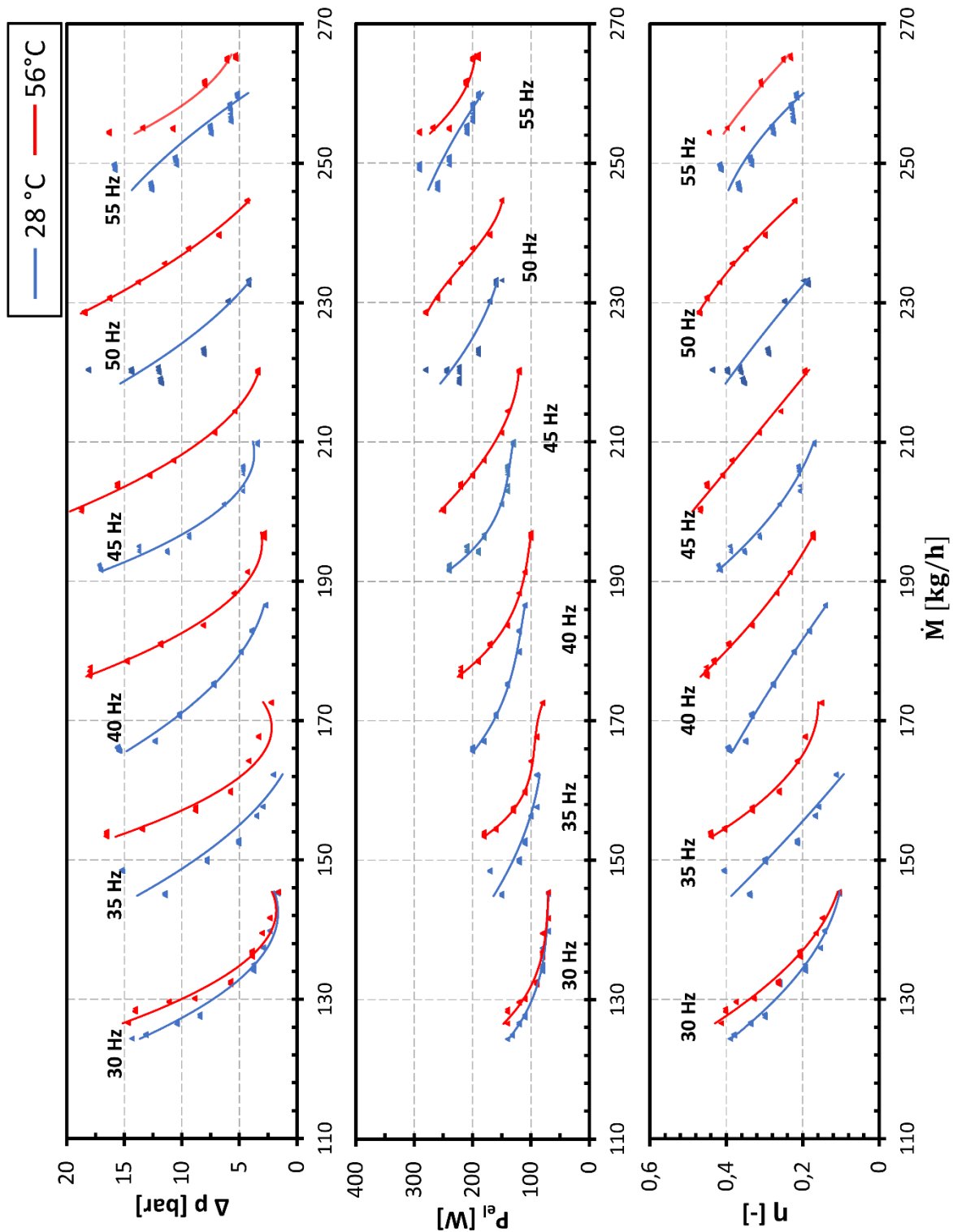


Abbildung 3-11: Förderkennfeld der Kolbenmembranpumpe Hydra-Cell G03EDSTHHEMA von Verder liquids über dem geförderten Massenstrom. Darstellung von Druckdifferenz, elektrischer Leistungsaufnahme und Wirkungsgrad. Blaue Kennlinien wurden mit einer Temperatur der Lösung von 28°C aufgezeichnet, rote Kennlinien bei einer Temperatur von 56°C.

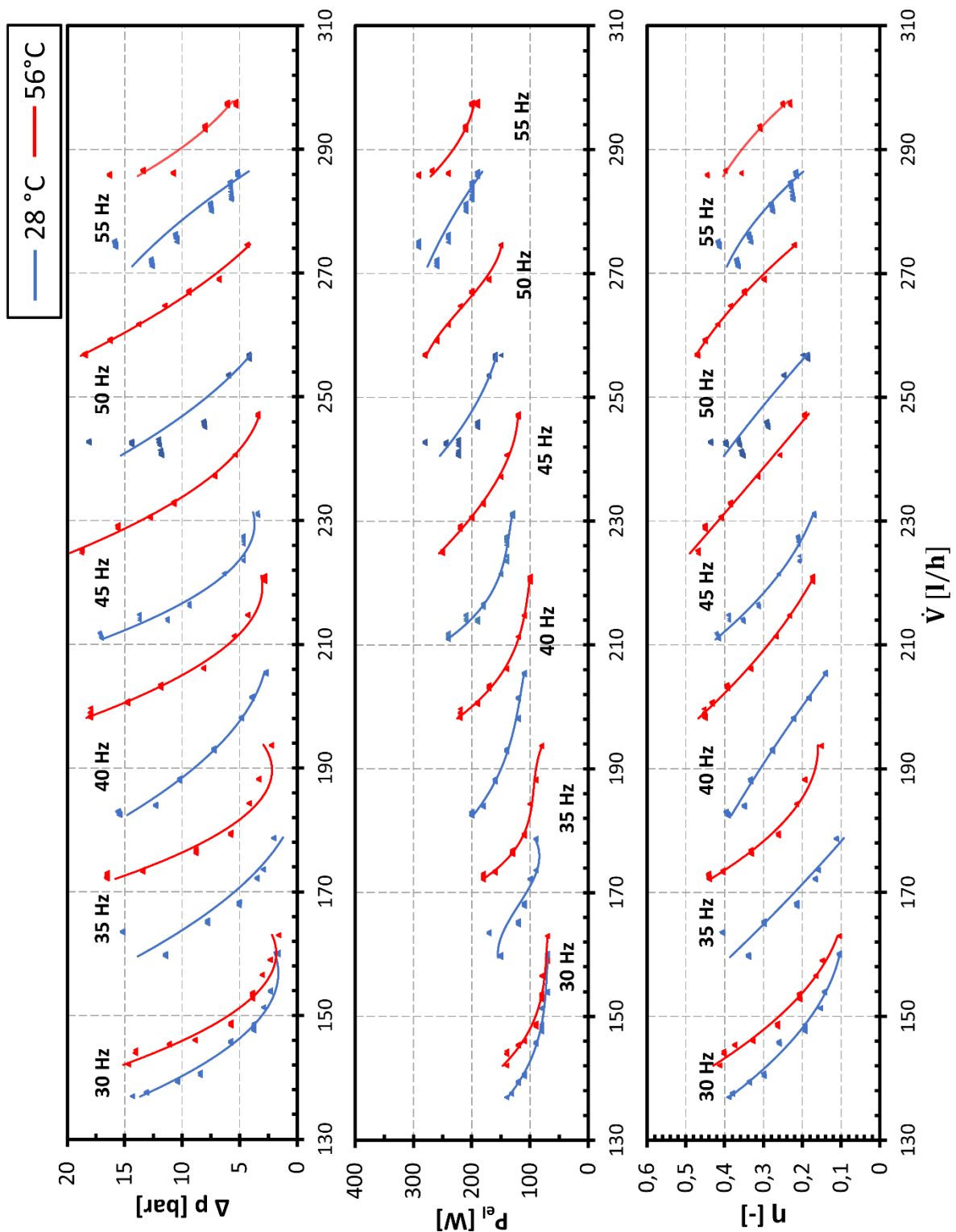


Abbildung 3-12: Förderkennfeld der Kolbenmembranpumpe Hydra-Cell G03EDSTHEMA von Verder liquids über dem geförderten Volumenstrom. Darstellung von Druckdifferenz, elektrischer Leistungsaufnahme und Wirkungsgrad. Blaue Kennlinien wurden mit einer Temperatur der Lösung von 28°C aufgezeichnet, rote Kennlinien bei einer Temperatur von 56°C .

Förderkennfeld Fluid-o-Tech PO2511E

Der Pumpenkopf PO2511E von Fluid-o-Tech wurde mit verschiedenen Motoren vermessen:

- „Originalmotor“: Nicht drehzahl geregelter Motor vom Hersteller beige stellt
- 250 W SEWA-Tech 4-poliger Drehstrommotor (SEVA-MX 711-4)
- 370 W SEWA-Tech 4-poliger Drehstrommotor (SEVA-MX 712-4)

Das größte Kennfeld wird mit dem 370W-Drehstrommotor erreicht, weshalb dieses im Folgenden dargestellt und diskutiert wird. Die Drehzahl des Elektromotors wurde zwischen 30 Hz und 60 Hz variiert. Der geförderte Volumenstrom beträgt zwischen 110 l/h und 360 l/h. Bei einer Temperatur von 28°C (blaue Linien) wird ein um ca. 5-10 l/h größerer Volumenstrom gefördert. Die Pumpe weist eine geringere Drucksteifigkeit als die zuvor diskutierte Kolbenmembranpumpe auf. Beispielsweise verringert sich der geförderte Volumenstrom bei einer Frequenz von 50 Hz und einer Temperatur von 56°C von 295 l/h bei minimaler Druckdifferenz auf 210 l/h bei maximaler Druckdifferenz.

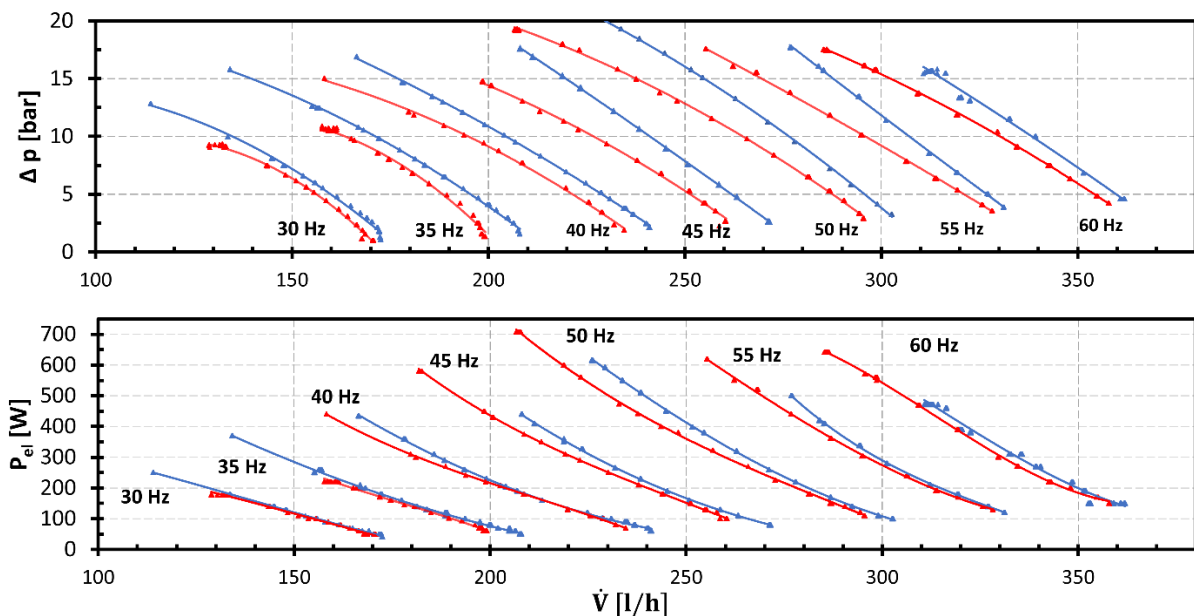


Abbildung 3-13: Förderkennfeld der Flügelzellenpumpe „Fluid-o-Tech PO2511E“ mit 370W-Motor über dem Volumenstrom. Blaue Linien bei 28°C Fluidtemperatur, rote Linien bei 56°C Fluidtemperatur

Die Zieldruckdifferenz von 14 bar kann mit Ausnahme der Kennlinien mit einer Drehzahl von 30 Hz und 35 Hz bei einer Fluidtemperatur von 56°C erreicht werden. Die elektrische Leistungsaufnahme ist mit bis zu 700 W im Vergleich zur Kolbenmembranpumpe deutlich erhöht. Aufgrund der ähnlichen Volumenströme und Druckdifferenzen muss der Wirkungsgrad teilweise deutlich geringer sein. In Abbildung 3-14 ist der Wirkungsgrad über dem Volumenstrom für vier Kennlinien dargestellt. Aus dem Verlauf der Kennlinien wird ersichtlich, dass ein Diagramm, welches alle gemessenen Kennlinien darstellen würde, aufgrund von zahlreichen Schnittpunkten unübersichtlich wäre. Deshalb wurde die in Abbildung 3-15 gezeigte Darstellungsform gewählt. Der Verlauf der Wirkungsgradkennlinien unterscheidet sich grundlegend von den in Abbildung 3-11 und Abbildung 3-12 gezeigten Wirkungsgradkennlinien der Kolbenmembranpumpe.

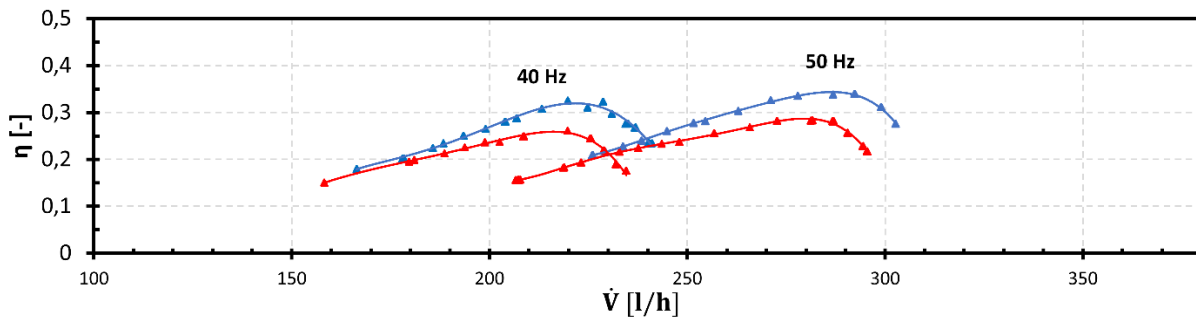


Abbildung 3-14: Exemplarischer Wirkungsgradverlauf für die Flügelzellenpumpe Fluid-o-Tech PO2511E

Der in Abbildung 3-14 gezeigte Wirkungsgradverlauf erreicht bei einer mittleren Druckdifferenz das Maximum und fällt bei weiter steigender Druckdifferenz ab. Bei maximaler Druckdifferenz werden Wirkungsgrade von 15 % bis 20 % erreicht, womit sich die im Vergleich zur Kolbenmembranpumpe deutlich erhöhte maximale elektrische Leistungsaufnahme erklärt. Mit den vorliegenden Daten ist es nicht möglich zwischen Wirkungsgradverlusten des Motors und denen des Pumpenkopfes zu differenzieren. Der Wirkungsgrad bei einer Fluidtemperatur von 56 °C ist deutlich niedriger als bei 28 °C. Abbildung 3-15 zeigt ein Intervall des Wirkungsgrades (Balken) sowie den Differenzdruck, bei welchem das Maximum des Wirkungsgrades erreicht wird (x).

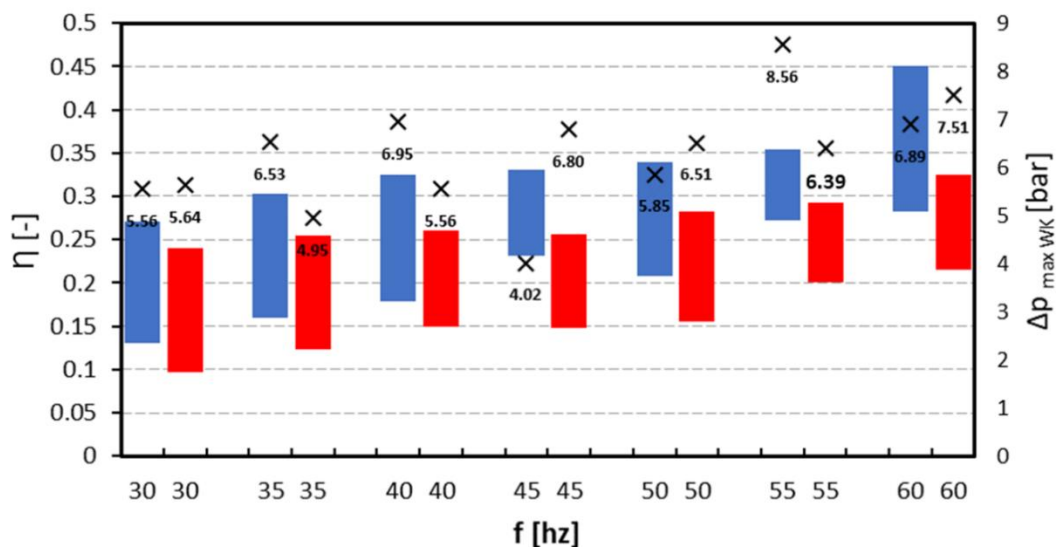


Abbildung 3-15: Wirkungsgradintervalle der Flügelzellenpumpe „Fluid-o-Tech PO2511E“ bei Betrieb des Motors verschiedenen Frequenzen sowie Druckdifferenz bei maximalem Wirkungsgrad. Blaue Balken bei 28°C Fluidtemperatur, rote Balken bei 56°C Fluidtemperatur.

Förderkennfeld Fluid-o-Tech TMSS201V

Der Pumpenkopf TMSS201V wurde mit einem Drehstrommotor der Firma SEWA-Tech (SEV-MX63-4, 2 Polpaare) mit einer Nennleistung von 250 W vermessen. Aufgrund der Geometrie der verwendeten Magnetkupplung wird ein Motor in kleinerer Bauform, welcher nicht mit einer Leistung von 370 W verfügbar ist, benötigt.

In Abbildung 3-16 ist die Druckdifferenz und die elektrische Leistung über dem Volumenstrom für die Temperaturwerte 28°C (blau) und 56°C (rot) der Ammoniak-Wasser-Lösung gezeigt. Die Drehzahl des Elektromotors wurde zwischen 30 Hz und 65 Hz variiert.

Der Volumenstrom beträgt zwischen 80 l/h und 285 l/h. Die maximal erreichte Druckdifferenz ist stark von der Drehzahl abhängig; die maximale Druckdifferenz bei einer Frequenz von 30 Hz beträgt lediglich 5 bar, während die maximale Druckdifferenz 60 Hz und 65 Hz über 15 bar beträgt. Die Pumpe weist eine deutlich geringere Drucksteifigkeit, insbesondere bei geringen Druckdifferenzen auf. Die Kennlinien werden durch die Leistung des Motors und das übertragbare Moment der Magnetkupplung begrenzt.

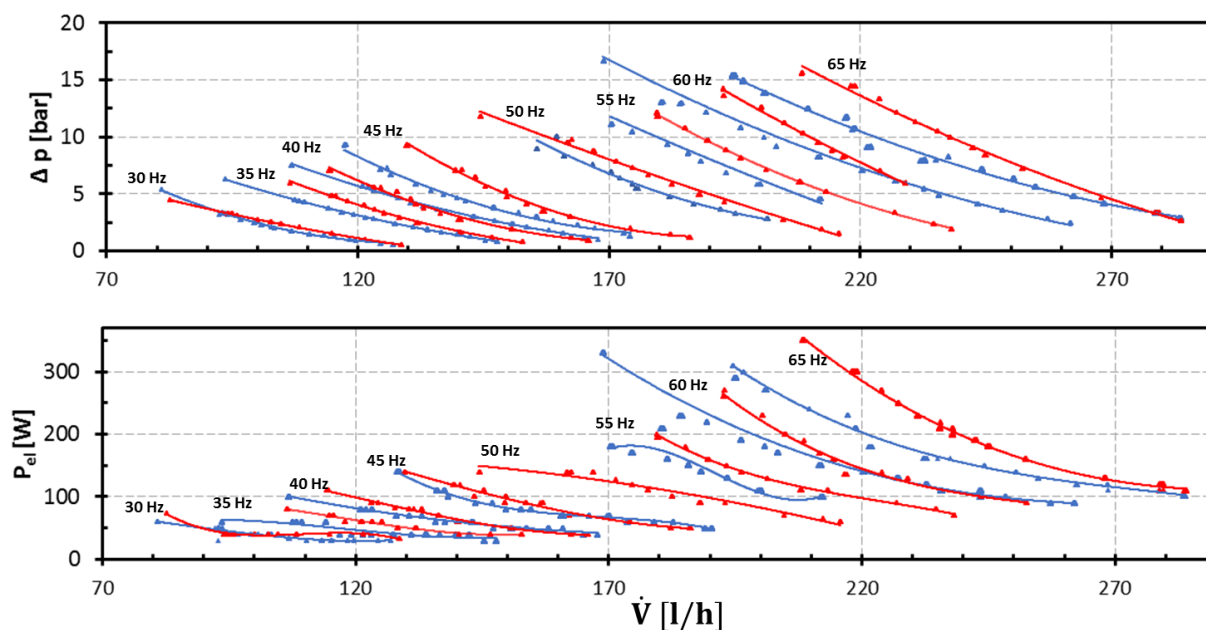


Abbildung 3-16: Förderkennfeld der Flügelzellenpumpe „Fluid-o-Tech TMSS201V“ über dem Volumenstrom. Blaue Linien bei 28°C Fluidtemperatur, rote Linien bei 56°C Fluidtemperatur.

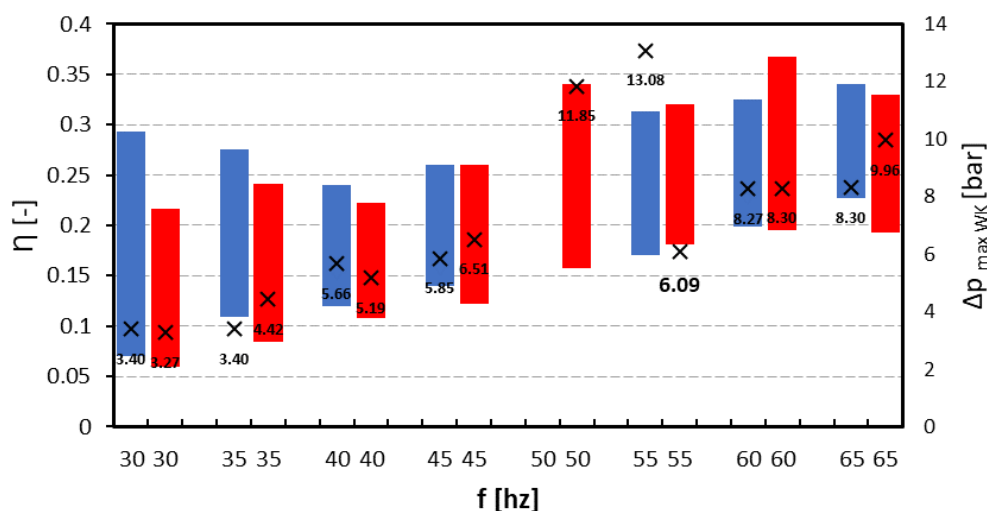


Abbildung 3-17: Wirkungsgradintervalle der Flügelzellenpumpe „Fluid-o-Tech TMSS201V“ bei Betrieb des Motors mit verschiedenen Frequenzen sowie Druckdifferenz bei maximalem Wirkungsgrad. Blaue Balken bei 28°C, rote Balken Fluidtemperatur bei 56°C Fluidtemperatur.

Die Wirkungsgradkennlinien über dem Volumenstrom weisen einen Verlauf ähnlich zu dem in Abbildung 3-14 auf. Daher werden erneut für die unterschiedlichen Drehzahlen und Temperaturen Wirkungsgradintervalle angegeben (siehe Abbildung 3-17). Der Wirkungsgrad steigt tendenziell mit steigender Drehzahl. Die Intervalle sind bei diesem Pumpenkopf am größten, eine Temperaturabhängigkeit ist im Gegensatz zum zuvor gezeigten Pumpenkopf PO2511E nicht erkennbar.



Nach Beendigung der Kennlinienmessung wurde die Magnetkupplung für eine optische Untersuchung geöffnet. Es konnten Abriebsspuren an der Magnetkupplung erkannt werden. Dies deutet auf eine unzureichende Achsenstabilität des Rotors hin. Auch wurde eine Druckprüfung auf den zweifachen Auslegungsdruck der AWP durchgeführt, nach dem Verformungen am Pumpenkopf sichtbar wurden.

Abbildung 3-18: Geöffnete Magnetkupplung mit sichtbaren Abriebspuren.

Förderkennfeld Ventaix MDPG2VAV/15-15-37

Der Prüfkörper MDPG2VAV/15-15-37 der Firma Ventaix wurde mit Drehzahlen zwischen 30 Hz und 55 Hz sowie Fluidtemperaturen von 28°C und 56°C vermessen. Es wurden Volumenströme zwischen 140 l/h und 370 l/h erreicht. Ab Drehzahlen von 40 Hz wurde eine maximale Druckdifferenz von mindestens 14 bar und damit die Zieldruckdifferenz erreicht. Der geförderte Volumenstrom nimmt mit steigender Druckdifferenz linear ab. Die Differenz des Volumenstroms zwischen minimaler und maximaler Druckdifferenz beträgt ca. 50 – 70 l/h. Bei einer Fluidtemperatur von 28 °C und damit einer höheren Viskosität verhält sich die Pumpe drucksteifer.

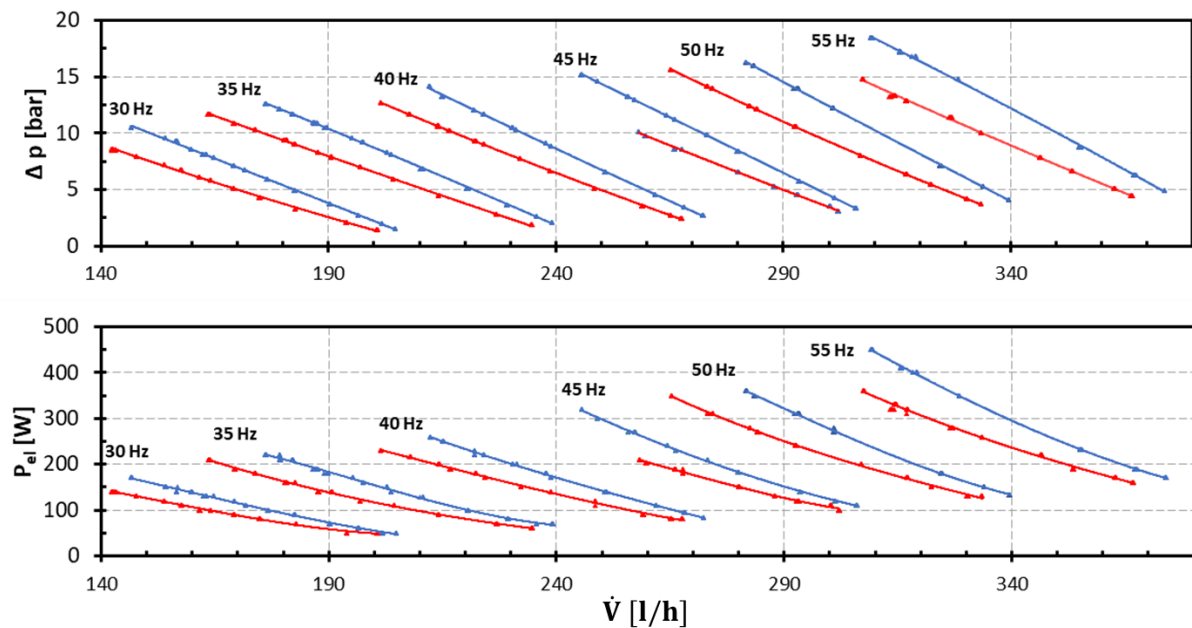


Abbildung 3-19: Förderkennfeld der Flügelzellenpumpe „Ventaix MDPG2VAV/15-15-37“ über dem Volumenstrom. Blaue Linien bei 28°C, rote Linien bei 56°C Fluidtemperatur

Wie zuvor ist der Wirkungsgrad der Pumpe als Intervall zwischen minimalem und maximalem Wirkungsgrad angegeben. Dabei werden Werte zwischen 16% und 38% erreicht. Der Wirkungsgrad steigt mit höheren Drehzahlen. Im Vergleich zu den zuvor diskutierten Prüfkörpern dieses Pumpentyps ist die Differenz zwischen minimalem und maximalem Wirkungsgrad hier am geringsten. Der Wirkungsgrad ist also weniger abhängig vom vorliegenden Differenzdruck.

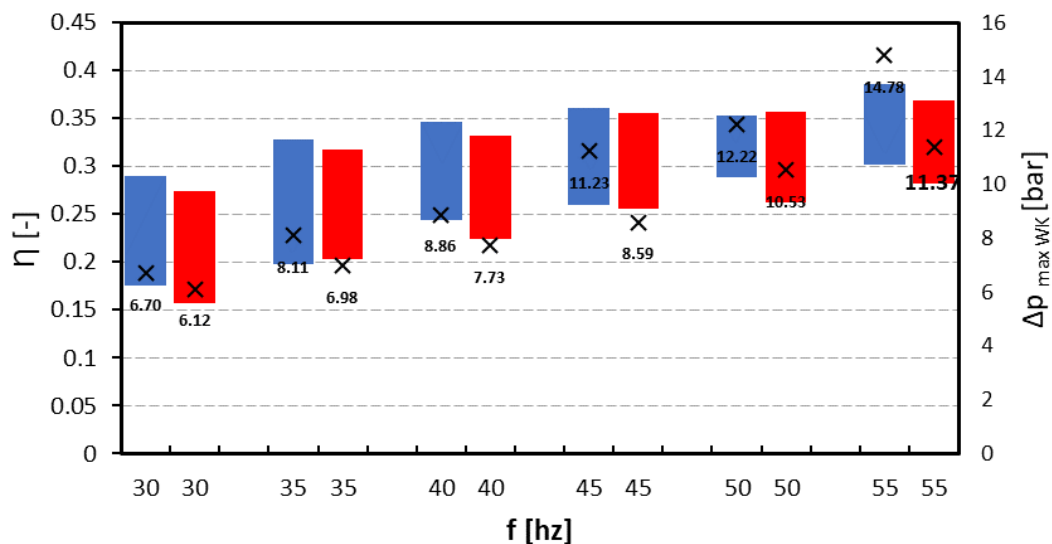


Abbildung 3-20: Wirkungsgradintervalle der Flügelzellenpumpe „Ventaix MDPG2VAV/15-15-37“ bei Betrieb des Motors verschiedenen Frequenzen sowie Druckdifferenz bei maximalem Wirkungsgrad. Blaue Balken bei 28°C Fluidtemperatur, rote Balken bei 56°C Fluidtemperatur.

Vergleich der Flügelzellenpumpen

Abschließend werden die Kennfelder der untersuchten Flügelzellenpumpen verglichen und mit den Anforderungen aus der AWP abgeglichen. Anhand dessen wird eine Flügelzellenpumpe für den Testbetrieb in der AWP ausgewählt.

Abbildung 3-21 zeigt einen Vergleich der Förderkennfelder der im Rahmen dieses Forschungsvorhabens untersuchten Flügelzellenpumpen. Als blauer Bereich ist der Betriebsbereich der bisher verwendeten Kolbenmembranpumpe eingezeichnet. Der Druckbereich ist abgeleitet aus den Messungen an der AWP.

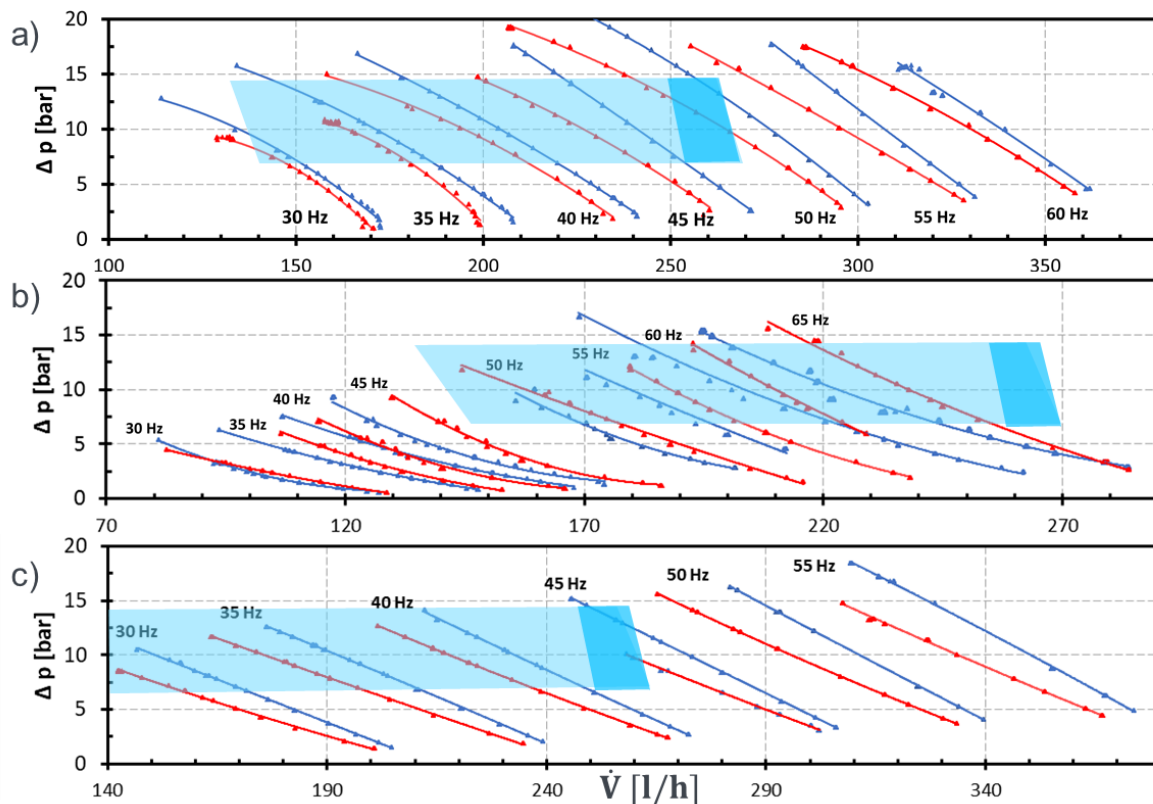


Abbildung 3-21: Vergleich der Förderkennfelder der Flügelzellenpumpen mit den Anforderungen der Absorptionswärmepumpe

Der blaue Bereich ist unterteilt in einen Bereich mit kräftigerer Farbe und einen blasseren blauen Bereich. Der kräftigere blaue Bereich ist der bisher verwendete Volumenstrombereich der Kolbenmembranpumpe. Der blassere blaue Bereich ist der Volumenstrombereich, der relevant wird, wenn der Lösungsumlauf der AWP zur Anpassung an Teillastzustände reduziert wird. Dies kann zur Senkung des Strombedarfs sinnvoll sein, ist aber für die Funktion der AWP nicht zwingend erforderlich. Daraus lässt sich die Anforderung ableiten, dass eine neue Lösungsmittelpumpe den kräftig blauen Bereich abdecken können muss, der blassere blaue Bereich ist wünschenswert aber optional.

Wie in Abbildung 3-21 zu erkennen ist, kann die Pumpe „Fluid-o-Tech TMSS201V“ (b) die Anforderungen nicht erfüllen. Die Pumpen „Fluid-o-Tech PO2511E“ (a) und „Ventaix MDPG2VAV/15-15-37“ (c) erfüllen die Voraussetzungen. Auch der optionale blass blaue Bereich wird größtenteils abgedeckt. Lediglich bei einer starken Reduktion des Volumenstroms

kann die maximale Druckdifferenz nicht mehr erreicht werden. Die Pumpe „Ventaix MDPG2VAV/15-15-37“ (c) kann den minimalen Volumenstrom nur durch eine Absenkung der Frequenz unter 30 Hz erreichen, wobei der verwendete Frequenzumrichter limitierend war.



Hinsichtlich des Wirkungsgrades kann keine der untersuchten Flügelzellenpumpen den Wirkungsgrad der bisher verwendeten Kolbenmembranpumpe erreichen, sodass hier mit einer Verschlechterung des elektrischen COPs der AWP gerechnet werden müsste.

Für den Testeinsatz in der AWP wurde unter den geeigneten Kandidaten die Pumpe „Ventaix MDPG2VAV/15-15-37“ ausgewählt, da diese bereits eine Druckzulassung auf den Auslegungsdruck der AWP von 25 bar hat und durch die Magnetkupplung hermetisch dicht ist.

Abbildung 3-22 zeigt die bisher verwendete Kolbenmembranpumpe (oben) und die für den Testeinsatz ausgewählte „Ventaix MDPG2VAV/15-15-37“

Abbildung 3-22: Größenvergleich der Kolbenmembranpumpe mit der Flügelzellenpumpe von Ventaix

3.3.2. Lebensdaueruntersuchungen der Lösungsmittelpumpen

Für Lebensdaueruntersuchungen an den Flügelzellenpumpen wurde ein weiterer Prüfstand, der es ermöglicht vier Pumpen parallel zu betreiben, konzipiert und aufgebaut. So können Lebensdaueruntersuchungen für vier Prüflinge zeitgleich erfolgen und es ist eine einfache statistische Absicherung möglich. Für eine gegenüber der technischen Lebensdauer stark verkürzte Prüfzeit sollen die Pumpen im Prüfstand Belastungen ausgesetzt werden, welche höher sind als die im Feldbetrieb auftretenden Belastungen. Dazu werden Belastungsprofile mit Lastwechseln, Temperaturschwankungen sowie Start/Stop-Zyklen entworfen. Mit diesen Belastungsprofilen wird die über mehrere Jahre erwartete Belastung innerhalb von vier Wochen aufgeprägt. Eine Dauer der Lebensdaueruntersuchungen von 200 Tagen, wie im Projektantrag veranschlagt, ist nach den aktuellen Erkenntnissen nicht erforderlich. Aus Kostengründen werden die Lebensdaueruntersuchungen ausschließlich mit den günstigeren Pumpen des Herstellers Fluid-o-Tech durchgeführt.

Lebensdaueruntersuchungen als Teilbereich der Zuverlässigkeitstechnik stellen ein komplexes Themenfeld dar, das im Rahmen dieses Projekts nicht annähernd vollumfänglich behandelt werden kann. Ziel dieser Untersuchungen kann daher nicht sein, präzise die Lebensdauer der Flügelzellenpumpen für die Betriebsbedingungen in der AWP vorherzusagen. Vielmehr soll eine Aussage getroffen werden, ob es prinzipiell realistisch ist, dass Flügelzellenpumpen beim

Betrieb als Lösungsmittelpumpe über möglichst >10 000 Stunden ihre Funktion aufrechterhalten. Darüber hinaus sollen Verschleiß- und Schadensindikatoren identifiziert werden.

Zur Ermittlung von Verschleiß- und Schadensindikatoren sollen zunächst die Bauteile, welche am stärksten bzw. schnellsten verschleifen, identifiziert werden. Außerdem sollen Vorversuche zu Kavitation stattfinden. In Abbildung 3-23 sind in einer Explosionsansicht die relevanten Komponenten der Flügelzellenpumpe „Fluid-o-Tech PO2511E“ gezeigt. Während das Pumpengehäuse und der Hauptläufer aus Edelstahl gefertigt sind, bestehen die Drehschieber, der Stator sowie der vordere und der hintere Flansch aus Grafit. Es wird erwartet, dass Verschleißerscheinung vor allem an den Grafitkomponenten, insbesondere an den Drehschiebern, auftreten.

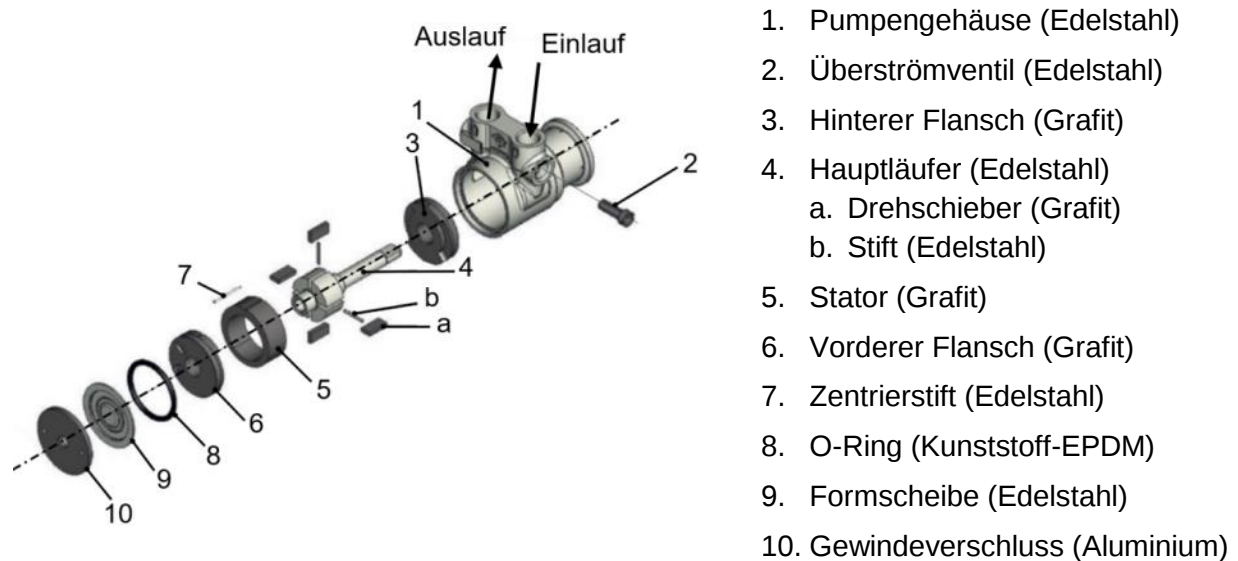


Abbildung 3-23: Explosionszeichnung der Flügelzellenpumpe der Serie PO 70-400 (Fluid-o-Tech 2018)

Bei der Recherche zu Flügelzellenpumpen wurde die Empfindlichkeit gegenüber Kavitation als Herausforderung für den Einsatz als Lösungsmittelpumpe einer AWP identifiziert. Die Schwierigkeit besteht darin, dass die Lösungsmittelpumpe prozessbedingt eine nahezu gesättigte Lösung ansaugt. Durch Lastwechsel bedingte Druckabsenkungen im Tiefdruck der AWP wird die Lösungsmittelpumpe zwangsläufig über kurze Phasen kavitieren. Daher müssen die Auswirkungen von Kavitation betrachtet werden.

Durch gezieltes Absenken des Drucks an der Saugseite einer Flügelzellenpumpe („Fluid-o-Tech PO2511E“) unter den Siededruck der Ammoniak-Wasser-Lösung wurde über eine Zeitdauer von ca. drei Stunden Kavitation erzwungen. Das Auftreten von Kavitation wurde durch einen signifikanten Anstieg des Schallpegels detektiert. Als Ergebnis der Untersuchungen zu Kavitation wurde festgestellt, dass zwar ein erhöhter Abrieb an den Grafit-Komponenten auftritt, was sich an der Trübung der Lösung im Prüfstand zeigte (vgl. Abbildung 3-24), es aber nicht zu Einschränkungen der Funktion der Pumpe kommt. Eine Betrachtung des Inneren der Pumpe zeigt keine nennenswerten Erosionserscheinungen. Daraus wird geschlossen, dass der Abrieb an den Komponenten aus Grafit weitestgehend gleichmäßig erfolgt. Damit wird ausgeschlossen, dass die Pumpe bei kurzfristig auftretender Kavitation gravierende Schäden durch Erosion erleidet oder gar ausfällt.



Abbildung 3-24: Durch Grafitabrieb grau verfärbte Ammoniakwasserlösung

Des Weiteren sollte ein Trockenlauf der Flügelzellenpumpen vermieden werden. Prinzipiell sind Flügelzellenpumpen selbstansaugend, jedoch führt ein Betrieb ohne Flüssigkeit zu verstärkter Reibung und Überhitzungen, wodurch Schäden an den Komponenten im Pumpeninneren entstehen können (Fluid-o-Tech 2022). Ein Trockenlaufen der Lösungsmittelpumpe kann bei stark instationärem Betrieb der AWP nicht gänzlich ausgeschlossen werden. Da jedoch nur eine begrenzte Anzahl an Flügelzellenpumpen für die Lebensdauerversuche zur Verfügung stehen, wird auf Versuche mit Trockenlauf verzichtet.

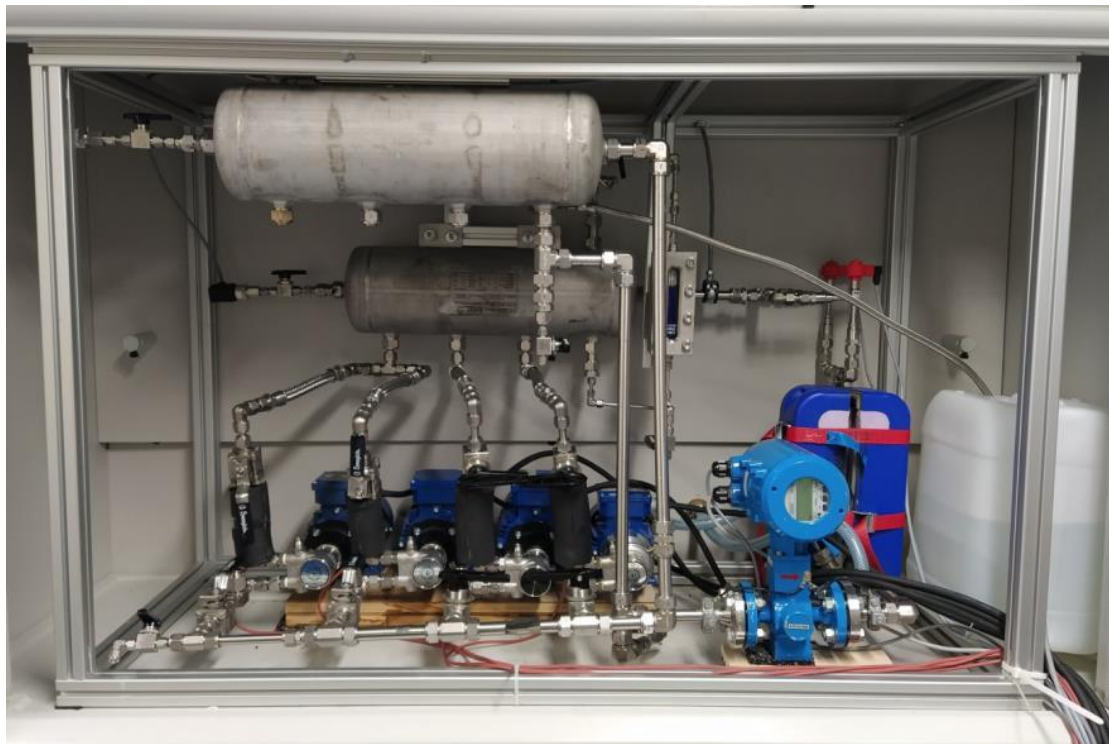


Abbildung 3-25: Prüfstand für Lebensdauerversuche

Der Prüfstand für Lebensdauerversuche ist ähnlich wie der Prüfstand für die Kennlinien (vgl. 3.3.1) aufgebaut. Ein Foto des Prüfstands für Lebensdauerversuche ist in Abbildung 3-25 gezeigt. Die vier Prüflinge – drei „Fluid-o-Tech PO2511E“ und eine „Fluid-o-Tech TMSS201V“ –

saugen aus dem TD-Reservoir Lösung an und fördern in eine Sammelleitung, die zum HD-Reservoir führt. An der Saugleitung eines jeden Prüflings wird die Rohroberflächentemperatur gemessen. Die Regelung der Temperatur des Arbeitsfluids erfolgt über ein Thermostat, welches über einen PC angesteuert wird. In der Druckleitung eines jeden Prüflings befindet sich je ein Filter. Falls sich gröbere Partikel aus einem Prüfling lösen sollten, gelangen diese Partikel daher nicht in die Sammelleitung und können anschließend eindeutig zugeordnet werden. Die Prüflinge sind alle einzeln über Kugelhähne absperrrbar. Da die Prüflinge sowohl einzeln als auch alle gleichzeitig betrieben werden sollen, liegt der Bereich der abzudeckenden Volumenströme bei ca. $\dot{V} \approx 200 \dots 1200 \text{ l/h}$. Um eine präzise Steuerung des Differenzdrucks über den gesamten Volumenstrombereich zu ermöglichen, werden zwei Expansionsventile parallel zu einander verwendet. Es werden die Drücke in den Behältern sowie der Volumenstrom messtechnisch erfasst. Messwerte werden alle zwei Sekunden aufgenommen.

Für die Entwicklung geeigneter Belastungsprofile werden folgende Annahmen getroffen: Es wird geschätzt, dass die AWP etwa 3000 Mal im Jahr gestartet wird und die Betriebszeit bei ca. 3000 Stunden jährlich liegt. Es wird eine Nutzungsdauer der AWP von über zehn Jahren angestrebt und in diesem Zeitraum soll die Lösungsmittelpumpe höchstens einmal ausgetauscht werden. Um den Verschleiß zu erhöhen und somit die Alterung zu beschleunigen, soll die Anzahl an Start/Stop-Zyklen für die Lebensdauerversuche verdreifacht werden und mindestens 90 000 betragen. Der maximal zulässige Differenzdruck der Flügelzellenpumpen (16 bar), der etwas höher ist als die typische Differenzdrücke beim Betrieb der AWP von 7 bis 14 bar, soll erreicht, aber nicht überschritten werden. In Bezug auf den Differenzdruck werden sowohl dynamische Lastwechsel als auch über lange Zeitperioden hohe Lasten über die Expansionsventile eingestellt. Die dynamische Lastwechsel dienen der beschleunigten Alterung, sind allerdings eher untypisch im Betrieb der AWP und sollen daher einen eher geringen Anteil an der Gesamtdauer des Lebensdauerversuchs einnehmen. Während der beschriebenen Belastungsprofile soll die Temperatur bei ca. 30 °C gehalten werden. Darüber hinaus werden Zyklen mit wechselnder Temperatur (16 bis 56 °C) und konstanter Ventileinstellung implementiert. Beispielhafte Verläufe von Differenzdruck, Volumenstrom und der Temperatur im Fall der Temperaturwechsel über der Zeit sind in Abbildung 3-26 bzw. Abbildung 3-27 gezeigt.

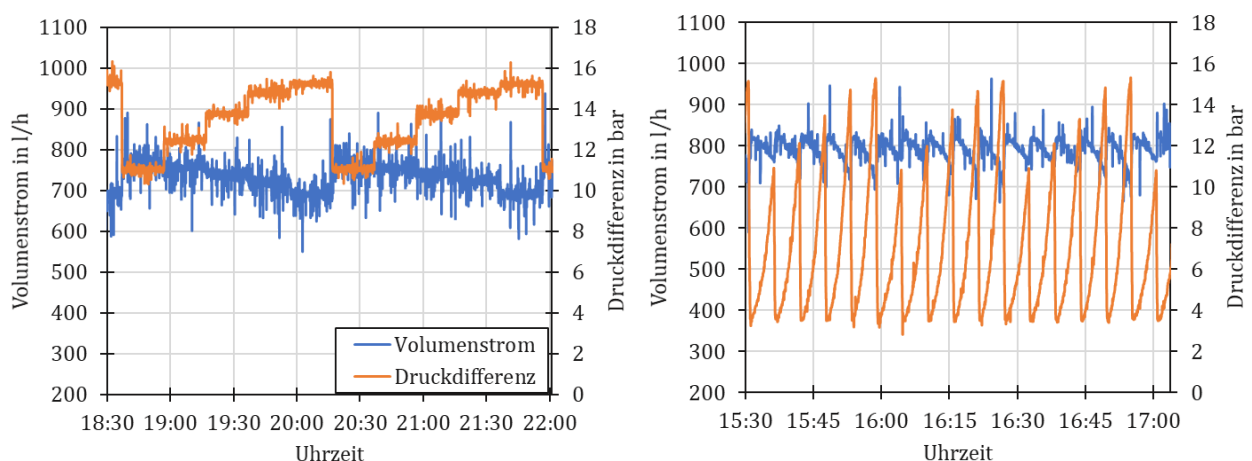


Abbildung 3-26: Beispielhafte Verläufe für die Belastungsprofile „hohe Lasten“ (links) und „dynamische Lastwechsel“ (rechts)

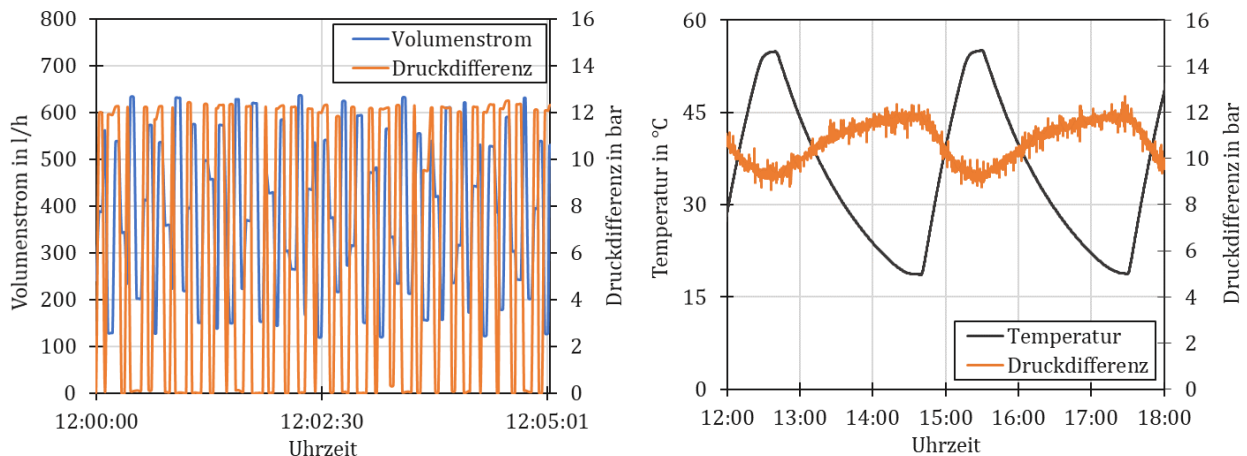


Abbildung 3-27: Beispielhafte Verläufe für die Belastungsprofile „Start/Stopp-Betrieb“ (links) und „Temperaturwechsel“ (rechts)

Zu Beginn sowie jeweils nach einer abgeschlossenen Woche wurden Funktionstests der Flügelzellenpumpen durchgeführt. Dafür wurde über zwölf Minuten der Öffnungsquerschnitt der Expansionsventile in sechs Schritten reduziert.

Insgesamt liefen die Lebensdauertests über knapp 33 volle Tage. Davon entfielen ca. 13 Tage auf die Belastungsprofile „hohe Lasten“ sowie 3,5 Tage auf die „dynamische Lastwechsel“. Der Start/Stopp-Betrieb wurde über 13 Tage durchgeführt. Für die gewählte Einschaltdauer von fünf Sekunden bei einer Zyklusdauer von zehn Sekunden, entspricht dies ca. 112 300 Einschaltvorgängen. Die Temperaturwechsel wurden über etwa 3,5 Tage durchgeführt.

Zwei der vier Flügelzellenpumpen, beide vom Typ „Fluid-o-Tech PO2511E“, waren bis zum Ende der Lebensdauertests funktionsfähig. Diese beiden Pumpen waren zum Beginn der Lebensdauerversuche neuwertig. Ausgefallen war die Flügelzellenpumpe vom Typ „Fluid-o-Tech PO2511E“, welche zuvor bereits für den Kavitationsversuch eingesetzt wurde. Der Ausfallzeitpunkt dieser Pumpe war kurz nach Beginn der Lebensdauerversuche während des Start/Stopp-Betriebs. Als Ausfallursache wurde ein gelockerter Gewindeverschluss in Verbindung mit einem verdrehten Stator identifiziert. Der Stator hatte sich um ca. 180° verdreht, sodass die Flügelzellenpumpe in die verkehrte Richtung förderte. Daraus wurde geschlossen, dass der Gewindeverschluss nach der Inspektion der Drehschieber im Rahmen der Kavitationsversuche nicht ausreichend angezogen wurde. Es stellte sich heraus, dass der Stator sowie der vordere und der hintere Flansch allein über den Anpressdruck des Gewindeverschlusses in Position gehalten werden. Des Weiteren fiel die Flügelzellenpumpe mit Magnetkupplung „Fluid-o-Tech TMSS201V“ aus, da bei hohen Temperaturen >50°C und hohen Drücken >14 bar die Magnetkupplung abbriss.

Der Verlauf von Volumenstrom und Druckdifferenz über der Zeit bei den Funktionstests der beiden Flügelzellenpumpen, welche bis zum Ende der Lebensdauertests in Betrieb waren, sind in Abbildung 3-28 gezeigt. Während sich für die „Pumpe 1“ (links) die maximal erreichte Druckdifferenz zwischen Beginn und Ende nur geringfügig reduziert hatte, fällt für die „Pumpe 2“ die maximal erreichte Druckdifferenz zum Ende um ca. 1,5 bar geringer aus.

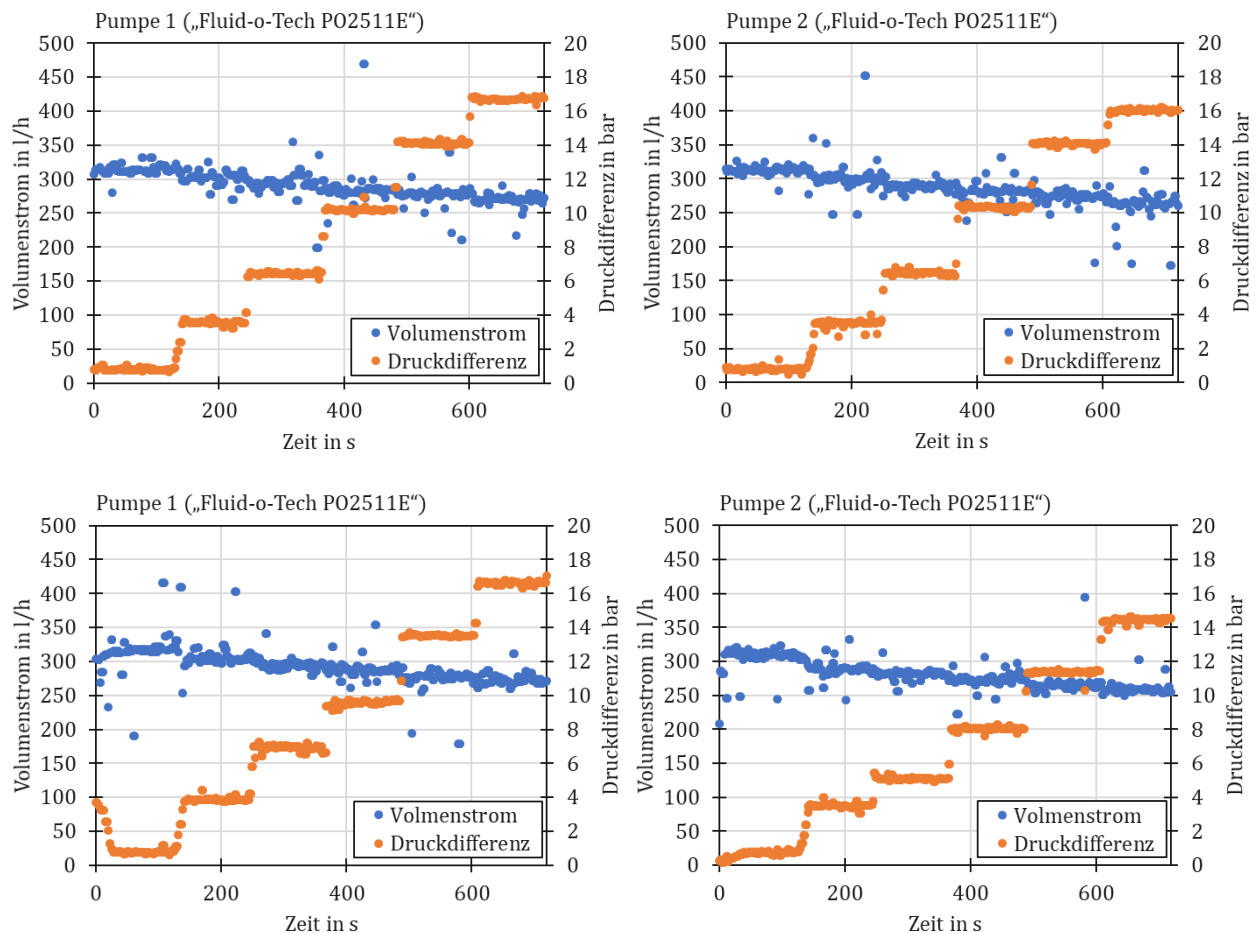


Abbildung 3-28: Funktionstest zweier Flügelzellenpumpen zu Beginn (oben) und zum Ende (unten) der Lebensdaueruntersuchungen. Sowohl der Volumenstrom als auch der die Druckdifferenz sind über der Zeit aufgetragen.

3.3.3. Testbetrieb der Absorptionswärmepumpe mit neuer Lösungsmittelpumpe

Die Flügelzellenpumpe des Herstellers Vентаix (Modell MDPG2VAV/15-15-37) wurde in die AWP eingebaut (vgl. Abbildung 3-29 links). Nach Inbetriebnahme der AWP brach der Volumenstrom der reichen Lösung innerhalb kürzester Zeit ein. Ein Blick in den Pumpenvorlagebehälter zeigte, dass die Lösung entgegen der eigentlichen Fließrichtung strömt (vgl. Abbildung 3-29 rechts). Die Strömungsumkehr trat ein, nachdem der Pumpenvorlagebehälter leer lief und die Flügelzellenpumpe Gas ansaugte. Auch nachdem Lösung in den Pumpenvorlagebehälter nachgeströmt war, schien die Flügelzellenpumpe am Saugstutzen keine Flüssigkeit anzusaugen.

Nach- aus und Einschalten der Flügelzellenpumpe konnte dieses Phänomen erneut beobachtet werden. Es gilt zu erwähnen, dass während des Hochheizens der AWP, sich infolge der steigenden Temperatur im Austreiber eine geringe Druckdifferenz zwischen Hoch- und Tiefdruckbereich der AWP von ca. 1 bar aufbaut. Es kann nicht geklärt werden, ob die Flügelzellenpumpe rückwärts fördert, oder ob die Lösung aufgrund des vorliegenden Druckgefälles in den Pumpenvorlagebehälter zurückströmt.



Abbildung 3-29: Links: Flügelzellenpumpe für Testbetrieb in die AWP eingebaut. Der Saugstutzen zeigt in den Vordergrund des Bildes. Rechts: Blick in den Pumpenvorlagebehälter – Lösung strömt von unten ein.

Die Flügelzellenpumpe wird anschließend geöffnet und auf Schäden untersucht. Fotos des geöffneten Pumpengehäuses sind in Abbildung 3-30 gezeigt. Der Druckstutzen befindet sich jeweils links, der Saugstutzen rechts. Es sind keine Anzeichen für Schäden festzustellen. Der Stator, der sich bei einer Flügelzellenpumpe des Herstellers Fluid-o-Tech verdreht hatte, befindet sich hier in der richtigen Position. Zudem ist der Stift, der den Stator gegen verdrehen sichert, bei der Flügelzellenpumpe des Herstellers Ventaix mit dem Pumpengehäuse verbunden. Daher wird ausgeschlossen, dass sich Komponenten im Inneren der Pumpe gelockert hatten.

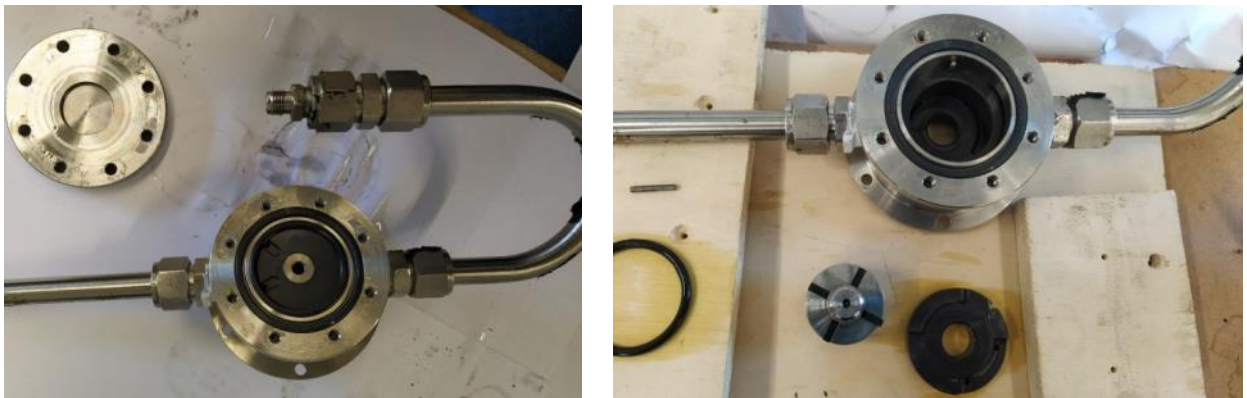


Abbildung 3-30: Geöffnetes Pumpengehäuse der Flügelzellenpumpe „Ventaix MDPG2VAV/15-15-37“

Eine Erklärung für das Einbrechen des Fördervolumenstroms mit vorübergehendem Ausfall der Pumpe wurde nicht gefunden. Es wird vermutet, dass das beobachtete Phänomen mit dem Trockenlaufen der Pumpe in Zusammenhang steht. Zwar soll Trockenlauf bei den untersuchten Drehschieberpumpen vermieden werden, da stark erhöhter Verschleiß auftritt, allerdings erklärt dies nicht, warum die Flügelzellenpumpe zeitweise ausfällt und ihre Funktion nach (teils mehrmaligem) Aus- und Einschalten schließlich wieder herstellt ist.

3.3.4. Fazit und Ausblick

Inwieweit eine Flügelzellenpumpe für den Einsatz in einer AWP geeignet ist, kann in diesem Forschungsvorhaben nicht abschließend bewertet werden. Die Anforderungen hinsichtlich dem zu förderndem Volumenstrom und der aufzubringenden Druckdifferenz werden von zwei der drei untersuchten Modelle erfüllt. Im Rahmen der Lebensdauerversuche erwiesen sich die Flügelzellenpumpen zudem als robust.

Allerdings stellt das Trockenlaufen der Flügelzellenpumpen ein erhebliches Problem dar. In weiterführenden Forschungsvorhaben könnte untersucht werden, inwieweit das Trockenlaufen der Lösungsmittelpumpe im Betrieb der AWP durch eine Anpassung der Regelung des Lösungsmittelventils sowie der Regelung der Pumpendrehzahl vermieden werden kann.

Zudem muss untersucht werden, ob der Grafitabrieb der Flügelzellenpumpen in der AWP einen Einfluss auf die Wärme- und Stoffübertragung oder auf die Betriebssicherheit hat.

Der maximal zulässige Druck der betrachteten Flügelzellenpumpen von 20 bar bzw. 25. bar begrenzt die Vorlauftemperatur der AWP auf ca. 46 °C bzw. 55 °C. Für höhere Vorlauftemperaturen müssen entweder andere marktverfügbare Modelle mit einer höheren Druckzulassung identifiziert oder ggf. entwickelt werden. Evtl. können die im Rahmen dieses Forschungsvorhabens betrachteten Flügelzellenpumpen sich auch als Lösungsmittelpumpe für eine Absorptionskältemaschine eignen. Der maximale Druck beim Kältemaschinenbetrieb fällt üblicherweise niedriger aus als beim Wärmepumpenbetrieb in einer Fernwärme-HS. Allerdings kann eine höhere Druckdifferenz erforderlich werden.

3.4. Betriebssicherheit und Sicherheitskomponenten (AP 6.1)

In Vorbereitung auf einen möglichen Feldtest der AWP in einem Wärmenetz werden Anforderungen an die normgerechte Ausführung der zu entwickelnden Hausstation (HS) recherchiert. Insbesondere wird auf die sicherheitstechnische Ausrüstung eingegangen. Es zeigt sich, dass die Anforderungen an die sicherheitstechnische Ausrüstung von den Rahmenbedingungen des Standorts (z.B. Wärmenetzvorlauftemperatur, primärseitige Volumenströme...) abhängen wird. Da zum Ende dieses Forschungsvorhabens noch keine geeigneten Standorte für einen Feldtest identifiziert worden sind, wird auf die Auswahl konkreter Komponenten verzichtet.

Die HS (Übergabestation + Hauszentrale) dient als Bindeglied zwischen Hausanschlussleitung und Hausanlage und ist in der Regel im Hausanschlussraum installiert. Die Mess- und Regelungseinrichtungen sowie die sicherheitstechnischen Ausrüstungen werden ebenfalls hier untergebracht. Die sicherheitstechnischen Ausrüstungen der HS können je nach der Anschlussart (direkter Anschluss, indirekter Anschluss), der Fahrweise der Netzzorlauftemperatur (konstante Fahrweise, gleitende Fahrweise, gleitend-konstante Fahrweise) sowie dem Hausanlagentyp (Raumheizung, Raumluftheizung, ohne/mit Trinkwassererwärmung) unterschiedlich sein. Bei der in diesem Projekt geplanten HS mit integrierter AWP handelt es sich um eine indirekte Anschlussweise.

Beim indirekten Anschluss einer HS wird die Hausanschlussleitung durch einen Hauptwärmeübertrager (HWÜ) mit der Hausanlage verbunden. Normalerweise werden Druckabsicherung, Wärmemengenmessung, Volumenstrombegrenzung bzw. Differenzdruckregler auf der Primärseite des HWÜ, Temperaturregelung und Temperaturabsicherung mit Motorregelventil sowie

Umwälzpumpe, Druckhalteeinrichtungen und Absperrarmaturen auf der Sekundärseite des HWÜ installiert. Dies ist schematisch in Abbildung 3-31 skizziert.

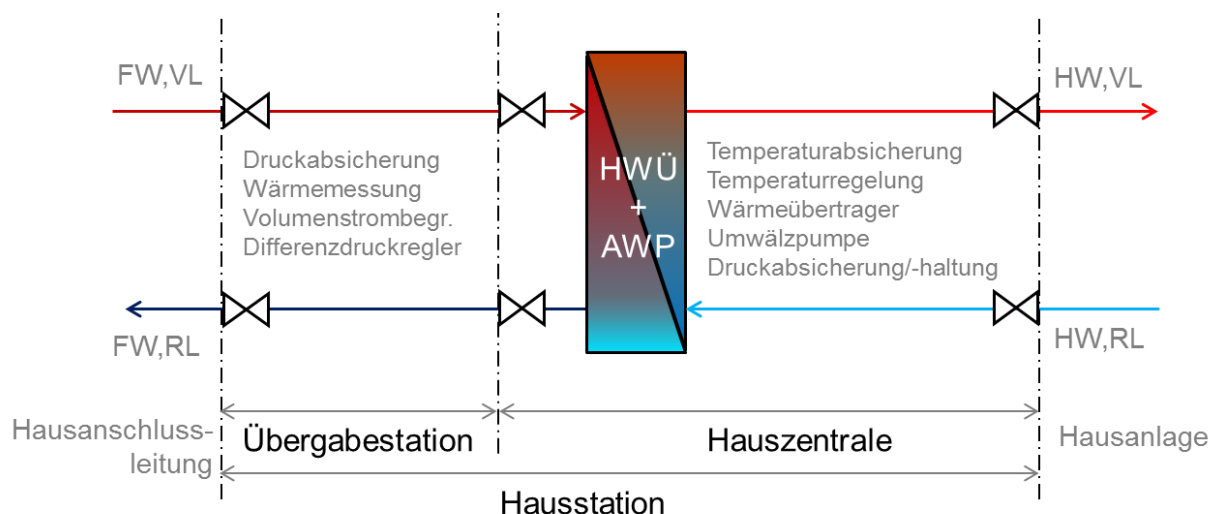


Abbildung 3-31: Schematische Darstellung einer Hausstation mit entsprechenden Mess-, Regelungseinrichtungen sowie sicherheitstechnischen Ausrüstungen

Im Folgenden werden Anforderungen an derzeit übliche Fernwärme-HS zusammen-gefasst. Diese Aspekte beziehen sich auf Folgende Punkte:

- Wärmeübertrager
- Sicherheitstechnische Ausrüstungen
- Werkstoffe und Verbindungselemente

Die aufbereitete Übersicht stützt sich auf die folgenden Quellen:

(DIN 4747-1:2003-11), (DIN EN 14597:2012), (AGFW 2013), (AGFW 2005), (AGFW 2015a), (AGFW 2015b), (AGFW 2016), (enercity AG 2015) und (Samson AG 2016)

Anschließend wird auf die Anforderungen an die AWP eingegangen.

Wärmeübertrager

Primärseitig muss der Wärmeübertrager für den maximalen Druck/Temperatur-Bereich des Fernwärmenetzes geeignet sein. Allgemein üblich ist die Druckstufe **PN 16**. Es gibt auch Netzabschnitte in Druckstufe PN 25. Sekundärseitig sind die maximalen Druck- und Temperaturverhältnisse der Hausanlage maßgebend. Der Druck der Hausanlage ist meistens auf **6 bar** auszulegen und abzusichern.

Die Wärmeübertragungsflächen des HWÜ sind für eine Grädigkeit (Temperaturdifferenz zwischen Heizwasserrücklauf- und Fernwärmerücklauftemperatur) von maximal 2 bis 5 K auszulegen. Im Projekt wird eine Grädigkeit von 2 K angenommen.

Sicherheitstechnische Ausrüstungen

Die sicherheitstechnischen Ausrüstungen von HS bestehen im Wesentlichen aus Vorrichtungen zum Messen von Temperatur und Druck sowie aus Einrichtungen zur Begrenzung von Temperatur und Druck.

Temperaturabsicherung

Folgende Geräte können je nach Bedarf für die Temperaturabsicherung eingesetzt werden; diese müssen **typgeprüft** sein (Prüfung nach DIN-Norm; Vergabe einer Registernummer):

- **Temperaturregler (TR)** erfassen kontinuierlich die Regelgröße Temperatur, vergleichen sie mit einem vorgegebenen Sollwert und beeinflussen den Istwert im Sinne einer Angleichung an diesen Sollwert.
- **Sicherheitstemperaturwächter (STW)** müssen zusätzlich die Anforderungen der „erweiterten Sicherheit“ erfüllen. Sie unterbrechen die Energiezufuhr bei Erreichen eines eingestellten Grenzwertes. Die Rückstellung erfolgt selbsttätig, wenn der Temperaturgrenzwert unterschritten wird oder der Fehler behoben ist.
- **Sicherheitstemperaturbegrenzer (STB)** schließen und verriegeln über das zugehörige Stellventil bei Erreichen des Temperaturgrenzwertes oder bei Ansprechen eines zusätzlichen Begrenzers. Eine Rückstellung und Wiederinbetriebnahme ist nur mit einem entsprechenden Werkzeug möglich, wenn die Störung beseitigt und der Grenzwert unterschritten ist.

Für einen möglichen Feldtest wird eine primärseitige Netzvorlauftemperatur $\vartheta_{\max} \leq 120 \text{ °C}$ betrachtet und die zulässige sekundärseitige Hausanlagentemperatur ist kleiner als die maximale Netzvorlauftemperatur. In diesem Fall ist eine Temperaturabsicherung der Hausanlage mit einem Sicherheitstemperaturwächter (STW) auf der Sekundärseite der HWÜ erforderlich, der STW betätigt die Sicherheitsfunktion des Stellgerätes auf der Primärseite.

Neben der Temperaturabsicherung ist meistens eine Regelung der sekundärseitigen Vorlauftemperatur realisiert. Der Temperaturfühler dazu ist möglichst nah am Wärmeübertrager anzuordnen. Die Temperaturregelung und die Temperaturabsicherung können auf dasselbe oben genannte Stellgerät wirken. Dieses Stellgerät muss typgeprüft sein und eine Sicherheitsfunktion (Notstellfunktion) nach **DIN EN 14597** aufweisen, die Sicherheitsfunktion wird auch beim Ausfall der Hilfsenergie (Strom, Druckluft) ausgelöst. Auf Grund der geringeren Temperaturbelastung ist der Einbau des Stellgerätes in den Primärrücklauf vorteilhaft (vgl. Abbildung 3-32).

Bei Anlagen, deren primär zur Verfügung stehender Fernheizwasser-Volumenstrom $1 \text{ m}^3/\text{h}$ nicht überschreitet, kann auf den STW und die Sicherheitsfunktion verzichtet werden. In diesem Fall ist ein typgeprüfter TR erforderlich. Die Versuchsanlage des IGTE wird auf der Primärseite (Beheizung von Austreiber und Verdampfer) mit bis zu 900 l/h betrieben. Je nach Fernwärmeverlauftemperatur und benötigtem Temperaturniveau auf Verbraucherseite ist mit einem Volumenstrom von $\leq 1 \text{ m}^3/\text{h}$ eine Wärmeleistung der HS von bis zu 80 kW möglich.

Druckabsicherung

Folgende Geräte können je nach Bedarf zur Druckabsicherung eingesetzt werden; diese müssen **bauteilgeprüft** sein (z. B. Prüfung nach Richtlinien der AGFW):

- **Druckregler (DR)** sind Geräte, die den Druck auf einen festgelegten Sollwert halten.

- **Druckbegrenzer (DB)** (auch: Maximaldruckbegrenzer, Sicherheitsdruckbegrenzer) sind Geräte, die bei Über- und/oder Unterschreiten eines fest eingestellten Druckgrenzwertes die Beheizung abschalten und verriegeln.
- **Sicherheitsventile (SV)** sind Armaturen oder Einrichtungen, die durch selbsttätiges Öffnen gegen den Atmosphärendruck die Überschreitung eines vorgegebenen Druckes verhindern. Das Ventil muss von Hand angelüftet werden können.
- **Sicherheitsabsperrventile (SAV)** sind Armaturen oder Einrichtungen, die durch selbsttätiges Schließen die Überschreitung eines eingestellten Druckes verhindern.
- **Sicherheitsüberströmventile (SÜV)** sind Armaturen oder Einrichtungen, die durch selbsttätiges Öffnen die Überschreitung eines vorgegebenen Druckes verhindern.

Die Druckabsicherung der Primärseite erfolgt durch das Fernwärmeversorgungsunternehmen (FVU). Üblicherweise wird ein Differenzdruck zwischen Vor- und Rücklaufleitung von 0,2 bis 0,5 bar vorgehalten, um den Betrieb für Regeleinrichtungen bzw. Wärmeübertrager zu gewährleisten.

Beim indirekten Anschluss unterliegen alle sekundärseitigen Anlagenteile den Betriebsbedingungen der Hauszentrale und der Hausanlage. Diese Anlagenteile müssen für die vorherrschenden Druckwerte geeignet sein. Die Druckabsicherung erfolgt unmittelbar am Wärmeüberträger gemäß **DIN 4747-1** durch ein oder mehrere (maximal drei) **Sicherheitsventile**. Neben der Druckabsicherung ist eine Einrichtung zum Ausgleich der temperaturbedingten Volumenänderung erforderlich (**Ausdehnungsgefäße**). Der Einsatz weiterer Einrichtungen wie Manometer, Thermometer, Entspannungstopf am Sicherheitsventil sowie den Einsatz von Druckbegrenzern regelt ebenfalls die **DIN 4747-1**.

Während vor dem Sicherheitsventil ausschließlich Wasser in flüssiger Form vorliegt, liegt je nach Systemtemperatur hinter dem Sicherheitsventil entweder Wasser in flüssiger Form oder ein Wasser-/Dampfgemisch vor. In diesem Projekt wird das sekundärseitige Sicherheitsventil nur zum Abführen von Ausdehnungswasser verwendet und kann in den Rücklauf eingebaut werden. Je kW Nennwärmeleistung ist mit einem Volumenstrom von 1 l/h zu rechnen. Entspannungstöpfе, Druckbegrenzer und Wassermangelsicherung sind in diesem Fall nicht erforderlich.

In Abbildung 3-32 sind die notwendigen sicherheitstechnischen Ausrüstungen der Hauszentrale für dieses Projekt schematisch dargestellt. Die Übergabestation mit entsprechenden Messeinrichtungen (z.B. Wärmemessung, Differenzdruckregler...) wird an dieser Stelle nicht dargestellt.

Wegen der zahlreichen Anforderungen an die HS sollte für einen Feldtest in jedem Fall ein Hersteller von Fernwärme-HS als Partner, der bei der normgerechten Ausführung der Pilotanlage beraten kann, mit einbezogen werden

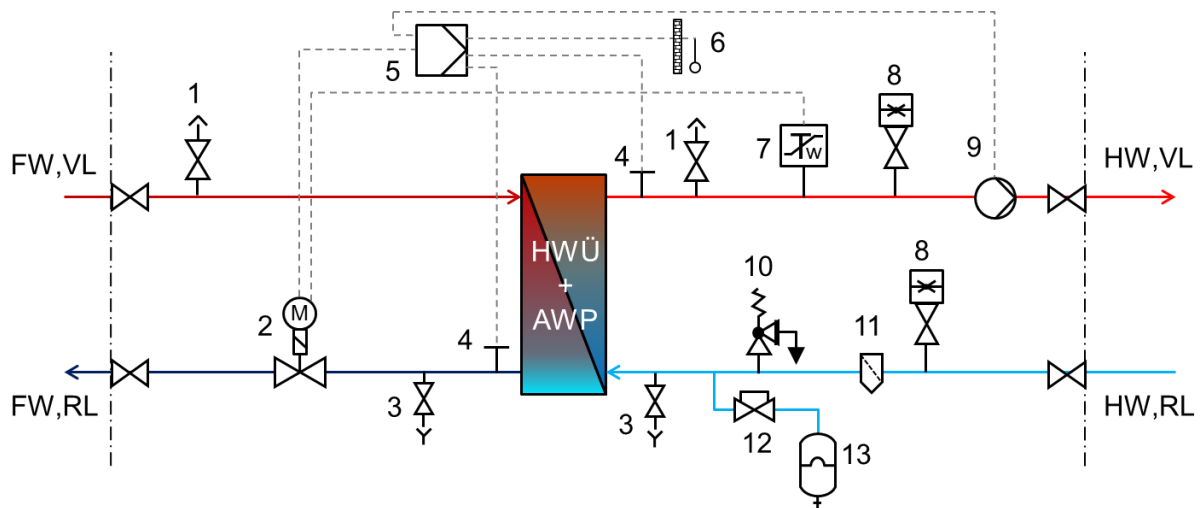


Abbildung 3-32: Hauszentrale mit notwendigen sicherheitstechnischen Ausrüstungen

- 1 Entlüftungsventil, 2 Elektr. Stellgerät mit Sicherheitsfunktion, 3 Entleerungsventil, 4 Temperaturfühler, 5 Regler, 6 Außentemperaturfühler, 7 Sicherheitstemperaturwächter, 8 Druckmessgerät mit Abspernung, 9 Umwälzpumpe, 10 Sicherheitseckventil federbelastet, 11 Schmutzfänger, 12 Nicht abspernbare Armatur, 13 Membranausdehnungsgefäß

Werkstoffanforderung

Maßgebend für die Auswahl sind Systemdruck und -temperatur. Bei allen Teilen in der HA, die vom Fernheizwasser durchflossen werden, ist die Auswahl der Werkstoffe für Rohre, Armaturen usw. gemäß **DIN 4747-1** vorzunehmen. Das Fernheizwasser darf nicht verunreinigt oder der Anlage entnommen werden und dessen Qualität soll den Anforderungen nach **AGFW FW 510** entsprechen.

Bei Teilen der HS, die nicht vom Fernheizwasser durchflossen werden (indirekt angeschlossene Systeme) richtet sich die Auswahl der Werkstoffe, Verbindungselemente und Bauteile nach den Druck- und Temperaturverhältnissen sowie der Wasserqualität der Hausanlage.

In der HS werden die Rohrleitungen in Stahl oder Kupfer verlegt und geschweißt bzw. gelötet. Mediumrohre und Formstücke aus Kunststoff finden in der HS keine Anwendung. In der **AGFW FW 531** befindet sich die **Übersichtstabelle** für Anforderungen an Eisenwerkstoffe und Stahlrohrverbindungen, Kupferwerkstoffe und Kupferverbinden, sowie geeigneter Lötfitings für höhere Innendrucke und Temperaturen.

Die HS muss so errichtet werden, dass Schäden an der Anlage oder eine Gefährdung der Benutzer vermieden werden. Des Weiteren ist zu beachten:

- Es sind nach Möglichkeit fachdichtende Verbindungen einzusetzen. Konische Verschraubungen sind nur bis 110 °C zugelassen.
- Dichtmittel müssen den chemischen und physikalischen Parametern des Fernheizwassers genügen.
- Für metallisch dichtende Schneidringverschraubungen muss die Eignung für Druck und Temperatur nachgewiesen werden.
- Andere Werkstoffe als die in den Tabellen genannten, dürfen nur mit entsprechenden Nachweisen verwendet werden.

Sicherheitsaspekte AWP

Ammoniak/Wasser-AWP fallen in den Anwendungsbereich der **Druckgeräterichtlinie 2014/68/EU**. Abhängig vom Druckniveau, dem Medium und der Rohrleitungs- bzw. Behälterdimension ist vorgegeben, welche Prüfungen und Zertifizierungen erforderlich sind. In der **Druckgeräterichtlinie 2014/68/EU** und der Betriebssicherheitsverordnung (**BetrSichV**) sind sowohl Prüfungen vor Inbetriebnahme als auch wiederkehrende Prüfungen vorgesehen. Es ist davon auszugehen, dass für die geplante Pilotanlage eine Einzelabnahme nach Modul G durch den TÜV notwendig wird. Außerdem muss die **DIN EN 378** (Kälteanlagen und Wärmepumpen - Sicherheitstechnische und umweltrelevante Anforderungen) berücksichtigt werden.

Ein kritischer Aspekt bei Ammoniak/Wasser-AWP ist die hohe Drucklage des Kältemittels Ammoniak. Die Drucklage hochdruckseitig hängt vom Temperaturniveau des Kondensators und somit von der verbraucherseitigen Heizungsvorlauftemperatur ab. Bei 55 °C stellt sich bereits ein Druck von $p_{ho} \approx 24$ bar ein. Aus Kostengründen ist es erstrebenswert eine Druckzulassung von 25 oder maximal 30 bar zu wählen. An der AWP des IGTE ist der maximal zulässige Druck auf 25 bar begrenzt. Eine Druckmessung bzw. ein Druckschalter hochdruckseitig wird als sicherheitsrelevant und somit als zwingend notwendig erachtet. Nähert sich der Druck dem maximal zulässigen Druck an, soll eine Notabschaltung der AWP erfolgen. Dazu muss die Wärmezufuhr an Austreiber und Verdampfer unterbrochen werden. Darüber hinaus ist eine Druckabsicherung vorzusehen: Einerseits wird ein internes federbelastetes Ventil zwischen Hoch- und Tiefdruck benötigt, andererseits wird ein Sicherheitsabblaseventil vorgeschrieben, wenn eine bestimmte Ammoniakfüllmenge überschritten wird (DIN EN 378-1:2016+A1:2020), (DIN EN 378-2:2016). Bei einer Pilotanlage für einen Feldtest stellen die Kosten für eine Sicherheitsabblasevorrichtung eine untergeordnete Rolle dar und eine Sicherheitsabblasevorrichtung wird unabhängig von gesetzlichen Vorgaben als sinnvoll erachtet.

Um im Fall einer Notabschaltung der AWP den Verbraucher dennoch mit Wärme zu versorgen, soll der HWÜ allein durchströmt werden. Eine entsprechende Verschaltung ist primärseitig vorzusehen. Eine Möglichkeit zur Umsetzung dieser Verschaltung ist in Abbildung 3-33 gezeigt. Bei Abschaltung der AWP ist eine höhere Vorlauftemperatur beim Verbraucher möglich. So kann die verbraucherseitige Vorlauftemperatur kurzfristig für die thermische Desinfektion des Trinkwarmwassers angehoben werden.

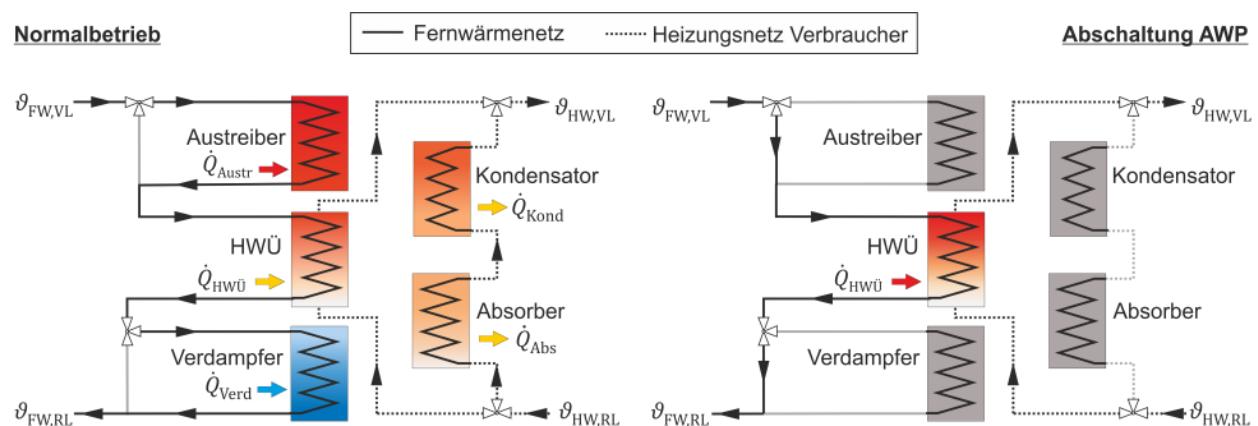


Abbildung 3-33: Schematische Darstellung der Einbindung von HWÜ und AWP in Fernwärme- und Heizungsnetz: Normalbetrieb mit Austreiber, HWÜ und Verdampfer in Reihenschaltung (links) und Wärmeversorgung allein über HWÜ bei Abschaltung der AWP (rechts)

3.5. Anlagenkennfeld der Absorptionswärmepumpe (AP 6.2)

3.5.1. Anlagenkennfeld mit neuem Austreiber-Konzept

Das erste umfangreiche Anlagenkennfeld für die mit dem PA festgelegten Betriebspunkte (vgl. Tabelle 3-1) wurde nach Abschluss der Optimierung des Austreibers aufgezeichnet. Zu diesem Entwicklungsstand der Anlage wurden vier der sechs definierten Betriebspunkte realisiert. Die Befüllung der AWP hatte dabei eine Gesamtmasse von $M = 11,64 \text{ kg}$ bei einem Ammoniakmassenanteil von $\xi = 0,66$. Die Betriebspunkte die nicht erreicht wurden sind BP 2.3 (85|47|55|45) und BP 2.5 (75|47|55|45). Letzterer liegt sehr nahe an der Grenze des technisch Machbaren. Für BP 2.3 (85|47|55|45) war das Kältemittelreservoir leer. Da das Kältemittelreservoir für BP 2.2 (95|30|35|28) allerdings komplett gefüllt war, wurde auf ein Nachfüllen von Ammoniak verzichtet.

In Abbildung 3-34 ist links der zusätzlich dem Fernwärmestrom entnommene Wärmestrom $\dot{Q}_{\text{Verd}}$ und rechts die erreichte Rücklauftemperaturabsenkung $\Delta\vartheta_{\text{Verd}}$ über dem fernwärmeseitigen Wärmekapazitätsstrom $\dot{W}_{\text{FW}}$ aufgetragen. Während der Wärmestrom $\dot{Q}_{\text{Verd}}$ mit sinkendem Wärmekapazitätsstrom $\dot{W}_{\text{FW}}$ ansteigt, nimmt die Rücklauftemperaturabsenkung $\Delta\vartheta_{\text{Verd}}$ ab. Diese Zusammenhänge wurden bereits im Vorgängerprojekt „AWP 1“ beobachtet. In Vergleich zu den Kennlinien der einzelnen Betriebspunkte zum Ende von „AWP 1“ sind die Abweichungen zu einem linearen Verlauf im Kennfeld, welches in Abbildung 3-34 gezeigt wird, größer. Diese größere Streuung der Datenpunkte ist darauf zurückzuführen, dass der Tiefdruck als Regelgröße mit hohem Einfluss auf die Effizienz des Prozesses teils nicht optimal gewählt wurde. Der optimale Tiefdruck ist stark abhängig vom Betriebspunkt und muss für die geänderten Betriebsbedingungen im Projekt „AWP 2“ neu angepasst werden. Dennoch ist die Rücklauftemperaturabsenkung im Bereich von $\Delta\vartheta_{\text{Verd}} = 9,5 \dots 15 \text{ K}$ bereits vergleichbar mit den bei höheren Fernwärmeverlauftemperaturen erreichten Werten.

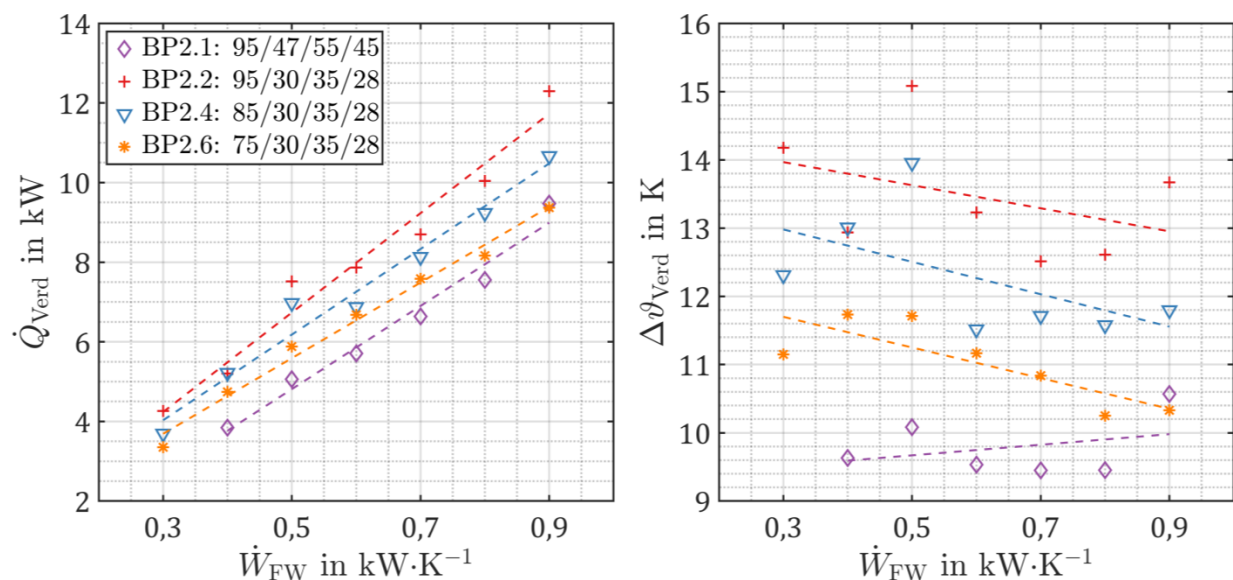


Abbildung 3-34: Anlagenkennfeld mit neuem Austreiber-Konzept: zusätzlich dem Fernwärmenetz entnommener Wärmestrom (links) und erreichte fernwärmeseitige Rücklauftemperaturabsenkung (rechts) aufgetragen über dem fernwärmeseitigen Wärmekapazitätsstrom in den verschiedenen Betriebspunkten.

3.5.2. Anlagenkennfeld zum Projektende

Im Rahmen des Projekts „AWP 2“ wurden mehrere Maßnahmen zur Optimierung des Lösungskreises sowie eine Optimierung des Tiefdrucks an die neu definierten Betriebspunkte durchgeführt. Ein Betrieb der AWP mit neuer Lösungsmittelpumpe war, wie in Kapitel 3.3.3 erwähnt, nicht möglich. Im Folgenden wird daher das Anlagenkennfeld, welches noch vor dem Einbau der Flügelzellenpumpe aufgezeichnet wurde, gezeigt. Eine automatisierte Regelung des Tiefdrucks wurden Mangels eines ausführlichen Kennfelds nicht erarbeitet.

Die Ergebnisse des Betriebskennfeldes zum Ende des Projekts „AWP 2“ sind in Abbildung 3-35 dargestellt. Im Gegensatz zum vorherigen Anlagekennfeld (vgl. Abbildung 3-34), wurde die Befüllung so angepasst, dass auch der Betriebspunkt 2.3 (85|47|55|45) aufgezeichnet werden konnte. Für dieses Kennfeld vor dem Tausch der Lösungsmittelpumpe wurden nur drei verschiedene Wärmekapazitätsströme je Betriebspunkt aufgezeichnet. Anhand der Messergebnisse früherer Anlagengenerationen wird geschlossen, dass bis $\dot{W}_{FW} \leq 0,3 \text{ W/K}$ extrapoliert werden kann.

Auf der Abszisse ist jeweils der wärmenetzseitige Wärmekapazitätsstrom $\dot{W}_{FW}$ aufgetragen. Im linken Diagramm ist die Gesamtheizleistung der HS $\dot{Q}_{HS}^2$ für die verschiedenen Betriebspunkte dargestellt. Wie bei den bisherigen HS auch, ist die Gesamtheizleistung sehr gut über den fernwärmeseitigen Massenstrom, bzw. Wärmekapazitätsstrom, einstellbar. Für jeden Betriebspunkt ist eine Absenkung der Gesamtheizleistung auf $< 40 \%$ der im Betriebspunkt erreichten maximalen Gesamtheizleistung möglich.

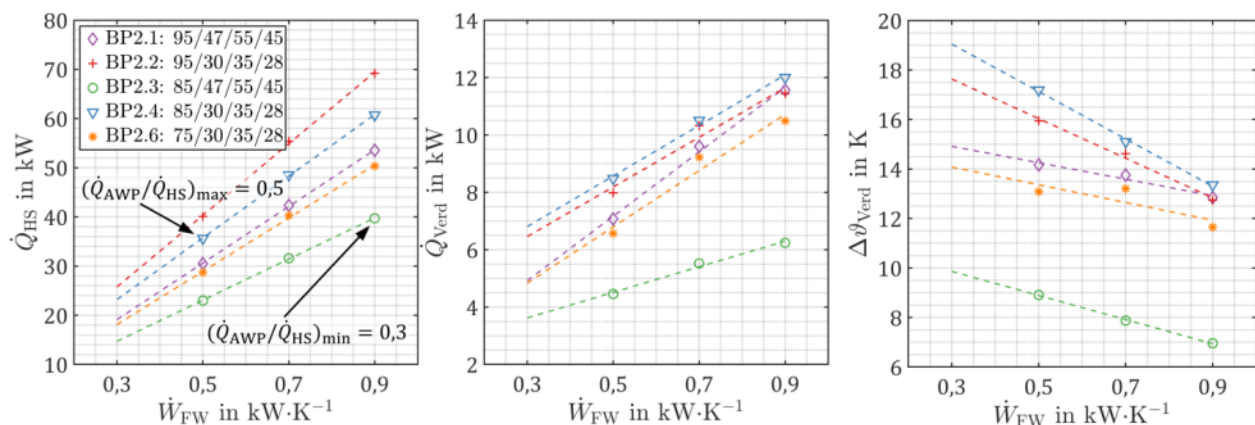


Abbildung 3-35: Anlagenkennfeld zum Projektende: Gesamtwärmestrom der HS mit AWP (links), zusätzlich dem Fernwärmenetz entnommener Wärmestrom (Mitte) und erreichte fernwärmeseitige Rücklauf Temperaturabsenkung (rechts) aufgetragen über dem fernwärmeseitigen Wärmekapazitätsstrom in den verschiedenen Betriebspunkten.

$$^2 \dot{Q}_{HS} = \dot{Q}_{Austr} + \dot{Q}_{Verd} + \dot{Q}_{HWÜ}$$

Der am HWÜ übertragene Wärmestrom $\dot{Q}_{HWÜ}$ wurde nicht experimentell bestimmt, sondern anhand der am Austritt des Austreibers und Eintritt des Verdampfers gemessenen Temperaturen $\vartheta_{FW,Austr,a}$ und $\vartheta_{FW,Verd,e}$ und dem vorgegebenen Wärmekapazitätsstrom $\dot{W}_{FW}$ berechnet

Der Anteil des von der AWP abgegebenen Wärmestroms am gesamt von der HS übertragenen Wärmestrom variiert im Bereich von $\dot{Q}_{AWP}/\dot{Q}_{HS} = 0,3 \dots 0,5$. Diese Größe wurde infolge mehrere durchgeführter Optimierungsmaßnahmen in Bezug auf die Wärme- und Stoffübertragung in Austreiber und Absorber gegenüber dem Vorgängerprojekt „AWP 1“ gesteigert. Dies zeigt, dass das Potenzial der AWP noch besser genutzt wird.

Im mittleren Diagramm ist der dem Fernwärmenetz zusätzlich entnommene Wärmestrom $\dot{Q}_{Verd}$ über dem Wärmekapazitätsstrom aufgetragen. Für alle Betriebspunkte bis auf BP 2.2 (95|30|35|28) wurde eine Steigerung des Wärmestroms $\dot{Q}_{Verd}$ erreicht. Die Steigerung des Wärmestroms $\dot{Q}_{Verd}$ ist einerseits auf die Optimierung der Wärme- und Stoffübertragung im Austreiber und andererseits auf die optimale Einstellung des Tiefdrucks der AWP zurückzuführen. Für Betriebspunkt BP 2.2 (95|30|35|28) ist vermutlich die Ammoniakkonzentration der Befüllung zu hoch gewählt.

Im rechten Diagramm kann die erreichte Rücklauftemperaturabsenkung $\Delta\vartheta_{Verd}$ abgelesen werden. Diese beträgt in den Messungen zwischen 7 K und 17 K, wobei bei geringerem fernwärmeseitigen Wärmekapazitätsstrom $\dot{W}_{FW}$ die erzielte Rücklauftemperaturabsenkung größer wird. Das bedeutet, dass das Konzept für die Rücklauftemperaturabsenkung mithilfe einer AWP insbesondere im Teillastbetrieb sehr gut funktioniert. Anhand der Extrapolation wird abgeschätzt, dass durch Absenken des fernwärmeseitigen Wärmekapazitätsstrom auf $\dot{W}_{FW} = 0,3 \text{ W/K}$ eine Rücklauftemperaturabsenkung von bis zu $\Delta\vartheta_{Verd} = 19 \text{ K}$ möglich ist.

Trotz der gegenüber dem Vorgängerprojekt „AWP“ abgesenkten Vorlauftemperaturen des Wärmenetzes (d.h. geringeren Temperaturen für den Antrieb der AWP) können höhere Rücklauftemperaturabsenkungen erzielt werden. Dies wird auf die signifikante Effizienzsteigerung infolge der Optimierungen an Austreiber und Absorber zurückgeführt.

4. Wissenschaftlich-technischer und wirtschaftlicher Nutzen

Wissenschaftlich-technischer Nutzen

Im Forschungsprojekt wurde eine AWP mit dem Arbeitsstoffpaar Ammoniak/Wasser für die Betriebsbedingungen in einer Hausstation untersucht, die mit einem modernen Wärmenetz 4.0 versorgt wird. Der fernwärmeseitige Rücklauf wurde zur Beheizung des Verdampfers verwendet und darauf in der Temperatur abgesenkt. Die hohe Effizienz der AWP konnte im Vergleich zum Vorgängerprojekt „AWP 1“ auf $\zeta_h = 1,9$ weiter gesteigert werden. Dies gelang trotz abgesenkter Vorlauftemperatur und damit verringertem Exergieüberschuss des Wärmenetzes. Dafür wurde der Lösungsmittelkreislauf im Austreiber, Absorber und Dephlegmator gezielt auf die geringeren Vorlauftemperaturen des Wärmenetzes 4.0 optimiert. Es besteht eine gute Übertragbarkeit der Ergebnisse zu anderen Anwendungen von Absorptionswärmepumpen und –kältemaschinen mit niedrigen Antriebstemperaturen. Die Optimierungen wurden durch mehrgängige diffusionsgeschweißte Plattenwärmeübertrager erreicht. Die Projektergebnisse stellen auch eine Wissenserweiterung über das Verhalten von zweiphasigen Strömungen hinsichtlich Strömungsverteilung und Wärmeübertragungsfähig in solchen Apparaten dar (Haak et al. 2021). Diese Erkenntnisse sind über die Absorptionstechnik hinaus anwendbar. Darüber hinaus wurde mit Flügelzellen- bzw. Drehschieberpumpen ein alternativer Pumpentyp für die Lösungsmittelpumpe untersucht, der bisher nicht in der Literatur betrachtet wurde.

Im Rahmen des Projektes wurde am FFI das Simulationsmodell mit plattform-unabhängiger Programmiersprache „Python“ überarbeitet. Die Source-Codes sind frei verfügbar. Durch die im Kapitel 2 beschriebenen Teilmodelle können die Betriebsbedingungen für die Auslegung der Hauptkomponente des Wärmenetzes ermittelt werden. Auch die Auswirkungen einer abgesenkten Netzzücklauftemperatur auf die Wärmeverteilung und -bereitstellung wurden durch umfassende Simulationsrechnung in diesem Projekt untersucht. Darauf aufbauend wurden die technischen Vorteile, die sich aus den reduzierten Wärmeverteilungsverlusten, der eingesparten elektrischen Leistungsaufnahme der Umwälzpumpe sowie dem alternativen Rohrleitungsmaterial ergeben, quantifiziert. Neben den technischen Berechnungen können die Wirtschaftlichkeitsbetrachtungen sowie die ökologischen Betrachtungen (CO₂-Einsparung) zu verschiedenen Versorgungskonzepten des Wärmenetzes 4.0 schnell und einfach direkt durch die KMUs durchgeführt werden.

Wirtschaftlicher Nutzen

Durch die neuartige Hausstation mit AWP ergeben sich wirtschaftliche Vorteile für die Betreiber zentraler Wärmeversorgungssysteme, indem die Kosten für Wärmebereitstellung und -verteilung gesenkt werden. Dies wird durch verminderte Wärmeverteilungsverluste, eine bessere Brennstoffausnutzung aufgrund einer erhöhten primärenergetischen Effizienz der Wärmebereitstellung und eine reduzierte elektrische Pumpenleistung in der Umwälzung des Fernwärmenetzes erreicht. Auch fallen geringere Kosten für die Instandhaltung in Folge geringerer thermischer Beanspruchung an. Für Wärmenetze mit einer verringerten Betriebstemperatur kommen zudem kostengünstigere Komponenten wie z.B. Medienrohre aus Kunststoff in Frage.

In diesem Projekt wurde ein passendes Businessmodell entwickelt. Aussichtsreich erscheint das Konzept bei dem die „Hausstation mit integrierter AWP“ in Form von Energieliefer-Contracting bzw. Energiespar-Contracting zur Anwendung gebracht wird. In diesem

Umsetzungsprozess können verschiedene KMU als relevante Akteure einbezogen werden, wie zum Beispiel:

- Energieversorger oder weitere Firmen als Contractor
Im Fernwärmesektor liegt Wärmeerzeugung, -verteilung und -vertrieb meist in der Hand eines Versorgers. Vor diesem Hintergrund könnte der Netzbetreiber zugleich als Contracting-Unternehmen auftreten, welches die dezentralen Anlagen (z.B. HS mit AWP) finanziert und betreibt. Der Vorteil dabei ist, dass die Kapazitäts- und Bedarfsplanung „aus einer Hand“ gut aufeinander abgestimmt werden könnten. Auch weitere Firmen aus der Wertschöpfungskette oder der Gebäudetechnik können als Contractor auftreten.
- Anlagen- /Komponentenhersteller
Die im ersten Forschungsvorhaben entwickelte „neue Hausstation“ ist eine Kombination aus Übergabestation und AWP. Es gibt auf dem Markt noch kein kommerzielles Produkt dafür. Dabei hat der Anlagen- und Komponentenhersteller die Möglichkeit, in der Entwicklungsphase der Anlage von Anfang an eingebunden zu werden. Durch Begleitung des nach dem Projekt weiterführenden Feldtests wird die Anlage optimiert, technisches Know-how wird erweitert und Betriebserfahrung wird gesammelt, sodass ein marktreifes Produkt gefertigt werden kann.
- Ortsansässige KMU als Servicepartner
Zur technischen Umsetzung des innovativen Konzepts gehören auch Installation, Überwachung, regelmäßige Wartung und Instandhaltung der Anlage. Dadurch entsteht eine verstärkte Nachfrage nach Gebäudedienstleistern, Messdienstfirmen, Handwerksbetrieben und lokalen Arbeitskräften.

5. Ausblick

Das Konzept „Hausstation mit integrierter AWP“ wurde im Rahmen des Projektes auf Basis der Ergebnisse des Vorgängerprojekts an die Randbedingungen von zukunftsorientierten Wärmenetzen 4.0 angepasst. Die Optimierung der Wärme- und Stoffübertragung im Lösungsmittelkreislauf ist weitgehend abgeschlossen und die verbleibenden Potentiale zum Erreichen des thermodynamischen Optimums sind gering. Es wurden geeignete Prüfstände zur Qualifizierung von Lösungsmittelpumpen entwickelt und verschiedene Prüfkörper vom Pumpentyp Flügelzellenpumpe untersucht. Flügelzellenpumpen haben das Potential zu deutlichen Kosteneinsparungen. Es wurden Kandidaten identifiziert und getestet, die den Anforderungen wie Volumenstrom, Druckdifferenz und Ammoniakbeständigkeit genügen. Die in diesem Projekt erzielten Ergebnisse lassen den Einsatz von Flügelzellenpumpen in Absorptionskältemaschinen als möglich erscheinen. Die Ergebnisse lassen jedoch noch keine abschließende Bewertung der Eignung zu, sodass weitergehende Untersuchungen, insbesondere der längerfristige Betrieb in einer AWP unter realistischen Einsatzbedingungen, nötig sind. Die zum Einsatz der AWP im Feld nötige Sicherheitsausrüstung wurde recherchiert. Für einen Einsatz im Feld muss einerseits ein geeigneter Standort sowie ein Herstellungspartner gefunden werden, andererseits muss die Regelung der AWP weiter automatisiert werden.

Das am FFI entwickelten Simulationstool kann auch für einen anderen Anwendungsfall erweitert werden. Die bisher betrachteten Wärmeerzeuger sind Heizkondensator, Solar Kollektor, Biomasseheizkessel. Die anderen erneuerbaren Energiequellen, wie z.B. Geothermie, Großwärmepumpe und Abwärme, können ebenfalls als Teilmodell integriert werden. Außer Behälterspeicher sind die anderen Wärmespeicherarten (z.B. Erdbecken-Wärmespeicher, Erdsonden-Wärmespeicher oder Aquifer-Wärmespeicher) für die zukünftigen Wärmenetzsysteme zu berücksichtigen. Auch die weiteren technischen Maßnahmen zur Effizienzsteigerung des Wärmenetzes können im Simulationstool umgesetzt und untersucht werden.

Während der Bearbeitung des Vorhabens 20315 N ist eine neue Fragestellung zu Stande gekommen: auf Seiten der Versorger bestehen für Bestandsnetze technische Möglichkeiten und auch wirtschaftliche Interessen, die Vorlauftemperatur abzusenken, aber eine Minderheit der am Wärmenetz angeschlossenen Verbraucher benötigt das hohe angebotene Temperaturniveau. Nach aktuellem Stand der Technik folgt daraus entweder, dass industrielle Wärmeabnehmer, welche das hohe Temperaturniveau benötigen, aus dem Wärmenetz ausscheiden und wahrscheinlich auf fossile Brennstoffe für ihre Wärmeversorgung zurückgreifen (müssen), oder dass die Umstellung des Fernwärmesystems auf dem Wärmenetz 4.0 Standard durch diese Hochtemperaturverbraucher verhindert wird. Beides ist für die Bemühungen zum Klimaschutz ungünstig.

In einem weiteren Forschungsvorhaben solle diese Fragestellung beantwortet werden. Dazu schlagen die drei Forschungseinrichtungen (FFI, IGTE – Universität Stuttgart und IFT – Universität Hannover) folgenden Lösungsansatz vor: Die abgesenkten Netzlauftemperaturen können lokal durch einen Absorptionswärmetransformator oder durch eine Kompressionswärmepumpe mit Lösungskreis erhöht werden, damit die Hochtemperaturverbraucher weiter vom Wärmenetz versorgt werden. Dabei zeichnen sich die beiden Konzepte durch den relativen niedrigen Stromverbrauch aus.

6. Liste der bisherigen Veröffentlichungen zum Projekt

- [a] Mirl, N.; et al.: Visualisierung und Optimierung der Flüssigkeitsverteilung in einem Plattenabsorber. Jahrestagung des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins, AAll.1.11., 2020
- [b] Yang, F.; Grage, T.: Optimierung von Absorptionswärmepumpen zum Einsatz im Wärmenetz 4.0. Poster Vortrag, 51. Kraftwerks-technisches Kolloquium, Dresden, 2021
- [c] Haak, L.; et al.: Effizienzsteigerung einer $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ -Absorptionskältemaschine. Jahrestagung des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins, AAll.1.11., Dresden, 2021
- [d] Yang, F.: Beitrag der Hausstation mit integrierter Absorptionswärmepumpe zum Fernwärmenetz. Vortrag auf 7. Dialogplattform Power-to-Heat, 29./30. Nov. 2021
- [e] Mirl, N.: Analyse und Optimierung einer einstufigen Ammoniak/Wasser-Absorptionswärmepumpe. Dissertation, Universität Stuttgart, 2021
- [f] Yang, F.; Grage, T.: Kostenrechnung für den Einsatz von Absorptionswärmepumpen im Wärmenetz 4.0. EuroHeat&Power, Heft 1-2, S. 54-58, 2022

7. Literaturverzeichnis

AGFW (2005): Merkblatt AGFW FW 527: Druckabsicherung von Heizwasser-Fernwärmestationen zum indirekten Anschluss.

AGFW (2006): AGFW Merkblatt FW 525: Wartung und Inspektion von Fernwärmehausstationen.

AGFW (2013): Merkblatt AGFW FW 510: Anforderungen an das Kreislaufwasser von Industrie- und Fernwärmeheizanlagen sowie Hinweise für deren Betrieb.

AGFW (2015a): Merkblatt AGFW FW 515: Technische Anschlussbedingungen Heizwasser (TAB-HW).

AGFW (2015b): Merkblatt AGFW FW 528, Fernwärmestationen –Umsetzung der Betriebssicherheitsverordnung.

Arnitz, A. (2019): Experimentelle und simulationsgestützte Analyse einer thermisch angetriebenen Lösungsmittelpumpe für NH₃/H₂O-Absorptionskälteanlagen. Dissertation. Universität Graz, Graz.

ASUE (2017): Arbeitsgemeinschaft für sparsamen und umweltfreundlichen Energieverbrauch e.V. (ASUE): Contracting. Dienstleistungen von Energieversorgungsunternehmen.

BDEW (2019): Contracting - effizient, wirtschaftlich und planungssicher. Informationen für Einsteiger. Hg. v. BDEW Bundesverband der Energie- und Wasserwirtschaft e.V. Berlin.

Brendel, T.; Schmid, F.; Müller, M.; Hahn, R. (2013): Effizienzsteigerung einer solar angetriebenen Absorptionskälteanlage mit Eisspeicher. Abschlussbericht. Stuttgart (FKZ 0327898A).

BAFA (2017): Bundesamt für Wirtschaft und Ausfuhrkontrolle (Hg.): Merkblatt zu den technischen Anforderungen an ein Wärmenetzsystem 4.0. Modellvorhaben Wärmenetzsysteme 4.0.

BAFA (2021): Bundesamt für Wirtschaft und Ausfuhrkontrolle (Hg.): CO₂-Faktoren. Bundesförderung für Energie- und Ressourceneffizienz in der Wirtschaft - Zuschuss. Informationsblatt (1.1): Berlin.

Clausen, J. (2012): Kosten und Marktpotenziale ländlicher Wärmenetze. Hg. v. Borderstep Institut für Innovation und Nachhaltigkeit gGmbH. Hannover.

Conradi, F.; Kahle, M. (2010): Guide to attain low return temperatures in old buildings. In: *EuroHeat&Power* (III).

Dausch, H. J. (2009): Maßnahmen zur Erreichung niedriger Rücklauftemperaturen. In: *EuroHeat&Power* 38 (6), S. 12–14.

Demski, H. (Hg.) (2005): Handbuch Kompakt-Wärmeübertrager. Bauarten - Materialien - Anwendungen. Essen: Publico Publ.

DENA (2017): Deutsche Energie-Agentur GmbH (dena): Energiespar-Contracting (ESC). Arbeitshilfe für die Vorbereitung und Durchführung von Energiespar-Contracting. dena-Leitfaden. 7. überarbeitete Auflage. Berlin.

DENA (2018): Deutsche Energie-Agentur GmbH (dena): Energieliefer-Contracting (ELC). Arbeitshilfe für die Vorbereitung und Durchführung von Energieliefer-Contracting. dena-Leitfaden. 1. Auflage. Berlin.

DIN EN 14597:2012: Temperaturregeleinrichtungen und Temperaturbegrenzer für wärmeerzeugende Anlagen.

DIN EN 378-1:2016+A1:2020: Kälteanlagen und Wärmepumpen- Sicherheitstechnische und umweltrelevante Anforderungen - Teil1: Grundlegende Anforderungen, Begriffe, Klassifikationen und Auswahlkriterien.

DIN EN 378-2:2016: Kälteanlagen und Wärmepumpen - Sicherheitstechnische und umweltrelevante Anforderungen - Teil 2: Konstruktion, Herstellung, Prüfung, Kennzeichnung und Dokumentation.

DIN EN 378-3:2016+A1:2020: Kälteanlagen und Wärmepumpen – Sicherheitstechnische und umweltrelevante Anforderungen – Teil 3: Aufstellungsort und Schutz von Personen.

DIN EN 378-4:2016+A1:2019: Kälteanlagen und Wärmepumpen- Sicherheitstechnische und umweltrelevante Anforderungen – Teil 4: DIN EN 378-1:2016+A1:2020: Kälteanlagen und Wärmepumpen- Sicherheitstechnische und umweltrelevante Anforderungen.

DIN 4747-1:2003-11: Fernwärmeanlagen - Teil 1: Sicherheitstechnische Ausrüstung von Unterstationen, Hausstationen und Hausanlagen zum Anschluss an Heizwasser-Fernwärmenetze.

DIN 8930-5: 2003-11: Kälteanlagen und Wärmepumpen-Terminologie-Teil 5: Contracting.

Drück, H.; Fischer, S. (2014): Tests 2013: Kollektoren, Speicher, Wärmeleitfähigkeit. Stuttgart.

energcity AG (2015): Technische Anschlussrichtlinie für die Versorgung mit Fernwärme (TAR) Seite 1 von 31 Stand: 10/2015 Technische Anschlussrichtlinie für die Versorgung mit Fernwärme (TAR).

EWU Engineering GmbH (1992): Absenkung der Betriebsparameter in Heizwassernetzen. Bericht zum Forschungsvorhaben 382 D. Hg. v. EWU Engineering GmbH, FFI Hannover.

Fang Y.; Mirl N.; Schmid F. (2020): Potenziale von Absorptionswärmepumpen in zentralisierten Wärmeversorgungsnetzen. Schlussbericht zu IGF-Vorhaben Nr. 19696 N. FFI Hannover; IGTE Universität Stuttgart.

Fleischer, F. (2011): Contracting - ein komplettierendes Finanzierungsinstrument für innovative technische Energieversorgungslösungen. Dissertation. Universität Magdeburg, Magdeburg.

Fluid-o-Tech (2018): Ersatzteileblatt der Drehschieberpumpen aus Edelstahl der Serie PO 70-400. Online verfügbar unter <https://www.fluidotech.it/site/assets/files/1302/ersatzteileblatt-der-drehschieberpumpen-aus-edelstahl-der-serie-po-70-400.pdf>, zuletzt geprüft am 15.07.2022.

Fluid-o-Tech (2022): Bedienungsanleitung. DREHSCHIEBERPUMPE MIT DIREKT-ANSCHLUSS: SERIE MO/CO 30-200, PO 70-400 UND PO 500-1000. Online verfügbar unter https://www.fluidotech.it/site/assets/files/1302/bedienungsanleitung_der_drehschieberpumpen_der_serie_po_70-400.pdf, zuletzt geprüft am 20.11.2022.

Fu, L.; Li, Y.; Zhang, S.; Jiang, Y. (2010): A district heating system based on absorption heat exchange with CHP systems. In: Frontiers of Energy and Power, 2010, Bd. 4, S. 77–83. Online verfügbar unter doi: 10.1007/s11708-010-0022-0.

Gehring, D. (2018): Experimentelle Untersuchung zur Kopplung einer Ammoniak-Wasser Absorptionswärmepumpe in Fernwärmenetzen. In: Jahrestagung des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins. Aachen.

George, J. M.; Murthy, S. S. (1989): Influence of absorber effectiveness on performance of vapour absorption heat transformers. In: *Int. J. Energy Res.* 13 (6), S. 629–638. DOI: 10.1002/er.4440130602.

Gietzelt, M.; Kruse, C.-D.; Kruhl, J. (1994): Zusammenfassende Darstellung der physikalischen Grundlagen zur Beeinflussung der Rücklaufftemperatur in Fernwärmenetzen. FFI. Hannover.

Haak, L.; et al. (2021): Effizienzsteigerung einer NH₃/H₂O-Absorptionskältemaschine. In: Jahrestagung des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins, Bd. 2021.

Hermann, T.; Geier-Pippig, J.; Schweiger, C. (2018): Brennwertnutzung an Biomassekesseln mittels angekoppelter Absorptionswärmepumpe. In: Jahrestagung des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins, 2018, AA.II.1.12.

Herning kommunale Vaerker (1991): Demonstrationsprojekt for Lavtemperaturkraftvarme i Herning.

Ibarra-Bahena, J.; Romero, R. (2014): Performance of Different Experimental Absorber Designs in Absorption Heat Pump Cycle Technologies: A Review. In: *Energies* 7 (2), S. 751–766. DOI: 10.3390/en7020751.

Jelinek, M.; Levy, A.; Borde, I. (2002): Performance of a triple-pressure-level absorption cycle with R125-N,N'-dimethylethylurea. In: *Applied Energy* 71 (3), S. 171–189. DOI: 10.1016/S0306-2619(02)00003-X.

Jordan, U.; Vajen, K. (2017): Handbuch DHWcalc. Werkzeug zur Generierung von Trinkwasser-Zapfprofilen auf statistischer Basis. Institut für Thermische Energietechnik Solar und Anlagentechnik.

JupyterLab (2022). Online verfügbar unter <https://jupyter.org/>.

Klein, S. A. (2019): Engineering Equation Solver. Version 10.643. Madison, Wisconsin: F-Chart Software.

Knierim, R. (2007): Rücklaufftemperatur: Ein ungehobener Schatz für Versorger und Kunden. Weitere Erlöse aus ungenutzter Wärmeenergie 36 (3), S. 56–65.

Kretzschmar, H. (2010): Property Library for Ammonia-Water Mixtures. LibAmWa. Department of Technical Thermodynamics, University of Applied Sciences Zittau/Görlitz.

Krimmling, J. (2011): Energieeffiziente Nahwärmesysteme. Grundwissen, Auslegung, Technik für Energieberater und Planer. Stuttgart: Fraunhofer IRB-Verl.

Lechler GmbH (2017): Technisches Datenblatt. Axial-Vollkegeldüsen, Baureihe 490 / 491.

LfU Bayern (2021): co2-emissionen_berechnung_lfu_02_2022.xlsx. Online verfügbar unter https://www.umweltpakt.bayern.de/download/xls/co2emissionen_berechnung_lfu_02_2022.xlsx.

Markmann, B. (2020): Wärmeübergang bei der Absorption ammoniakreichen Dampfes durch wässrige Lösung im Plattenwärmeübertrager. Dissertation. Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover, Hannover.

Martin, H. (2013): N6 Druckverlust und Wärmeübergang in Plattenwärmeübertragern. In: VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (Hg.): VDI-Wärmeatlas. Mit 320 Tabellen. 11., bearb. und erw. Aufl. Berlin: Springer Vieweg (Springer Reference), S. 1687–1696.

Meyer, F. (2012): Mit Wärme Kühlen. Förderkennzeichen 0327460A, B.

Minea, V.; Chiriac, F. (2006): Hybrid absorption heat pump with ammonia/water mixture – Some design guidelines and district heating application. In: *International Journal of Refrigeration* 29 (7), S. 1080–1091. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2006.03.007.

Mirl, N. (2020): Visualisierung und Optimierung der Flüssigkeitsverteilung in einem Plattenabsorber. In: Jahrestagung des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins, Bd. 2020, AAI.1.11.

Mirl, N. (2021): Analyse und Optimierung einer einstufigen Ammoniak/Wasser-Absorptionswärmepumpe. Dissertation. Universität Stuttgart, Stuttgart. IGTE.

Mirl, N.; Schmid, F.; Spindler, K.(2018a): Experimentelle Untersuchung zur Einbindung einer Ammoniak-Wasser Absorptionswärmepumpe in Fernwärmenetze. In: Jahrestagung des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins, Bd. 2018, AA II.1.11.

Mirl, N.; Schmid, F.; Spindler, K (2018b): Reduction of the return temperature in district heating systems with an ammonia-water absorption heat pump. In: Case Studies in Thermal Engineering, 2018(12), S. 817–822. Online verfügbar unter: doi:10.1016/j.csite.2018.10.010.

Mirl, N.; Schmid, F.; Spindler, K. (2019): Experimentelle Untersuchungen zur Senkung der Rücklauftemperatur im Fernwärmenetz. In: *EuroHeat&Power* 48 (5), S. 31–35.

Müller, M.; Spindler, K. (2013): Effizienzsteigerung einer Ammoniak/Wasser-Absorptionskältemaschine. In: Jahrestagung des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins, Bd. 2013, AA II.1.08.

Pehnt et al. (2017): Wärmenetzsysteme 4.0. Kurzstudie zur Umsetzung der Maßnahme "Modellvorhaben erneuerbare Energien in hocheffizienten Niedertemperaturwärmenetzen". Endbericht. Unter Mitarbeit von Michael Nast, Christian Götz, Sebastian Blömer, Anton Barckhausen, David Schröder, Rolf Mijes et al. ifeu; adelphi; Ecofys; PwC; dena; AEE.

Python (2022): Online verfügbar unter <https://www.python.org/>.

QM Fernwärme (2017): Planungshandbuch Fernwärme. Version 1.0. Hg. v. Energie Schweiz, Arbeitsgemeinschaft QM Fernwärme.

Roos, H. (2002): Hydraulik der Wasserheizung. Mit 25 Tabellen. 5., korrigierte Aufl. München: Oldenbourg-Industrieverl. (Heizungstechnik, 5).

Samson AG (2016): Kompetenz in der Sicherheitstechnik. Sicherheitstechnische Ausrüstungen von Fernwärmeanlagen.

Schäfer, C. (2016): Anreizoptimale Vertragsgestaltung im Energie-Performance-Contracting bei Double Moral Hazard. Dissertation Universität des Saarlandes: Springer Gabler.

Schmitt, F.; Caspar, J.; Holler, S. (2014): Maßnahmen zur Senkung der Baukosten von Fernwärme-Transportleitungen. AGFW, Der Energieeffizienzverband für Wärme, Kälte und KWK. Frankfurt am Main (Forschung und Entwicklung / AGFW).

Schneller, A.; Frank, L.; Töpfer, K. (2017): Wärmenetze 4.0 im Kontext der Waermewende. Analyse der Regelungs- und Förderlandschaft innovativer Wärmenetzsystem. Hg. v. adelphi. adelphi. Berlin.

Schuchardt, G. K.(2017): Energetische Analyse von Nahwärmenetzen unter Berücksichtigung des mikroskopischen thermohydraulischen Netzzustandes. Dissertation. München: Verlag Dr. Hut.

Tillner-Roth, R.; Friend, D. G. (1998): A Helmholtz Free Energy Formulation of the Thermodynamic Properties of the Mixture {Water + Ammonia}. In: *J. Phys. Chem. Ref. Data* 27 (1), S. 63–96. DOI: 10.1063/1.556015.

Treffinger, P.; Sander, H.; Peter, T.; Wieland, D.; Mohrlök, K. (1997): Entwicklung und Test eines Funktionsmodells einer leistungsgeregelten Absorptionswärmepumpe für Hausheizung. Forschungsbericht IB403, Stuttgart. Institut für Technische Thermodynamik, DLR.

TYFOROP Chemie GmbH (2015): Technische Information Tyfocor L. Hamburg. Online verfügbar unter http://www.tyfo.de/uploads/TI/Ti_TYFOCOR-L_de.pdf, zuletzt aktualisiert am 2015, zuletzt geprüft am 16.08.2017.

VDI 2067 (2012): VDI Richtlinie 2067, Sep. 2012: Wirtschaftlichkeit gebäudetechnischer Anlagen. Online verfügbar unter https://www.vdi.de/fileadmin/pages/vdi_de/redakteure/richtlinien/inhaltsverzeichnisse/1885127.pdf.

VDI e.V. (2013): VDI-Wärmeatlas. 11., bearb. und erw. Aufl. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag.

Yang, F. (2021): Beitrag der Hausstation mit integrierter Absorptionswärmepumpe zum Fernwärmenetz. 7. Dialogplattform Power-to-Heat. Online, 30.11.2021.

Yang, F.; Grage, T. (2019): Senkung der Rücklauftemperatur im Fernwärmenetz. In: *EuroHeat&Power* 48 (3-4), S. 34–37.

Yang, F.; Grage, T. (2021): Optimierung von Absorptionswärmepumpen zum Einsatz im Wärmenetz 4.0. Poster-Vortrag. Dresden.

Yang, F.; Grage, T. (2022): Kostenrechnung für den Einsatz von Absorptionswärmepumpen im Wärmenetz 4.0. In: *EuroHeat&Power* (1-2), S. 54–58.

Yang, F.; Mirl, N.; Schmid F. (2020): Potenziale von Absorptionswärmepumpen in zentralisierten Wärmeversorgungsnetzen. Schlussbericht: IGF-Vorhaben Nr. 19696 N. FFI Hannover und IGTE Uni Stuttgart. Hannover.

Zetzsche, M. (2012): Experimentelle Untersuchungen und regelungstechnische Optimierung einer Ammoniak/Wasser-Absorptionskältemaschine in Kombination mit einem solar angetriebenen Kühlturm mit Eisspeicher. Dissertation. Universität Stuttgart, Stuttgart. ITW.

8. Anhang

8.1. Ergänzung Grundlagen: Wärmetransport im Plattenwärmeübertrager

8.1.1. Aufbau eines Plattenwärmeübertragers

Ein Plattenwärmeübertrager stellt eine besonders kompakte Bauform eines Wärmeübertragers dar. Abbildung 8-1 zeigt auf der rechten Seite den schematischen Aufbau eines Plattenwärmeübertragers. Er setzt sich aus profilierten Platten zusammen, wobei jeweils zwei aufeinanderfolgende Platten einen Kanal bilden. Die Platten besitzen an den vier Ecken jeweils eine Bohrung, durch welche die Fluiden in die Kanäle ein- oder aus dem Kanal ausströmen können. Die einzelnen Kanäle werden so durchströmt, dass ein Fluidstrom an die Fluidströme in den angrenzenden Kanälen entweder Wärme abgeben oder von diesen Wärme aufnehmen kann. Üblich ist es, wie in Abbildung 8-1 skizziert, die Kanäle im Gegenstrom zu durchströmen.

Plattenwärmeübertrager werden in verschiedenen Ausführungen gefertigt: gedichtet, gelötet, geschweißt (Demski 2005). Der Betrieb der Plattenwärmeübertrager in der Absorptionswärmepumpe mit dem Arbeitsstoffpaar Ammoniak/Wasser bedingt die Verwendung von gelöteten oder geschweißten Plattenwärmeübertragern aus Edelstahl. Die Dicke der Platten von gelöteten oder geschweißten Plattenwärmeübertragern beträgt ca. 0,4 mm (Demski 2005).

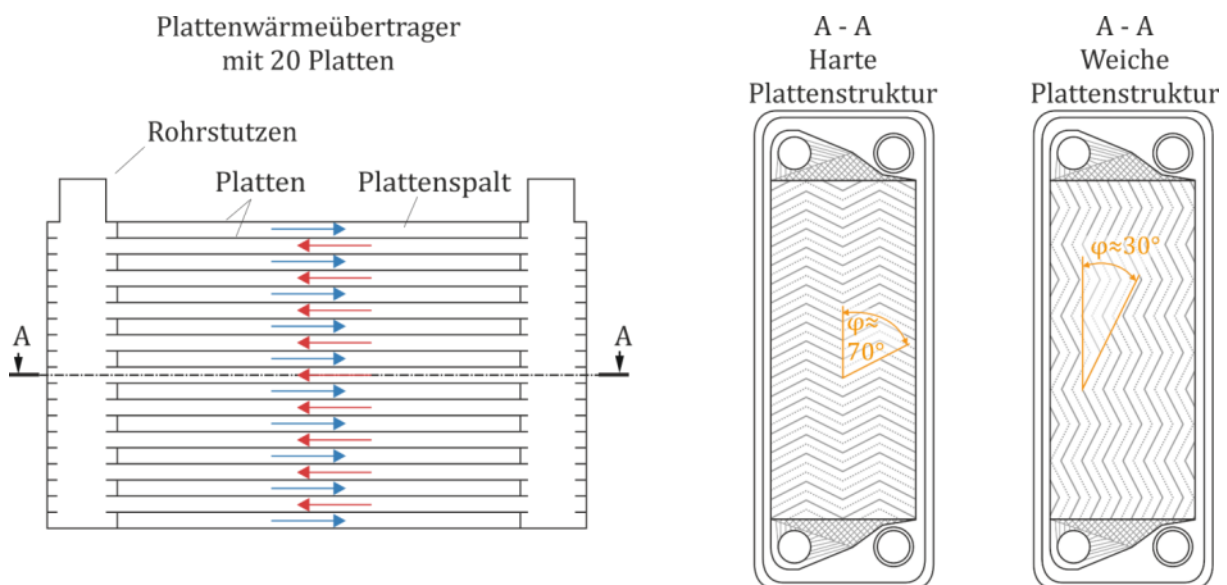


Abbildung 8-1: Schematischer Aufbau eines Plattenwärmeübertragers (links) und Skizzen einer harten sowie einer weichen Plattenstruktur (rechts) (Mirl 2021)

Durch die geringen Querschnitte der Kanäle treten im Allgemeinen hohe Strömungsgeschwindigkeiten auf, wodurch infolge eines hohen Wärmeübergangs große Wärmestromdichten erreicht werden. Über die Gestaltung der Profilierung wird der Grad der Turbulenz in der Strömung beeinflusst. Eine erhöhte Turbulenz erhöht im Allgemeinen den Wärmeübergang, bedingt allerdings einen höheren Druckverlust. Skizzen typischer Plattenstrukturen sind in Abbildung 8-1 auf der rechten Seite gezeigt. Es wird zwischen einer „weichen“ Plattenstruktur mit kleinem Prägewinkel ($0^\circ < \varphi < 45^\circ$) und einer „harten“ Plattenstruktur mit großem Prägewinkel ($45^\circ < \varphi < 90^\circ$) unterschieden. (VDI e.V. 2013) Ein größerer Prägewinkel führt zu einer häufigeren und stärkeren Umlenkung der Strömung, was in einer höheren Turbulenz resultiert (Mirl 2021).

Über die Plattengeometrie sowie die Anzahl der Platten wird die wärmeübertragende Fläche angepasst. Mit steigender Plattenanzahl nimmt allerdings die Anzahl der durchströmten Kanäle zu, wodurch sich die Strömungsgeschwindigkeit in jedem einzelnen Kanal reduziert. Dies senkt den Wärmeübergang was eine geringere Wärmeübertragungsfähigkeit der einzelnen Platte zur Folge hat. Mit Erhöhung der Anzahl an Durchgängen kann bei gleichbleibender Plattenanzahl die Strömungsgeschwindigkeit im Kanal erhöht werden. Ein Plattenwärmeübertrager mit zwei bzw. drei Durchgängen ist in Abbildung 8-2 dargestellt. Nach jedem Durchgang werden die Fluidströme der zugehörigen Kanäle zusammengeführt, neu durchmischt und anschließend auf die Kanäle des nächsten Durchgangs verteilt. Ein Plattenwärmeübertrager mit mehreren Durchgängen entspricht somit einer Reihenschaltung von eingängigen Wärmeübertragern.

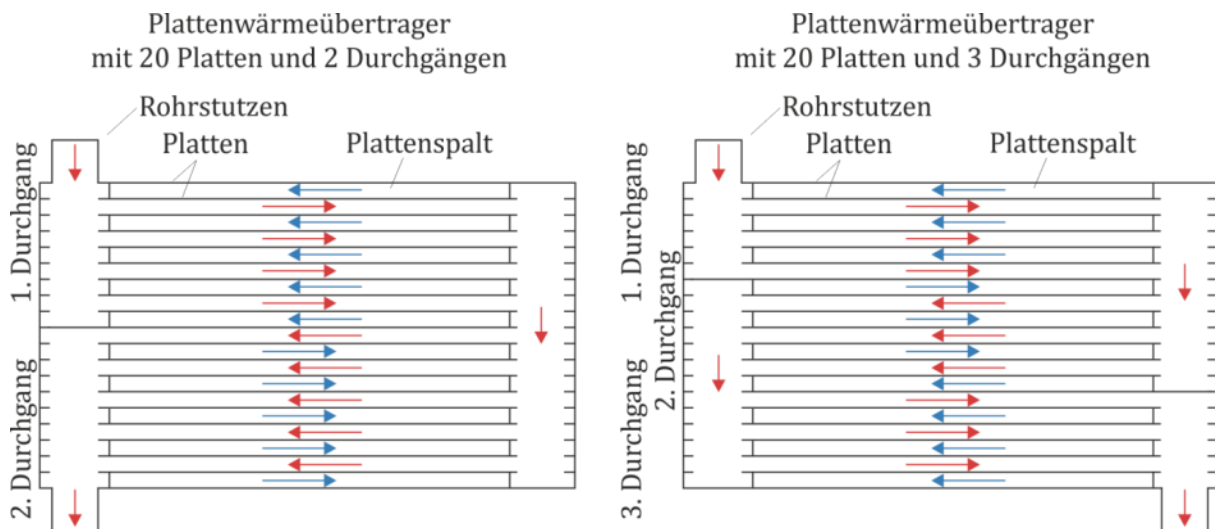


Abbildung 8-2: Durchströmungsschema eines Plattenwärmeübertragers mit zwei Durchgängen (rechts) bzw. drei Durchgängen (links) (Mirl 2021)

8.1.2. Berechnung des Temperaturverlaufs im Wärmeübertrager

Zur Beurteilung der Wärmeübertragung, werden die Temperaturverläufe in den Wärmeübertragern ausgewertet. Die Temperaturen am Ein- und am Austritt eines jeden Wärmeübertragers werden messtechnisch erfasst. Die Temperaturverläufe der Fluide im Inneren der Wärmeübertrager werden nach der Zellenmethode berechnet. Dieses Verfahren wird im Folgenden erläutert.

Da der Temperaturverlauf der Ammoniak/Wasser-Mischung im Zweiphasengebiet nicht analytisch berechnet werden kann, wird auf eine numerische Approximation zurückgegriffen. Dazu wird die wärmeübertragende Fläche räumlich diskretisiert. Für jede einzelne der insgesamt N diskreten Berechnungszellen wird ein nichtlineares Gleichungssystem aufgestellt und gelöst. Der grundlegende Aufbau des Berechnungsverfahrens ist in Abbildung 8-3 veranschaulicht. Die Fluidtemperaturen ϑ_i sind für die Knotenpunkte an den Rändern der diskreten Berechnungszellen gegeben. Somit sind die Fluidtemperaturen ϑ_i Ein- bzw. Austrittstemperatur bezogen auf die angrenzenden Berechnungszellen.

Zur Vereinfachung des Problems werden Annahmen getroffen, die nachfolgend beschrieben sind. Der Druck p wird als konstant betrachtet. Darüber hinaus nimmt der Wärmeübertragungskoeffizient k einen konstanten Wert über die wärmeübertragende Fläche A an. Damit ist die Wärmeübertragungsfähigkeit kA als eine über den gesamten Wärmeübertrager gemittelte

Größe zu betrachten. Außerdem wird vorausgesetzt, dass für jeden Knotenpunkt ein Gleichgewichtszustand gilt. Ein Stoffaustausch zwischen dem wärmeaufnehmenden Fluid (Index 1) und dem wärmeabgebenden Fluid (Index 2) findet nicht statt. Wärmeverluste an die Umgebung werden vernachlässigt. (Mirl 2021)

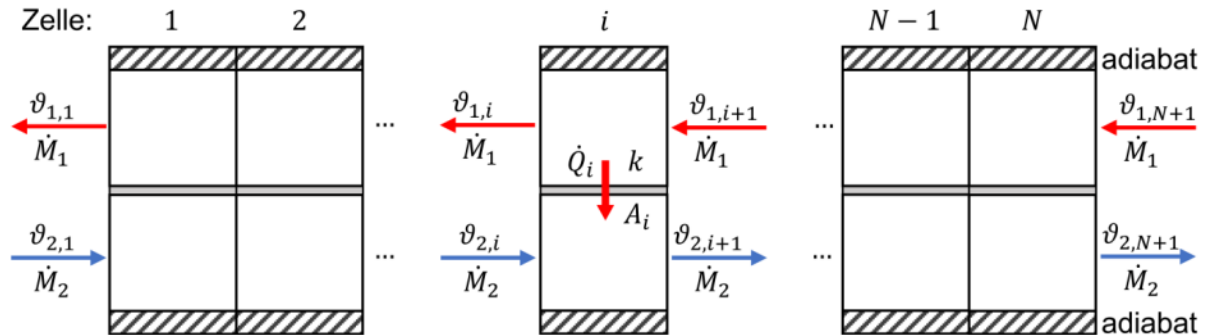


Abbildung 8-3: Schematischer Aufbau des Berechnungsverfahrens zur Bestimmung des Temperaturverlaufs

Die Energiebilanz (8-2) bzw.(8-3) sowie die Gleichung (8-1) für die Berechnung des übertragenen Wärmestroms $\dot{Q}$ werden auf eine Berechnungszelle angewandt.

$$\dot{Q} = kA \cdot \theta_m \quad (8-1)$$

$$\dot{Q} = -\Delta\dot{H}_1 = -(\dot{H}_{1,\text{aus}} - \dot{H}_{1,\text{ein}}) = \Delta\dot{H}_2 = \dot{H}_{2,\text{aus}} - \dot{H}_{2,\text{ein}} \quad (8-2)$$

$$\dot{Q} = \dot{M}_1(h_{1,\text{ein}} - h_{1,\text{aus}}) = \dot{M}_2(h_{2,\text{aus}} - h_{2,\text{ein}}) \quad (8-3)$$

Die Wärmeübertragungsfähigkeit einer Berechnungszelle beträgt dabei $kA \cdot N^{-1}$. Damit lassen sich die Gleichungen (8-4) und (8-5) formulieren.

$$\dot{Q}_i = \frac{kA}{N} \theta_{m,i} = -\dot{M}_1(h_{1,i} - h_{1,i+1}) \quad (8-4)$$

$$\dot{Q}_i = \frac{kA}{N} \theta_{m,i} = \dot{M}_2(h_{2,i+1} - h_{2,i}) \quad (8-5)$$

Die mittlere Temperaturdifferenz $\theta_{m,i}$ einer jeden Zelle wird mit Hilfe der Trapezregel nach Gleichung (8-6) berechnet (Gehring 2018).

$$\theta_{m,i} = \left(\frac{(\vartheta_{1,i} - \vartheta_{2,i}) + (\vartheta_{1,i+1} - \vartheta_{2,i+1})}{2} \right) \quad (8-6)$$

Die Berechnungen erfolgen mit der Software Engineering Equation Solver (EES) (Klein 2019), einem iterativen Gleichungslöser für gekoppelte nichtlineare Gleichungen. Integriert in der Software EES ist eine Stoffwert-Programmbibliothek für Ammoniak/Wasser-Mischungen (Kretschmar 2010), basierend auf der Zustandsgleichung von Tillner-Roth und Friend (Tillner-Roth und Friend 1998). Stoffwerte wie die spezifische Enthalpie h_i lassen sich über Funktionen, im Folgenden mit Stoffwertroutinen bezeichnet, bestimmen. Die Berechnung der spezifischen Enthalpie h_i erfolgt über die Stoffwertroutine unter Angabe der Größen Druck p , Temperatur ϑ und Ammoniakmassenanteil ξ .

$$h_i = f(p, \vartheta_i, \xi) \quad (8-7)$$

Die flüssig vorliegenden Fluide in den externen Kreisläufen werden als inkompressibel betrachtet. Damit geht in die Bestimmung der spezifischen Enthalpie h_i allein die Temperatur ϑ_i ein.

Die Temperaturen $\vartheta_{1,1}$ und $\vartheta_{1,N+1}$ sowie $\vartheta_{2,1}$ und $\vartheta_{2,N+1}$ sind durch die messtechnisch zu ermittelnden Ein- und Austrittstemperaturen der beiden Fluide gegeben. Im Fall der Ammoniak/Wasser-Mischung müssen zudem der Ammoniakmassenanteil ξ und der vorherrschende Druck p bekannt sein. Darüber hinaus wird die Angabe von einem der Massenströme benötigt. Damit ist das Gleichungssystem vollständig bestimmt. Je größer die Anzahl an Berechnungszellen ist, desto kleiner fällt der Approximationsfehler aus. Es wird eine Anzahl von $N = 200$ Berechnungszellen gewählt.

Die mittlere Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung θ_m über den gesamten Wärmeübertrager lässt sich anschließend als Mittelwert aus der Summe der lokalen Werte $\theta_{m,i}$ berechnen:

$$\theta_m = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^{i=N} \theta_{m,i} \quad (8-8)$$

Zur Darstellung der Temperaturverläufe der Fluide können die Temperaturen $\vartheta_{1,i}$ und $\vartheta_{2,i}$ über der dimensionslosen Fläche des Wärmeübertragers A^* aufgetragen werden. Diese ist durch Gleichung (8-9) gegeben.

$$A^* = \frac{i \cdot A_i}{A} = \frac{i}{N} \quad (8-9)$$

Ergänzung zur Berechnung des Temperaturverlaufs im Absorber:

Durch die eingesetzte Messtechnik werden die Temperaturen jeweils am Eintritt und am Austritt eines jeden Wärmeübertragers erfasst. Im Fall des Absorbers jedoch ist das wärmeabgebende Fluid, die reiche Lösung (zunächst als zweiphasiges Gemisch), welche erst nach der Vorabsorption des Kältemittels durch die arme Lösung vorliegt. Somit ist die Temperatur $\vartheta_{1,N+1} = \vartheta_{rL,Abs,e}$ nicht durch einen Messwert gegeben. Es wird die Annahme getroffen, dass sich die arme Lösung und das Kältemittel bei der Vorabsorption im Verteilkanal vor dem ersten Durchgang des Plattenwärmeübertragers ideal mischen. Daher lässt sich die Enthalpie der reichen Lösung $h_{1,N+1} = h_{rL,Abs,e}$ über die Massenbilanz sowie die Energiebilanz am Eintritt in den Absorber nach den Gleichungen (8-10) und (8-11) berechnen. Die Enthalpien $h_{aL,Abs,e}$ und $h_{KM,Abs,e}$ werden über Gleichung (8-7) anhand von Messgrößen bestimmt.

$$\dot{M}_{rL} = \dot{M}_{aL} + \dot{M}_{KM} \quad (8-10)$$

$$h_{1,N+1} = h_{rL,Abs,e} = \frac{h_{aL,Abs,e} \cdot \dot{M}_{aL} + h_{KM,Abs,e} \cdot \dot{M}_{KM}}{\dot{M}_{rL}} \quad (8-11)$$

Die Eintrittstemperatur $\vartheta_{1,N+1}$ der reichen Lösung für die Berechnung des Temperaturverlaufs im Absorber ist über die Zustandsgleichung mit der Enthalpie $h_{1,N+1}$ verknüpft.

8.2. Aufbau und Beschreibung des FFI-Simulationsmodells

- Teilmodell Wärmeerzeuger (WE)
 - Heizkondensator (Hkond)
 - Solarkollektor (Solar)
 - Biomasse-Heizkessel (Biom)
 - Spitzenlastkessel (SLK)

- Teilmodell Wärmespeicher (WSP)
 - Stahlbehälter

- Teilmodell Verteilungsnetz (VN)
 - thermisch
 - hydraulisch

- Teilmodell Hausstation (HS)
 - Hauptwärmeübertrager (HWÜ)
 - Absorptionswärmepumpe (AWP)
 - Hausstation (HS+AWP)

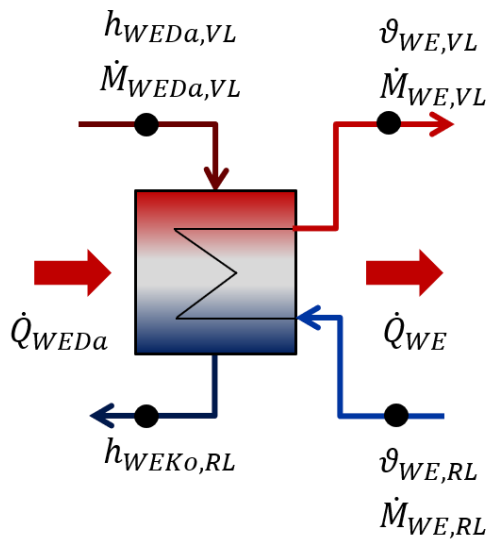
- Teilmodell Wärmeverbraucher (WV)
 - Lastprofil Messwerte (LP_Messwert)
 - Lastprofil Standard (LP_Standard)
 - TWW-Lastprofil (TWW)

- Teilmodell Kosten
 - Grunddaten
 - WGK-Berechnen
 - Sensitivitätsanalyse
 - CO₂-Emission

- Gesamtmodell FWN
 - Projekt „AWP 1“
 - Projekt „AWP 2“

Teilmodell WE_Hkond

Schema:



$$\dot{Q}_{WEDa} = \dot{Q}_{WE}$$

$$\dot{Q}_{WEDa} = \dot{M}_{WEDa} \cdot (h_{WEDa,VL} - h_{WEKo,RL})$$

$$\dot{Q}_{WE} = \dot{M}_{WE} \cdot c_p \cdot (\vartheta_{WE,VL} - \vartheta_{WE,RL})$$

Parameter:

Wärmeerzeuger Wasser Druck	p_WE	bar	6.0
Wärmeerzeuger Wasser Wärmekapazität	cp	kJ/kgK	4.2
Wärmeerzeuger Wasser Massenstrom	M_WEWa	kg/s	21.5
Wärmeerzeuger Dampf Druck	p_WEDampf	bar	1.2
Wärmeerzeuger Dampf Vorlauftemperatur	ϑ_WEDampf,VL	°C	500.0
Wärmeerzeuger Dampf Sättigungstemperatur	ϑ_WE,Satt	°C	104.8
Wärmeerzeuger Wasser Vorlauftemperatur	ϑ_WE,VL	°C	97.0
Enthalpie überhitzter Dampf im Vorlauf	h_WEDampf,VL	kJ/kg	3488.5
Enthalpie Dampf bei Sättigungstemperatur	h_WEDampf,satt	kJ/kg	2683.1
Enthalpie Kondensat bei Sättigungstemperatur	h_WEKond,satt	kJ/kg	439.4
Enthalpie unterkühlter Kondensat Rücklauf	h_WEKond,RL	kJ/kg	167.6
Wärmeerzeuger Wasser Grädigkeit Rücklauf	Δ_WE,RL	K	5.0
Wärmeerzeuger Wasser Rücklauftemperatur	ϑ_WE,RL	°C	47.0

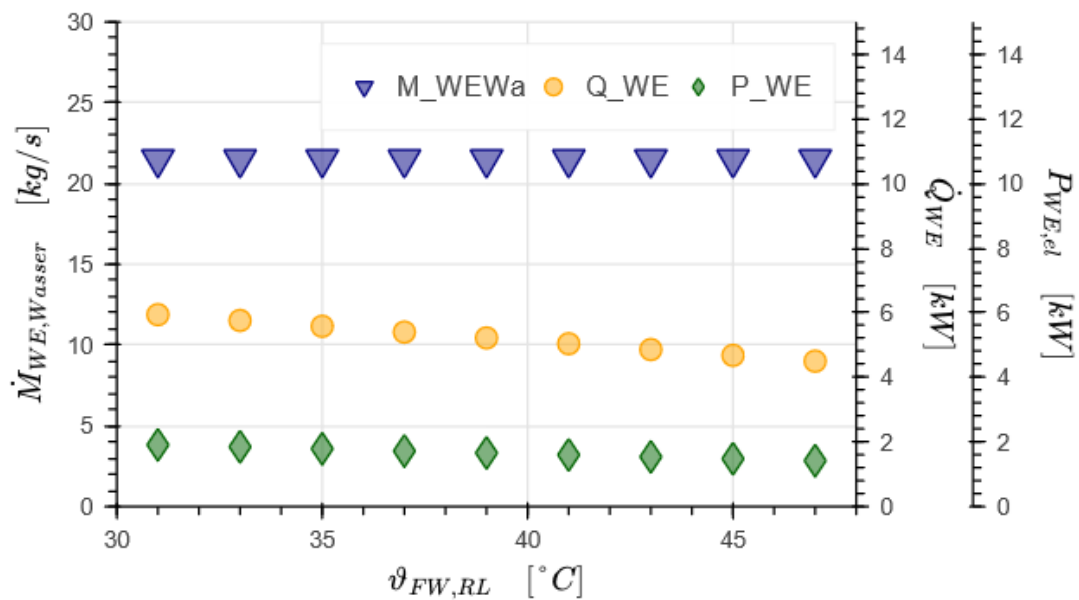
Berechnung:

Wärmeerzeuger Wasser Wärmeleistung	Q_WE	MW	4.5
Wärmeerzeuger Kondensat Rücklauftemperatur	ϑ_WEKond,RL	°C	52.0
Wärmeerzeuger Dampf Massenstrom	M_WEDampf	kg/s	1.4
Wärmeerzeuger Wärmeleistung Kond	Q_WEKond	MW	4.4
spez.Dampfverbrauch	d	kg/kWh	4.5
Stromkennzahl	n	-	0.3
Wärmeerzeuger El. Leistung	P_WE	MW	1.4

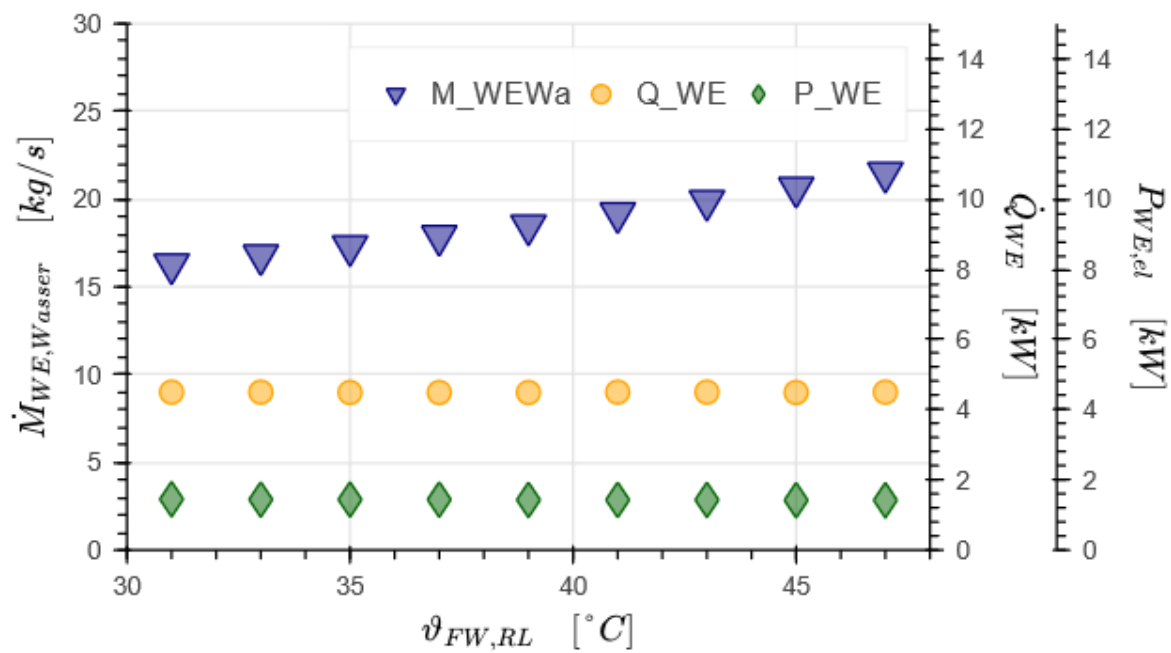
Teilmodell WE_Hkond

Diagramm:

Konst. Massenstrom:

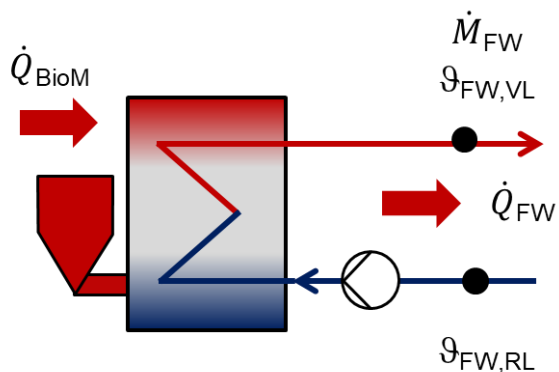


Konst. Wärmeleistung:



Teilmodell WE_BioM

Schema:



$$\dot{Q}_{BioM} = \dot{Q}_{FW}$$

$$\dot{Q}_{FW} = \dot{M}_{FW} \cdot c_p \cdot (\vartheta_{FW,VL} - \vartheta_{FW,RL})$$

$$\dot{Q}_{BioM} = \eta_{BioM} \cdot B \cdot H_i$$

Parameter:

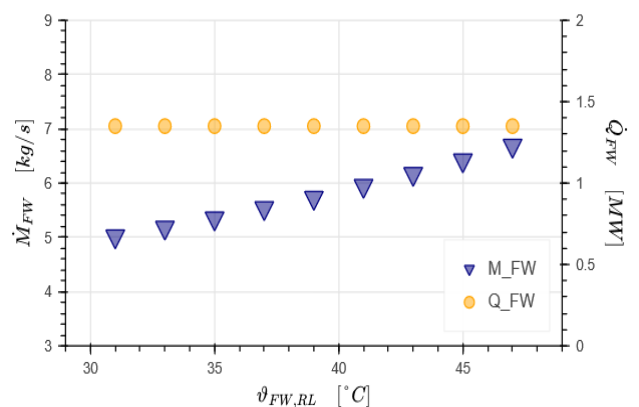
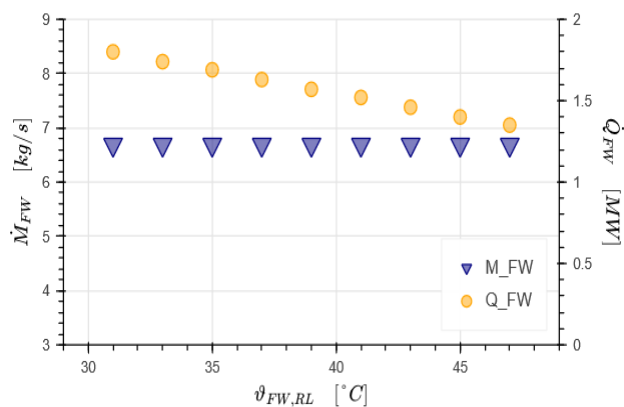
Wärmekapazität Wasser	cp	KJ/(kgK)	4.2
Menge der Brennstoffe	B	m³	1.8
Heizwert der Brennstoffe	Hi	kWh/m³	842.0
Wirkungsgrad des Heizkessels	η_BioM	-	0.9
Fernwärme Wasser Vorlauftemperatur	ϑ_FW,VL	°C	95.0
Fernwärme Wasser Rücklauftemperatur	ϑ_FW,RL	°C	47.0
Betriebsstunden im Jahr	Z_Biom	h/a	1897.0

Berechnung:

Heizkessel Wärmeleistung	$\dot{Q}_{BioM}$	MW	1.3
Heizkessel Wärmemenge	Q_Biom	MWh/a	2558.2
Fernwärmewasser Wärmeleistung	$\dot{Q}_{FW}$	MW	1.3
Fernwärmewasser Massenstrom	$\dot{M}_{FW}$	kg/s	6.7

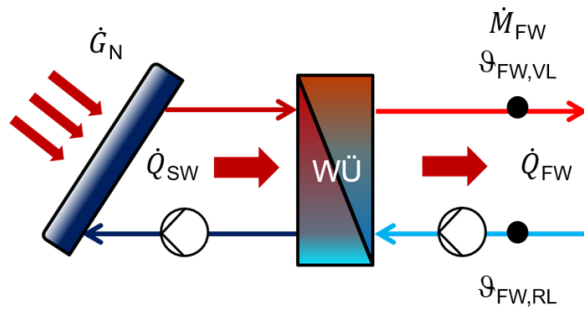
Diagramm:

Konst. Massenstrom / Konst. Wärmeleistung:



Teilmodell WE_Solar

Schema:



$$\dot{Q}_{SW} = \dot{Q}_{FW}$$

$$\dot{Q}_{FW} = \dot{M}_{FW} \cdot c_p \cdot (\vartheta_{FW,VL} - \vartheta_{FW,RL})$$

$$\dot{Q}_{SW} = A_{SK} \cdot (\eta_{SK} \cdot \dot{G}_N - c1 \cdot \Delta\vartheta_{m,a} - c2 \cdot \Delta\vartheta_{m,a}^2)$$

Parameter:

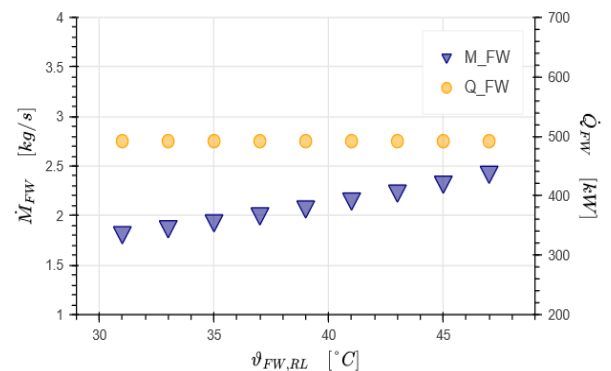
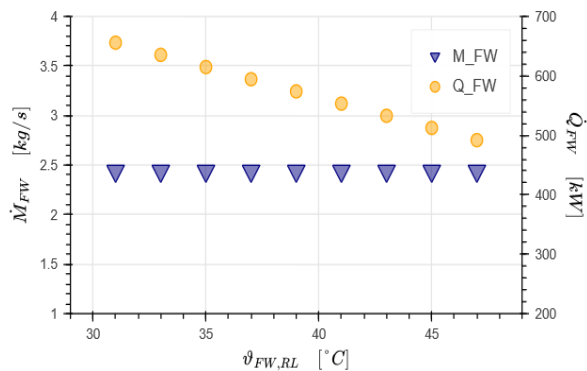
spez. Wärmekapazität des Wassers	cp	KJ/(kgK)	4.2
Dichte des Wassers	ρ	kg/m³	994.0
Fläche des Solarkollektors	A_SK	m²	1000.0
Kennwerte des Solarkollektors	c1	W/m²K	0.93
Kennwerte des Solarkollektors	c2	W/m²K	0.005
Wirkungsgrad des Solarkollektors	η_SK	-	0.56
Global Strahlung Nennbetriebspunkt	Ġ_N	W/m²	1000.0
Fernwärmewasser Vorlauftemperatur	ϑ_FW,VL	°C	95.0
Fernwärmewasser Rücklauftemperatur	ϑ_FW,RL	°C	47.0
Grädigkeit des Wärmeübertragers	Δϑ_Wü	K	5.0
Temperatur der Umgebung	ϑ_amb	°C	20.0
Sonnenstunden im Jahr	Z_SW	h/a	1040.0

Berechnung:

mittlere Übertemperatur	Δϑ_m,a	K	56.0
Solarkollektor Wärmeleistung	Q_SW	KW	492.2
Solarkollektor Wärmemenge im Jahr	Q_SW	MWh/a	511.9
Fernwärmewasser Wärmeleistung	Q_FW	KW	492.2
Fernwärmewasser Massenstrom	M_FW	kg/s	2.4
Fernwärmewasser Volumenstrom	V_FW	m³/h	8.8

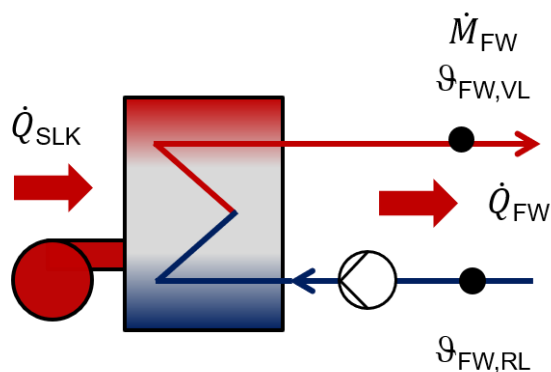
Diagramm:

Konst. Massenstrom / Konst. Wärmeleistung:



Teilmodell WE_SLK

Schema:



$$\dot{Q}_{SW} = \dot{Q}_{FW}$$

$$\dot{Q}_{FW} = \dot{M}_{FW} \cdot c_p \cdot (\vartheta_{FW,VL} - \vartheta_{FW,RL})$$

$$\dot{Q}_{SLK} = \eta_{SLK} \cdot \dot{Q}_{Brenn} = \eta_{SLK} \cdot B \cdot H_i$$

Parameter:

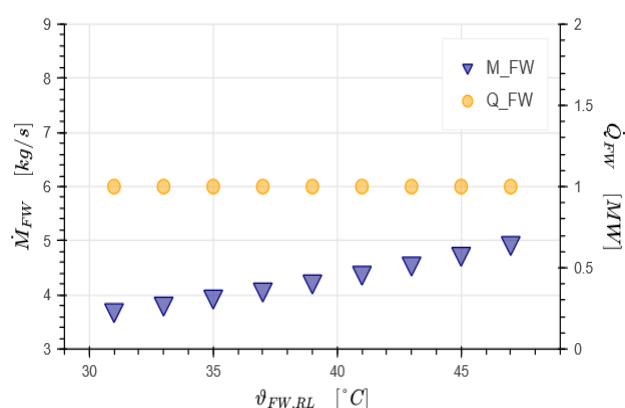
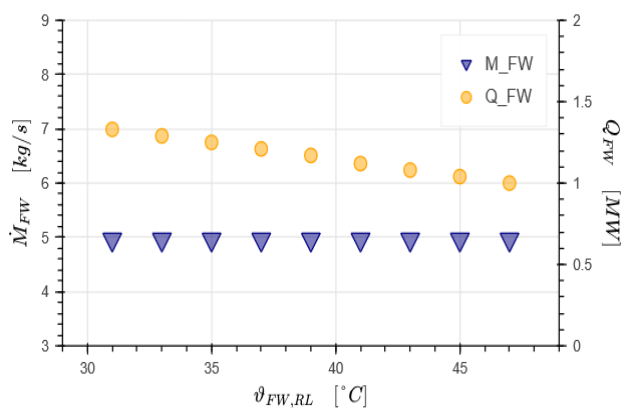
Wärmekapazität Wasser	cp	KJ/(kgK)	4.2
Menge der Brennstoffe	B	l	110.0
Heizwert der Brennstoffe	Hi	kWh/l	10.1
Wirkungsgrad des Heizkessels	η_{SLK}	-	0.9
Fernwärme Wasser Vorlauftemperatur	$\vartheta_{FW,VL}$	°C	95.0
Fernwärme Wasser Rücklauftemperatur	$\vartheta_{FW,RL}$	°C	47.0
Betriebsstunden im Jahr	Z_SLK	h/a	341.0

Berechnung:

Heizkessel Wärmeleistung	$\dot{Q}_{SLK}$	MW	1.0
Heizkessel Wärmemenge	Q_SLK	MWh/a	340.3
Fernwärmewasser Wärmeleistung	$\dot{Q}_{FW}$	KW	1.0
Fernwärmewasser Massenstrom	$\dot{M}_{FW}$	kg/s	4.9

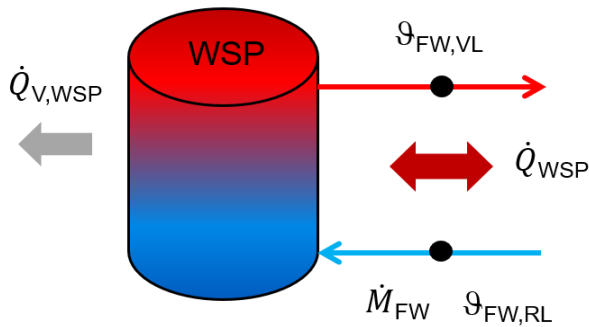
Diagramm:

Konst. Massenstrom / Konst. Wärmeleistung:



Teilmodell WSP

Schema:



$$\dot{Q}_{wsp} = \dot{M}_{FW} \cdot c_p \cdot (\vartheta_{FW,VL} - \vartheta_{FW,RL})$$

$$\dot{Q}_{v,wsp} = U_{wsp} \cdot A_{wsp} \cdot (\vartheta_{wsp} - \vartheta_{amb})$$

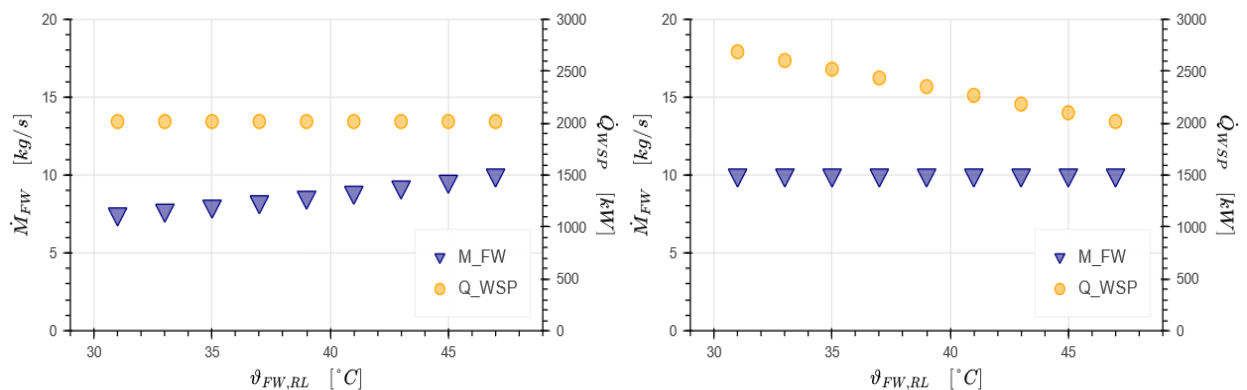
Parameter:

spez. Wärmekapazität von Wasser	cp	kJ/(kgK)	4.2
Dichte von Wasser	\rho	kg/m³	994.0
Durchmesser des Wärmespeichers	D_WSP	m	2.2
Höhe des Wärmespeichers	H_WSP	m	8.0
Wärmedurchgangskoeffizient	U_WSP	W/(m²K)	0.2
Fernwärme Wasser Vorlauftemperatur	\vartheta_{FW,VL}	°C	95.0
Fernwärme Wasser Rücklauftemperatur	\vartheta_{FW,RL}	°C	65.0
Temperatur Umgebung	\vartheta_{amb}	°C	10.0
Lade-Entlademassenstrom	\dot{M}_{FW}	kg/s	7.9
Lade-/Entladung Zeit	Z_WSP	h	1.0

Berechnung:

Mittlere Temperatur Wärmespeicher	\vartheta_{m,wsp}	°C	80.0
Oberfläche des Wärmespeichers	A_WSP	m²	62.9
Volumen des Wärmespeichers	V_WSP	m³	30.4
Höhe-Durchmesser-Verhältnis	HD	-	3.6
Oberfläche-Volumen-Verhältnis	AV	-	2.1
Strömungsgeschwindigkeit im Wärmespeicher	w_WSP	m/s	0.0021
Wärmespeicher Lade-Entladeleistung	\dot{Q}_{WSP}	KW	1000.4
Wärmespeicher Wärmemenge	Q_WSP	KWh	1058.0
Wärmespeicher Wärmeverlust	\dot{Q}_{V,WSP}	kW	12.4

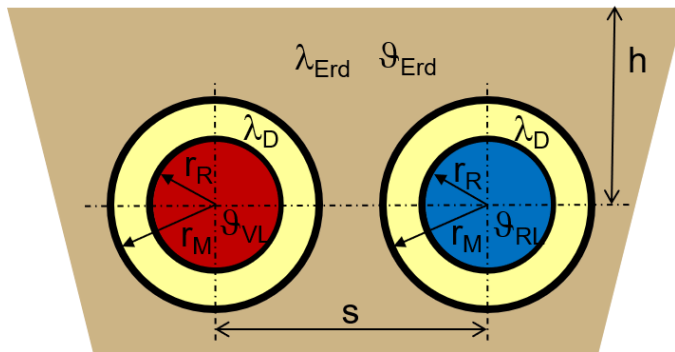
Diagramm: Konst. Massenstrom / Konst. Wärmeleistung:



Teilmodell: VN_themisch

Schema:

$$K_{VN} = \frac{1}{\frac{r_R}{\lambda_D} \cdot \ln\left(\frac{r_M}{r_R}\right) + \frac{r_R}{\lambda_{Erd}} \cdot \ln\left(\frac{4h}{r_M}\right) + \frac{r_R}{\lambda_{Erd}} \cdot \ln\left\{\left[\left(\frac{2h}{s}\right)^2 + 1\right]^{0,5}\right\}}$$



$$\dot{q}_{VN} = \frac{\dot{Q}_{VN}}{L} = \frac{K_{VN} \cdot A_{VN} \cdot \Delta\Theta_{VN}}{L}$$

Parameter:

Temperatur der Erde	Θ_Erd	°C	10.0
Wärmekapazität des Wassers	cp	kJ/kgK	4.2
Wärmeleitfähigkeit der Erd	λ_Erd	W/mK	1.2
Wärmeleitfähigkeit der Dämmung	λ_D	W/mK	0.024
Verlegtiefe	h	m	0.8
Horizontaler Abstand der Rohrleitung	s	m	0.4
Rohrlänge	L	m	100.0
Massenstrom	m	kg/s	200.0
Vorlauf Temperatur am Eingang	Θ_FW,VL	°C	95.0
Rücklauf Temperatur am Eingang	Θ_FW,RL	°C	40.0
Dimension des Mediumrohres	DN	-	20.0
Außenradius des Stahlmediumrohres	rR	m	0.01345
Außenradius des Kunststoffmantelrohres	rM	m	0.045

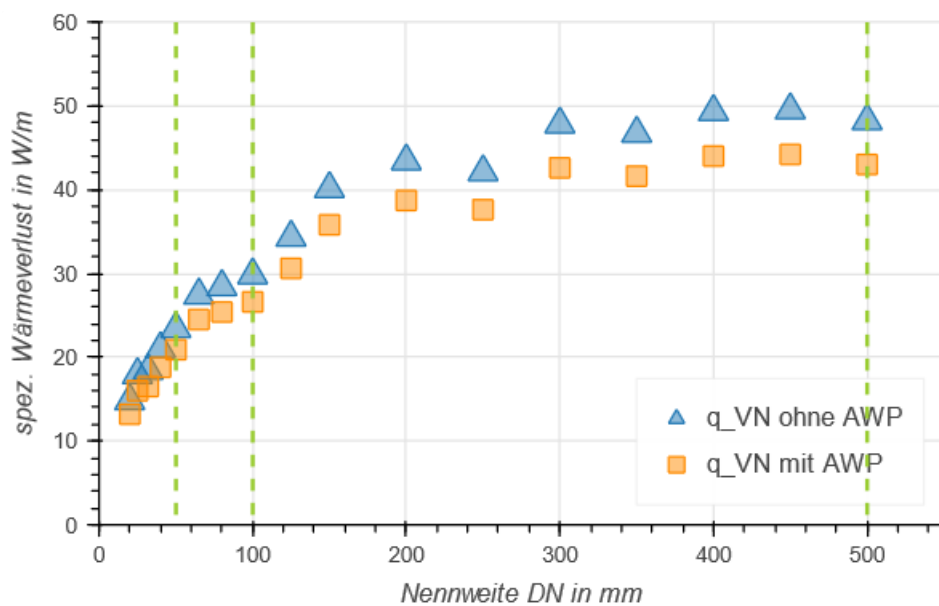
Berechnung:

Durchgangskoeffizient wegen Dämmung	k_D	W/m²K	0.677
Durchgangskoeffizient wegen Erde	k_Erd	W/m²K	0.048
Durchgangskoeffizient gegenseitiger Einfluss von Rohren	k_Gegen	W/m²K	0.016
Gesamtdurchgangskoeffizient	K_VN	W/m²K	1.350
Fläche der Rohrleitung	A_VN	m²	16.9
Temperatur Differenz	Δq_VN	K	57.5
Spezische Wärmeverlust pro Trassenlänge	q_VN	W/m	13.12
Gesamt Wärmeverlust(zweiRohren)	Q_VN	KW	1.31
Vorlauf Temperatur am Ausgang	Θ_FWVL,a	°C	93.8
Temperaturänderung Vorlauf	Δq_VL	K	1.2
Rücklauf Temperatur am Ausgang	Θ_FWRL,a	°C	39.6
Temperaturänderung Rücklauf	Δq_RL	K	0.4

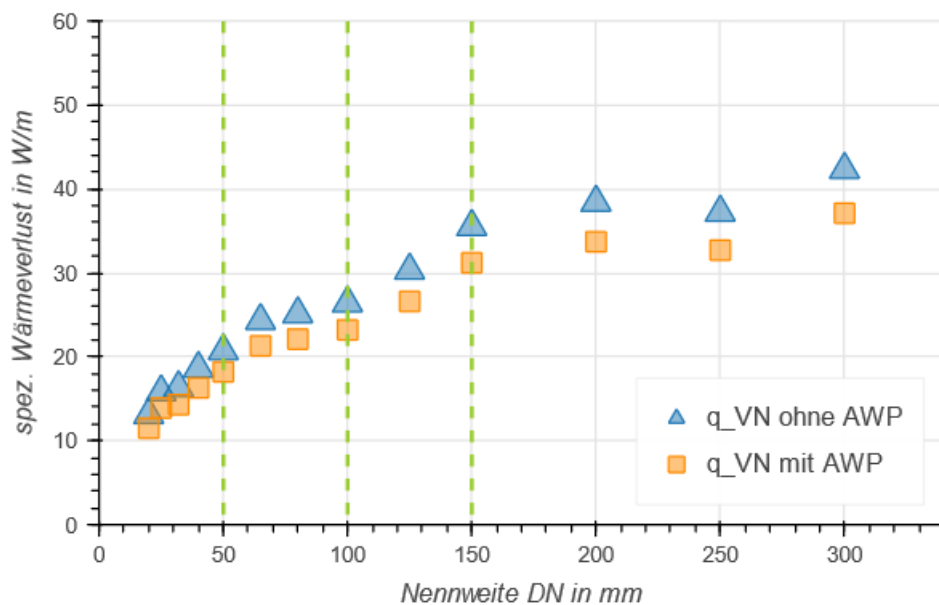
Teilmodell: VN_thermisch

Diagramm:

Projekt "AWP 1"

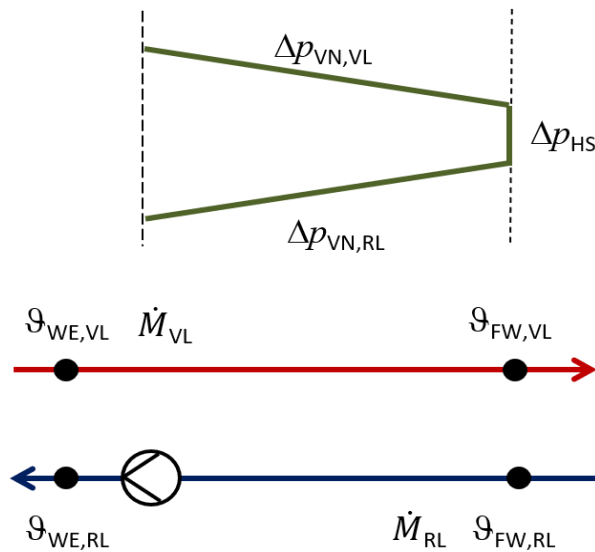


Projekt "AWP 2"



Teilmodell VN_hydraulisch

Schema:



$$\Delta p_{VN} = \Delta p_H + \Delta p_R + \Delta p_Z$$

$$P_{Pumpe,el} = \frac{\Delta p_{VN} \cdot \dot{V}_{FW}}{\eta_{Pumpe}}$$

$$\Delta p_{VN} = f(\dot{M}_{FW}^2)$$

$$\dot{V}_{FW} = \frac{\dot{M}_{FW}}{\rho}$$

$$P_{Pumpe,el} = f(\dot{M}_{FW}^3)$$

Parameter:

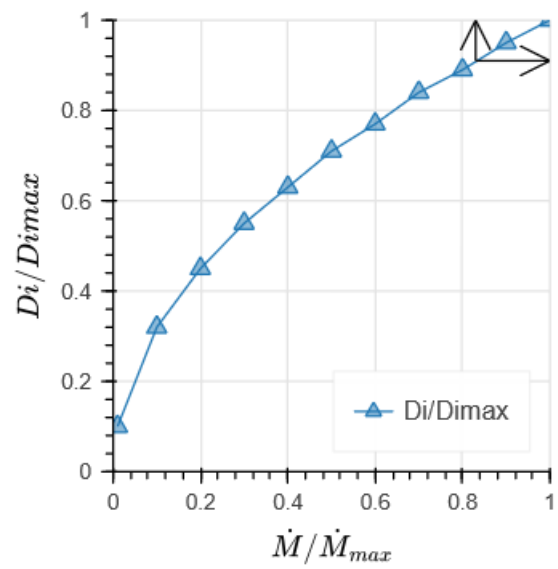
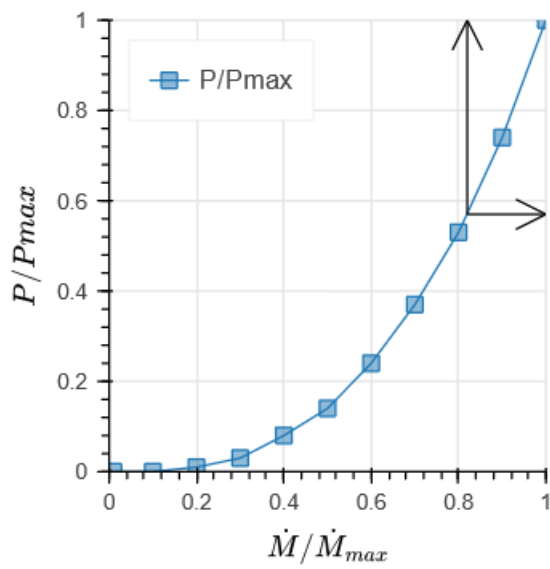
Dichte von Wasser	ρ	kg/m ³	962.1
Wärmekapazität von Wasser	c_p	kJ/kgK	4.2
kinematische Viskosität von Wasser	ν	10 ⁻⁶ m ² /s	0.309
Fallbeschleunigung	g	m/s ²	9.8
Rohrrauigkeit	ε	mm	0.010
Zuschlagfaktor Einzelwiderstände	f	-	1.3
Wirkungsgrad der Netzpumpe	η	-	0.75
Betriebsstunde im Jahr	Z	h	2000
Geodätische Höhenunterschied	ΔH	m	0
Rohrlänge	L	m	100
Rohrdimension	DN	-	20
Rohrinnendurchmesser	D_i	m	0.0229
Massenstrom	$\dot{M}$	kg/s	0.22

Berechnung:

Wärmekapazitätsstrom	$\dot{W}$	kW/K	0.93
Volumenstrom	$\dot{V}$	m ³ /s	0.00023
Stömungsgeschwindigkeit	w	m/s	0.56
Reynoldszahl	Re	-	41143.86
Rohrreibungszahl	λR	-	0.0235
Druckverlust durch geodätische Höhenunterschied	Δp_H	Pa	0.00
Druckverlust durch Rohrreibung	Δp_R	Pa	15227.32
Druckverlust durch Einbauten	Δp_Z	Pa	4568.20
Gesamt Druckverlust	Δp_{Ges}	Pa	19795.52
Gesamt Druckverlust in bar	Δp_{Ges}	bar	0.20
spz. Druckverlust	$\Delta p_{Ges,spz}$	Pa/m	197.96
el Leistung der Netzpumpe	$P_{pumpe,el}$	kW	0.01
Energieverbrauch Netzpumpe	$E_{pumpe,el}$	kWh/a	24.14

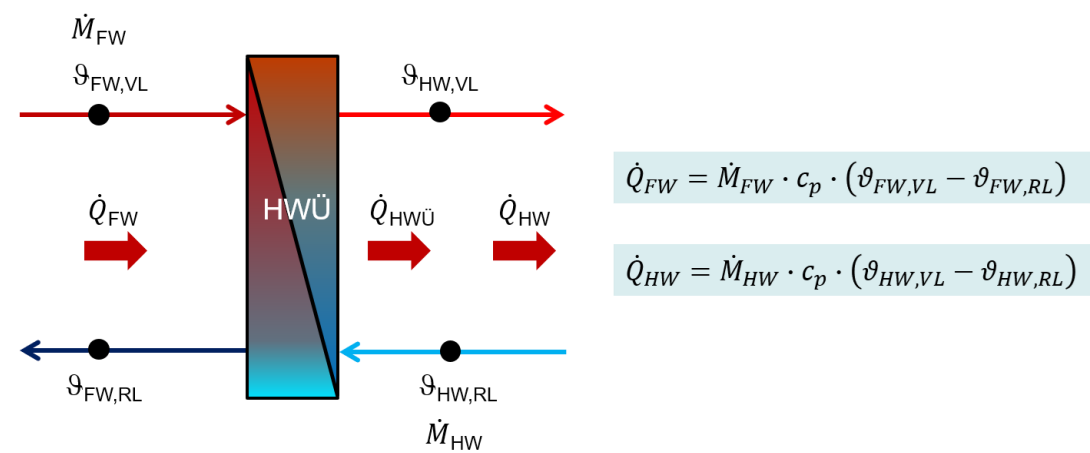
Teilmodell VN_hydraulisch

Diagramm:



Teilmodell HWÜ

Schema:



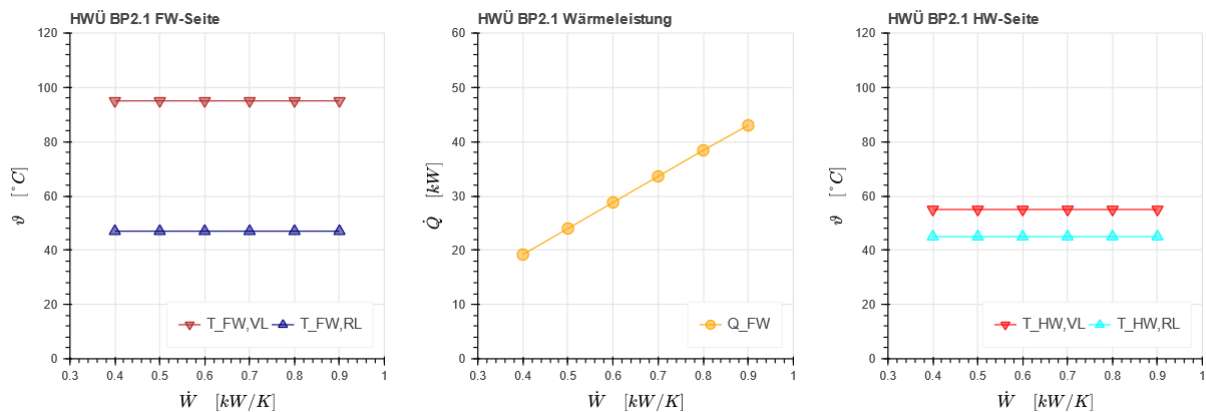
Parameter:

Fernwärmenetz Vorlauftemperatur	$\vartheta_{FW,VL}$	°C	95.0
Heizwassernetze Vorlauftemperatur	$\vartheta_{HW,VL}$	°C	55.0
Heizwassernetze Rücklauftemperatur	$\vartheta_{HW,RL}$	°C	45.0
Grädigkeit zwischen HWÜ Rücklauf	$\Delta\vartheta_{HWUE,RL}$	K	2.0
Fernwärmenetz Wärmekapazitätsstrom	$\dot{W}_{FW}$	kW/K	0.9

Berechnung:

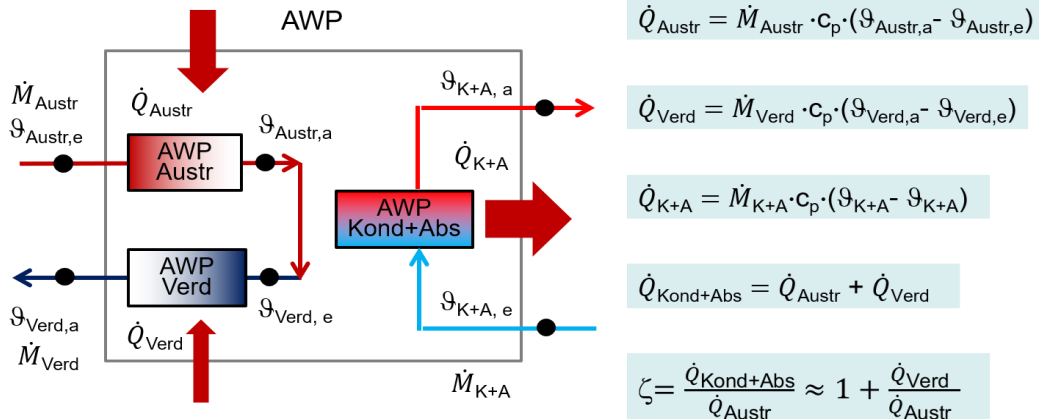
Fernwärmenetz Rücklauftemperatur	$\vartheta_{FW,RL}$	°C	47.0
Fernwärmenetz Wärmeleistung	$\dot{Q}_{FW}$	kW	43.2
Heizwassernetz Wärmeleistung	$\dot{Q}_{HW}$	kW	43.2
Heizwassernetz Wärmekapazitätsstrom	$\dot{W}_{HW}$	kW/K	4.3

Diagramm:



Teilmodell VN_hydraulisch

Schema:



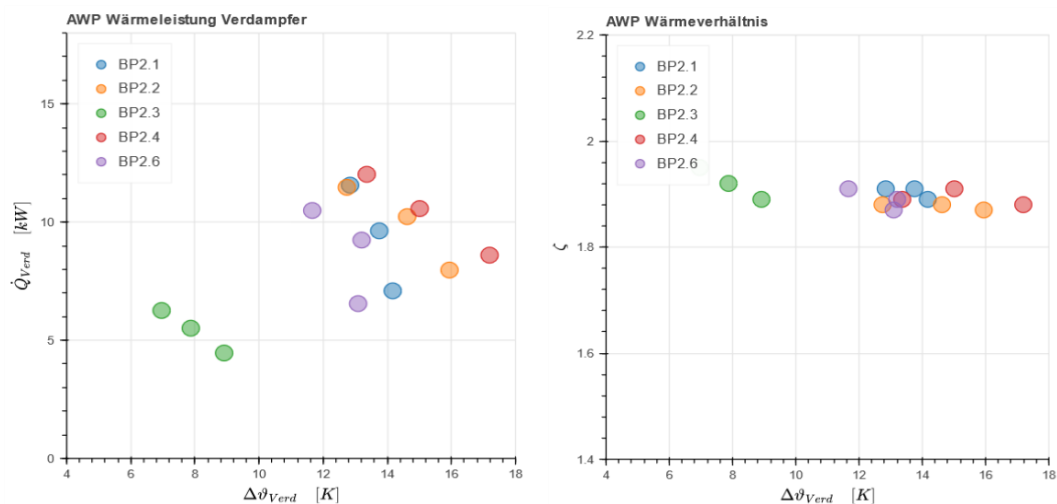
Parameter:

Austreiber Temperatur Eintritt	$\vartheta_{\text{Austr, e}}$	°C	95.0
Austreiber Temperatur Austritt	$\vartheta_{\text{Austr, a}}$	°C	8.9
Austreiber Wärmekapazitätsstrom	$\dot{W}_{\text{Austr}}$	kW/K	0.9
Verdampfer Temperatur Eintritt	$\vartheta_{\text{Verd, e}}$	°C	47.5
Verdampfer Temperatur Austritt	$\vartheta_{\text{Verd, a}}$	°C	34.6
Verdampfer Wärmekapazitätsstrom	$\dot{W}_{\text{Verd}}$	kW/K	0.9
Kond+Abs Temperatur Eintritt	$\vartheta_{\text{K+A, e}}$	°C	44.8
Kond+Abs Temperatur Austritt	$\vartheta_{\text{K+A, a}}$	°C	55.0
Kond+Abs Wärmekapazitätsstrom	$\dot{W}_{\text{K+A}}$	kW/K	2.3

Berechnung:

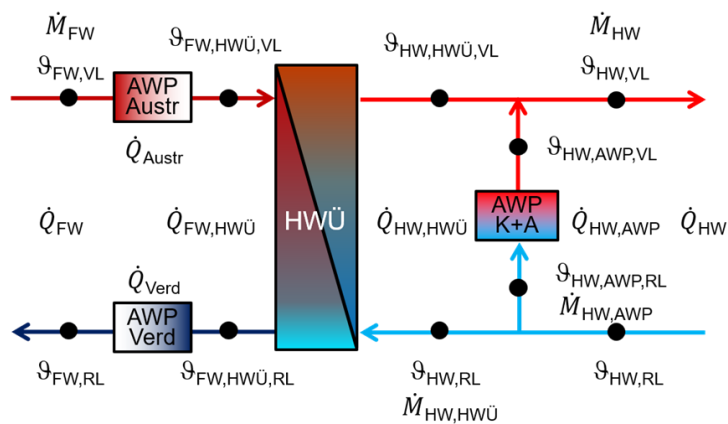
Austreiber Temperaturdifferenz	$\Delta\vartheta_{\text{Austr}}$	K	86.1
Austreiber Wärmeleistung	$\dot{Q}_{\text{Austr}}$	kW	77.5
Verdampfer Temperaturdifferenz	$\Delta\vartheta_{\text{Verd}}$	K	12.8
Verdampfer Wärmeleistung	$\dot{Q}_{\text{Verd}}$	kW	11.6
Kond+Abs Temperaturdifferenz	$\Delta\vartheta_{\text{K+A}}$	K	10.1
Kond+Abs Wärmeleistung	$\dot{Q}_{\text{K+A}}$	kW	23.1
Wärmeverhältnis	ζ	--	1.1

Diagramm:



Teilmodell HS (+AWP)

Schema:



$$\dot{Q}_{\text{Austr}} = \dot{M}_{\text{FW}} \cdot c_p \cdot (\vartheta_{\text{FW,VL}} - \vartheta_{\text{FW,HWÜ,VL}})$$

$$\dot{Q}_{\text{FW,HWÜ}} = \dot{M}_{\text{FW}} \cdot c_p \cdot (\vartheta_{\text{FW,HWÜ,VL}} - \vartheta_{\text{FW,HWÜ,RL}})$$

$$\dot{Q}_{\text{Verd}} = \dot{M}_{\text{FW}} \cdot c_p \cdot (\vartheta_{\text{FW,HWÜ,RL}} - \vartheta_{\text{FW,RL}})$$

$$\dot{Q}_{\text{FW}} = \dot{M}_{\text{FW}} \cdot c_p \cdot (\vartheta_{\text{FW,VL}} - \vartheta_{\text{FW,RL}})$$

$$\dot{Q}_{\text{HW,HWÜ}} = \dot{M}_{\text{HW,HWÜ}} \cdot c_p \cdot (\vartheta_{\text{HW,HWÜ,VL}} - \vartheta_{\text{HW,RL}})$$

$$\dot{Q}_{\text{HW,AWP}} = \dot{M}_{\text{HW,AWP}} \cdot c_p \cdot (\vartheta_{\text{HW,AWP,VL}} - \vartheta_{\text{HW,RL}})$$

$$\dot{Q}_{\text{HW}} = \dot{M}_{\text{HW}} \cdot c_p \cdot (\vartheta_{\text{HW,VL}} - \vartheta_{\text{HW,RL}})$$

Parameter:

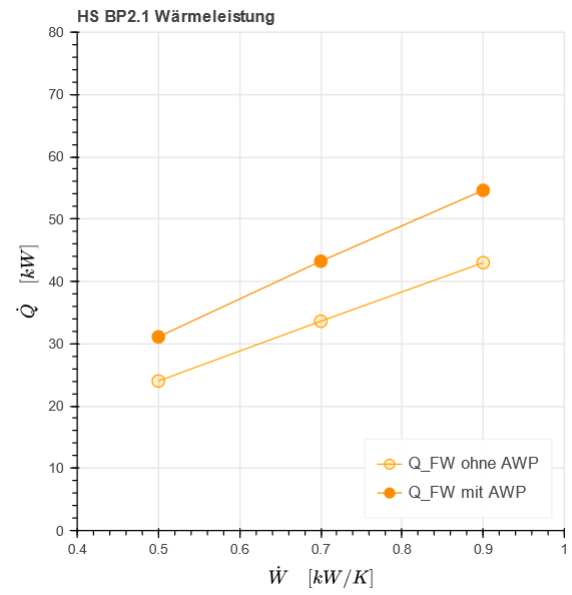
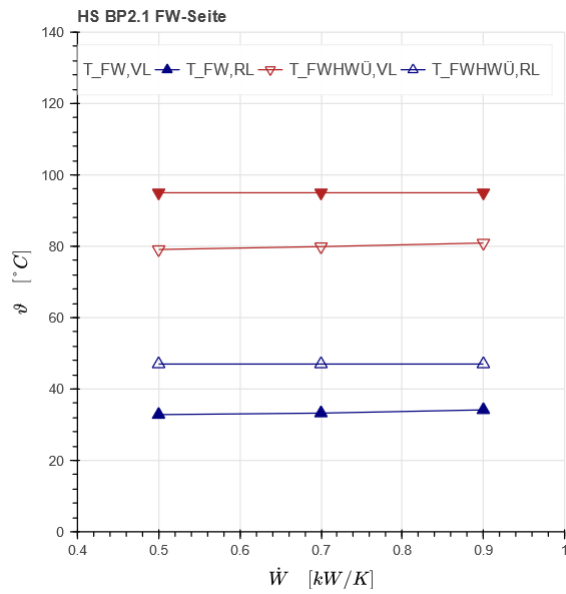
Fernwärmenetz Vorlauftemperatur	$\vartheta_{\text{FW,VL}}$	°C	95.0
Heizwassernetz Rücklauftemperatur	$\vartheta_{\text{HW,RL}}$	°C	45.0
Grädigkeit zwischen Rücklauf	$\Delta\vartheta_{\text{RL}}$	K	2.0
Austreiber Temperaturdifferenz	$\Delta\vartheta_{\text{Austr}}$	K	14.1
Verdampfer Temperaturdifferenz	$\Delta\vartheta_{\text{Verd}}$	K	12.8
Kond+Abs Temperaturdifferenz	$\Delta\vartheta_{\text{K+A}}$	K	10.1
Fernwärmenetz Wärmekapazitätsstrom	$\dot{W}_{\text{FW}}$	kW/K	0.9
Kond+Abs Wärmekapazitätsstrom	$\dot{W}_{\text{K+A}}$	kW/K	2.3
Heizwassernetz HWÜ Wärmekapazitätsstrom	$\dot{W}_{\text{HWHWÜ}}$	kW/K	3.1

Berechnung:

Fernwärmenetz HWÜ Vorlauftemperatur	$\vartheta_{\text{FWHWÜ,VL}}$	°C	80.9
Fernwärmenetz HWÜ Rücklauftemperatur	$\vartheta_{\text{FWHWÜ,RL}}$	°C	47.0
Fernwärmenetz Rücklauftemperatur	$\vartheta_{\text{FW,RL}}$	°C	34.2
AWP Kond+Abs Vorlauftemperatur	$\vartheta_{\text{K+A,VL}}$	°C	55.1
Heizwassernetz Wärmekapazitätsstrom	$\dot{W}_{\text{HW}}$	kW/K	5.4
Heizwassernetz Massenstromaufteilung	X	--	0.6
Austreiber Wärmeleistung	$\dot{Q}_{\text{Austr}}$	kW	12.7
Verdampfer Wärmeleistung	$\dot{Q}_{\text{Verd}}$	kW	11.6
Fernwärmenetz HWÜ Wärmeleistung	$\dot{Q}_{\text{FWHWÜ}}$	kW	30.5
Fernwärmenetz Wärmeleistung	$\dot{Q}_{\text{FW}} \text{ (mit AWP)}$	kW	54.8
AWP Kond+Abs Wärmeleistung	$\dot{Q}_{\text{K+A}}$	kW	23.1
Heizwassernetz HWÜ Wärmeleistung	$\dot{Q}_{\text{HWHWÜ}}$	kW	30.5
Heizwassernetz HWÜ Vorlauftemperatur	$\vartheta_{\text{HWHWÜ,VL}}$	°C	54.9
Heizwassernetz Vorlauftemperatur	$\vartheta_{\text{HW,VL}}$	°C	55.0
Heizwassernetz Wärmeleistung	$\dot{Q}_{\text{HW}}$	kW	53.6

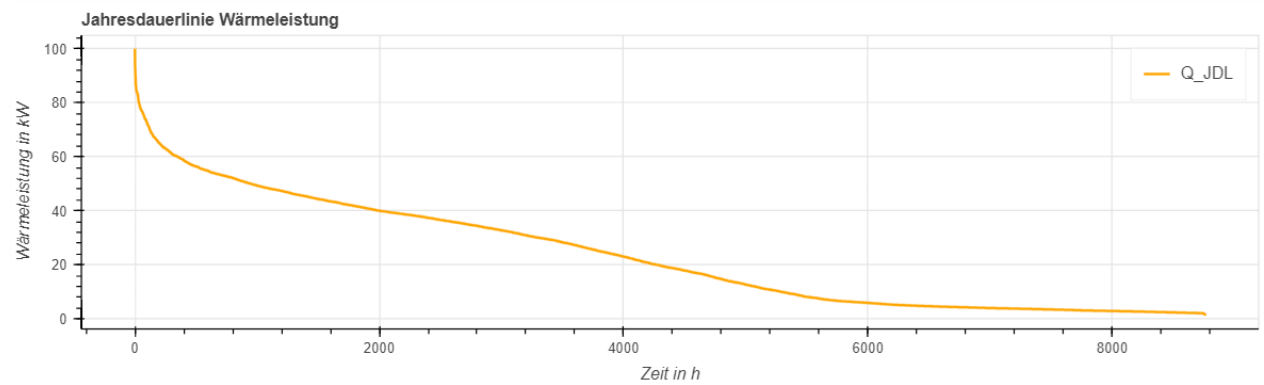
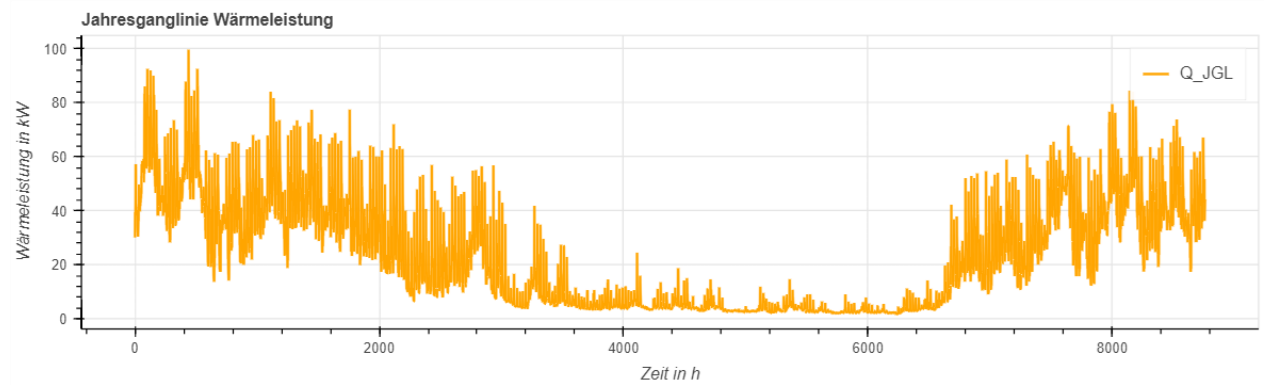
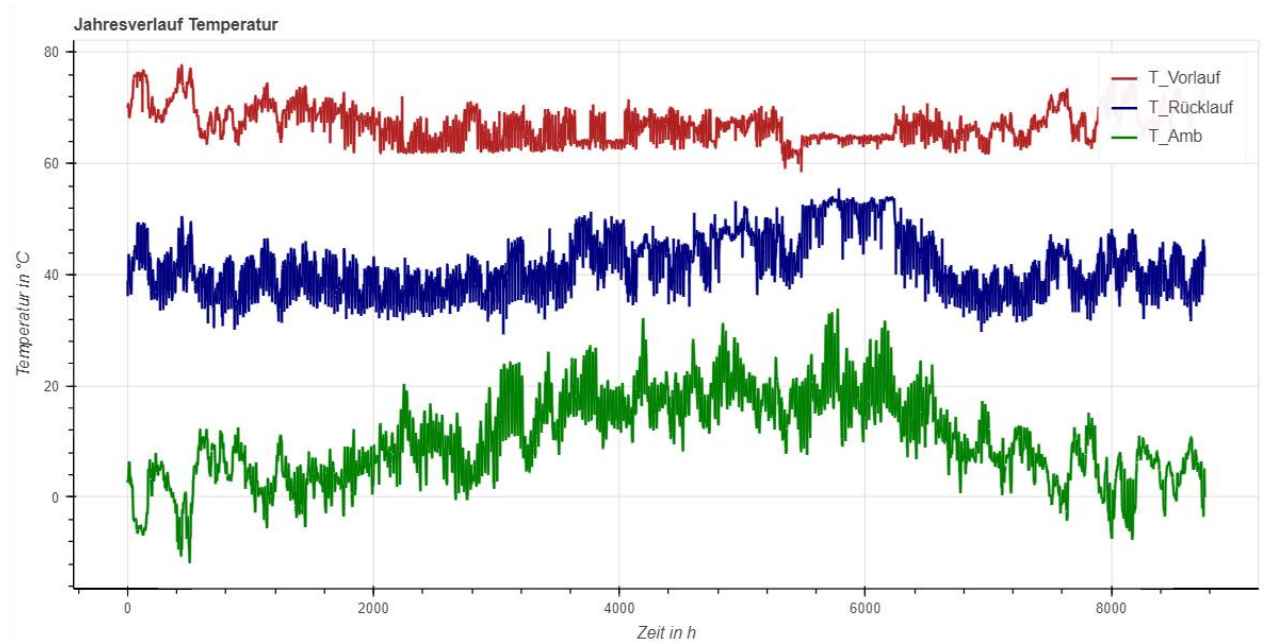
Teilmodell HS (+AWP)

Diagramm:



Teilmodell WV

Lastprofil_Messwert



Teilmodell WV

Lastprofil_Standard:

Diagramm MFH:

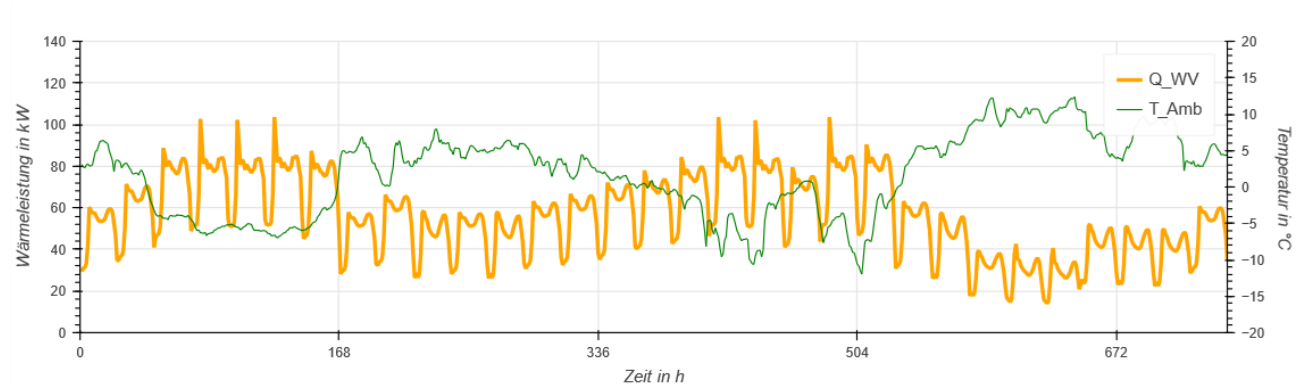
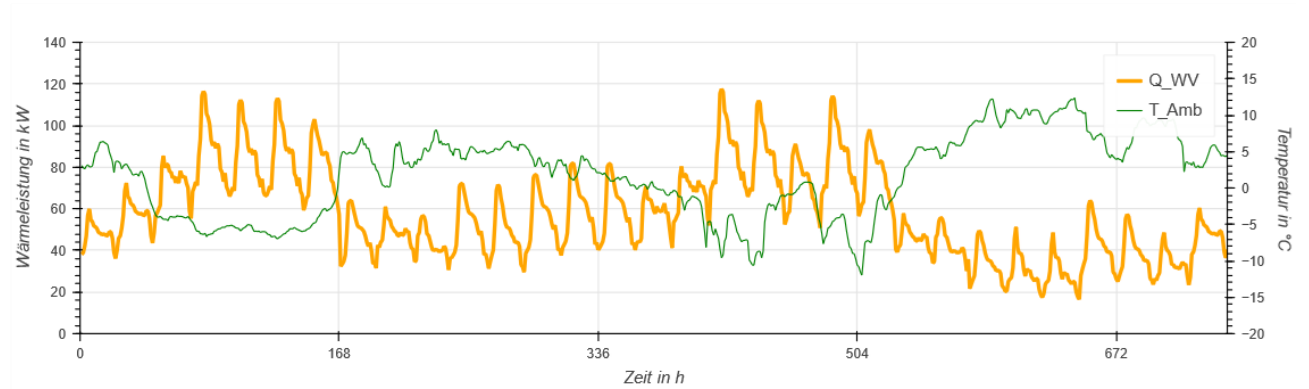


Diagramm NWG:



Teilmodell WV

Lastprofil_TWW

Diagramm EFH:

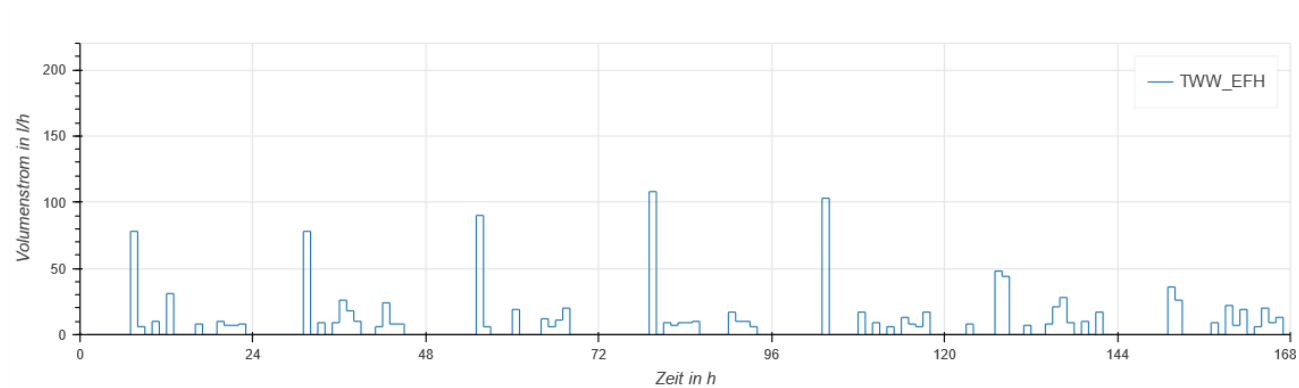


Diagramm MFH:

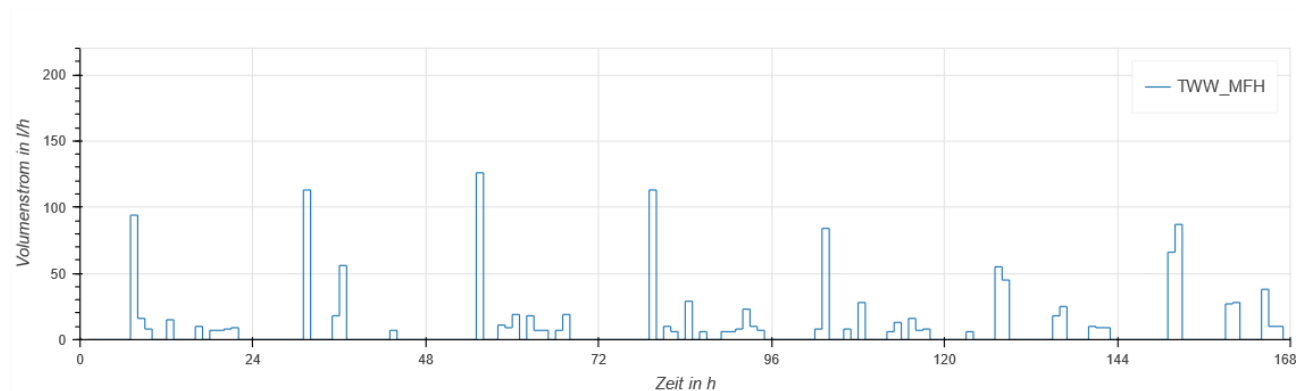
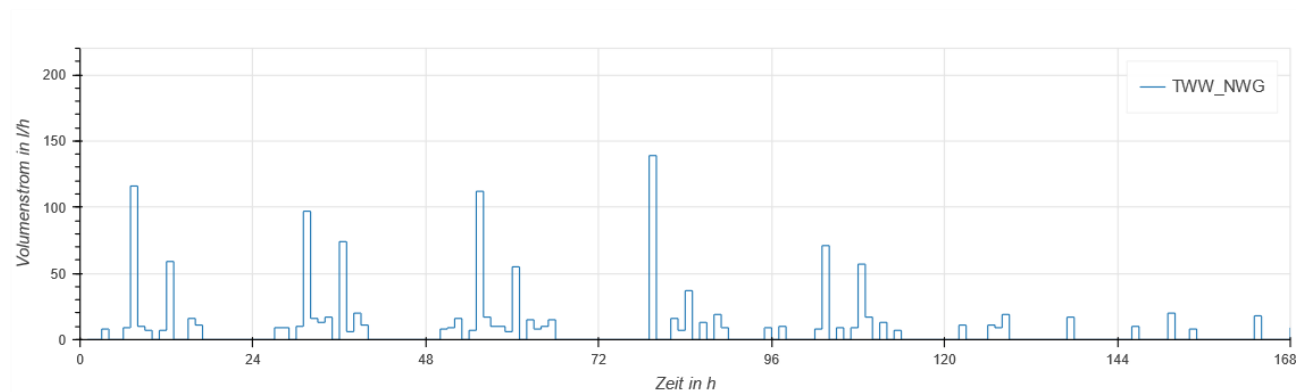


Diagramm NWG:



Teilmodell Kosten

Grunddaten

	Dimension		Kapazität	spez. Kap.Koste		Kap.Koste pro Komponente		spez.Bet.K		Bet.Koster pro Jahr	
Wärmeerzeugung (WE)											
EE Solar-Flachkollektoren	0.0 m ²		0.0 MWh/a	0.3 T€/m ²		0 T€		0.000 T€/MWh		0.0 T€/a	
EE Solar-Vakuumröhren	1000 m ²		512 MWh/a	0.475 T€/m ²		475 T€		0.000 T€/MWh		0.0 T€/a	
EE Biomasse-Bioöl	0.0 MW		0.0 MWh/a	80.0 T€/MW		0 T€		0.106 T€/MWh		0.0 T€/a	
EE Biomasse-Biomethan	0.0 MW		0.0 MWh/a	200.0 T€/MW		0 T€		0.100 T€/MWh		0.0 T€/a	
EE Biomasse-Holzhackschnittel	1.35 MW		2558 MWh/a	100 T€/MW		135 T€		0.056 T€/MWh		143.2 T€/a	
EE Biomasse-Holzpellets	0 MW		0 MWh/a	200 T€/MW		0 T€		0.047 T€/MWh		0.0 T€/a	
EE Geothermie-Oberflächenah	0 MW		0 MWh/a	1350 T€/MW		0 T€		0.000 T€/MWh		0.0 T€/a	
EE Geothermie-Hydrothermal	0 MW		0 MWh/a	6100 T€/MW		0 T€		0.000 T€/MWh		0.0 T€/a	
EE Geothermie-TiefeErdwärme	0 MW		0 MWh/a	5000 T€/MW		0 T€		0.000 T€/MWh		0.0 T€/a	
EE Großwärmepumpe	0 MW		0 MWh/a	500 T€/MW		0 T€		0.038 T€/MWh		0.0 T€/a	
EE Abwärme	0 MW		0 MWh/a	0 T€/MW		0 T€		0.040 T€/MWh		0.0 T€/a	
Konv. KWK Erdgas	0 MW		0 MWh/a	500 T€/MW		0 T€		0.033 T€/MWh		0.0 T€/a	
Konv. KWK Kohle	0 MW		0 MWh/a	3200 T€/MW		0 T€		0.000 T€/MWh		0.0 T€/a	
Konv. Spitzenlastkessel	1 MW		341 MWh/a	80 T€/MW		80 T€		0.080 T€/MWh		27.3 T€/a	
								1 % von Inv.EE		6.1 T€/a	
								2 % von Inv.Konv		1.6 T€/a	
	Summe WE		3411 MWh/a		EE. Kka	610 T€					
	Solar Anteil		15.0 %		Konv.Kka	80 T€					
	Bio Anteil		75.0 %		WE Kka	690 T€		WE Kbe		178.2 T€/a	
	Konv.Anteil		10.0 %								
Wärmespeicher (WSP)											
Stahlbehälter	100.0 m ³			0.400 T€/m ³		40 T€					
Erdbecken-Speicher	0.0 m ³			0.250 T€/m ³		0 T€					
Erdsonden-Speicher	0.0 m ³			0.100 T€/m ³		0 T€					
Aquifer-Speicher	0.0 m ³			0.100 T€/m ³		0 T€					
Wärmeverluste des WSPs	10.0 %		0.00 MWh/a								
								1.25 % von Inv.WSP		0.5 T€/a	
					WSP Kka	40 T€		WSP Kbe		0.5 T€/a	
Verteilungsnetz (VN)											
T_Vorlauf	95.0 °C										
T_Rücklauf	33.0 °C										
Trassenlänge	4000.0 m										
--unbefestigte Fläche, flexibel	1500.0 m			0.145 T€/m		217.5 T€					
--unbefestigte Fläche, starr	500.0 m			0.219 T€/m		109.5 T€					
--befestigte Fläche, flexibel	1500.0 m			0.329 T€/m		493.5 T€					
--befestigte Fläche, starr	500.0 m			0.385 T€/m		192.5 T€					
Leistung der Umwälzpumpe	43.0 kW		77.0 MWh/a					0.2 T€/MWh		15.4 T€/a	
Wärmeverluste des Netzes	12.00 %		409.3 MWh/a					0.1 T€/MWh		22.9 T€/a	
								1 % von Inv.VN		10.1 T€/a	
					VN Kka	1013.0 T€		VN Kbe		48.5 T€/a	
Verteilungsnetz mit AWP (VN+AWP)											
T_Vorlauf	95.0 °C										
T_Rücklauf	20.0 °C										
Trassenlänge	4000.0 m										
--unbefestigte Fläche, flexibel	1500.0 m			0.140 T€/m		210.0 T€					
--unbefestigte Fläche, starr	500.0 m			0.211 T€/m		105.5 T€					
--befestigte Fläche, flexibel	1500.0 m			0.309 T€/m		463.5 T€					
--befestigte Fläche, starr	500.0 m			0.371 T€/m		185.5 T€					
Leistung der Umwälzpumpe	25.0 kW		45.0 MWh/a					0.2 T€/MWh		9.0 T€/a	
Wärmeverluste des Netzes	10.4 %		356.1 MWh/a					0.1 T€/MWh		19.9 T€/a	
								1 % von Inv.VN+AWP		9.6 T€/a	
					VN+AWP Kka	964.5 T€		VN+AWP Kbe		38.6 T€/a	

Hausstation (HS)												
Hausstation	100	Stk			5	T€/Stk	500.0	T€	1	% von Inv.HS	5.0	T€/a
hausstation mit AWP	100	Stk			10	T€/Stk	1000.0	T€	1	% von Inv.HS+AWP	10.0	T€/a
Sonstige Kosten												
Planung, Genehmigung					5	%	112.2	T€				
Baubegleitung					10	%	224.3	T€				
Anlagentechnik					5	%	112.2	T€	2.25	% von Inv.Anlagen	2.5	T€/a
MSR-Technik					5	%	112.2	T€	2.50	% von Inv.MST	2.8	T€/a
						Sonstige Kka	560.8	T€		Sonstige Kbe	5.3	T€/a

WGK-Berechnen

	ohne AWP		mit AWP		Differenz	
Parameter						
Betrachtungszeitraum	25.0	a	25.0	a		
Kalkulatorische Zins	4.0	%	4.0	%		
Förderquote	30.0	%	30.0	%		
Berechnung						
Annuitätsfaktor	6.4	%	6.4	%	0.0	%
Energieertrag gesamt	3001.7	MWh/a	3001.7	MWh/a	0.0	MWh/a
davon EE-Anteil	9000.3	%	9000.3	%	0.0	%
Stromerlöse	0.0	T€	0.0	T€	0.0	T€
Investitionskosten gesamt	2803.8	T€	3255.3	T€	451.5	T€
Förderung	841.1	T€	976.6	T€	135.5	T€
Kapitalkosten abzgl. Förderung	1962.6	T€	2278.7	T€	316.1	T€
Jährliche Kapitalkosten ohne Förderung	179.5	T€/a	208.4	T€/a	28.9	T€/a
Jährliche Kapitalkosten mit Förderung	125.6	T€/a	145.9	T€/a	20.2	T€/a
Jährliche Betriebskosten	237.5	T€/a	232.6	T€/a	-4.9	T€/a
Jährliche Gesamtkosten ohne Förderung	417.0	T€/a	441.0	T€/a	24.0	T€/a
Jährliche Gesamtkosten mit Förderung	363.1	T€/a	378.5	T€/a	15.4	T€/a
WGK ohne Förderung	13.9	ct/kWh	14.7	ct/kWh	0.8	ct/kWh
WGK mit Förderung	12.1	ct/kWh	12.6	ct/kWh	0.5	ct/kWh
Benchmark dezentrale Wärmeversorgung	8.4--16.7	ct/kWh				
Wärmernetz 4.0 (Referenzwerte)	12.1--19.7	ct/kWh				

CO₂-Emission

	ohne AWP		mit AWP		Differenz	
CO ₂ -Emission						
CO ₂ -Äq. Faktor(gemittelte)						
-- Heizöl	0.383	kg/kWh				
-- Erdgas	0.280	kg/kWh				
-- Steinkohle	0.586	kg/kWh				
-- Fernwärme	0.317	kg/kWh				
-- Wärme-Mix Deutschland	0.316	kg/kWh				
-- Solarthermie(Vakuumröhren)	0.028	kg/kWh				
-- Biomasse(Hackschnitzel)	0.032	kg/kWh				
-- Modell-Wärmernetz 4.0	0.060	kg/kWh				
CO ₂ -Emission Bestand-Wärmernetz	951.5	tone/a	968.4			
CO ₂ -Emission Modell-Wärmernetz 4.0	179.5	tone/a	182.7	tone/a	3.2	tone/a
CO ₂ -Einsparung (in Menge)	772.1	tone/a	785.7	tone/a		
CO ₂ -Einsparung (in Prozent)	81.1	%	81.1	%	1.8	%

Gesamtmodell Projekt „AWP 1“

Schema:

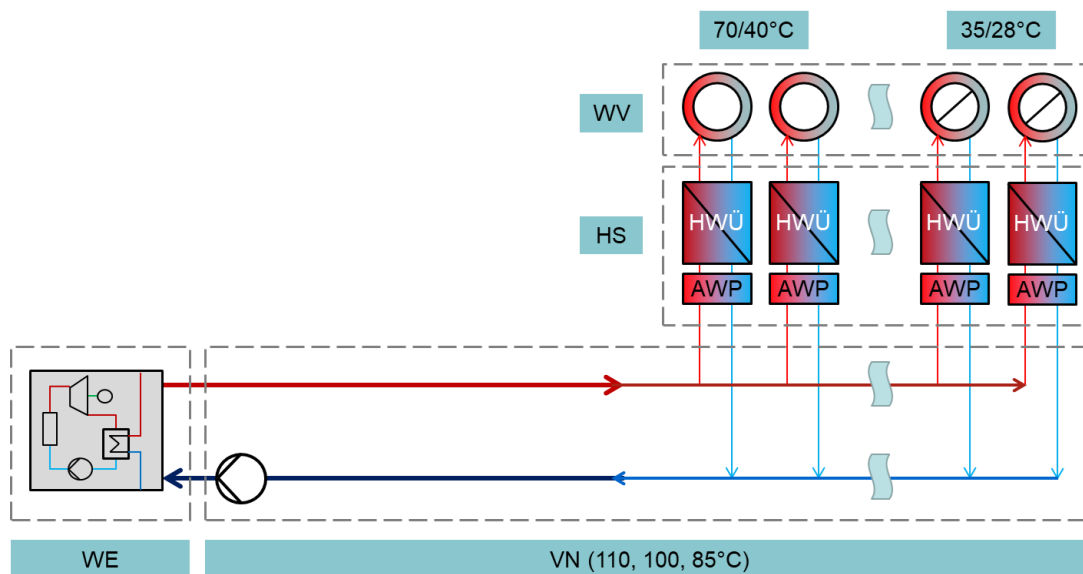


Diagramm: konst. Massenstrom

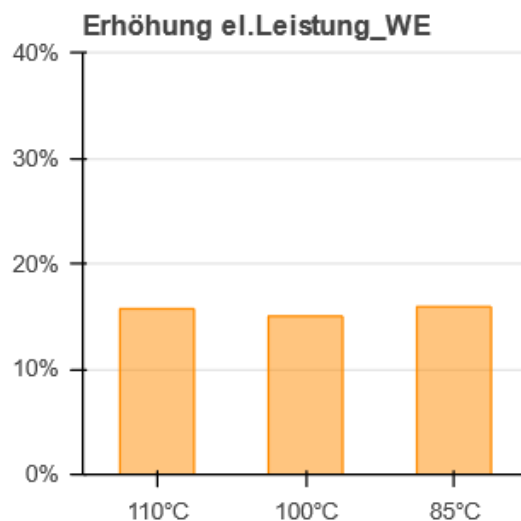
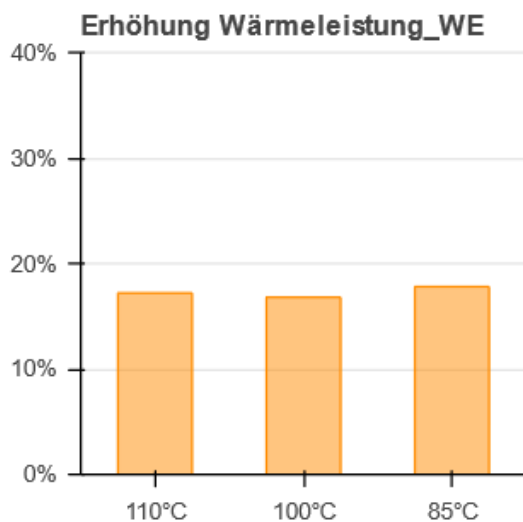
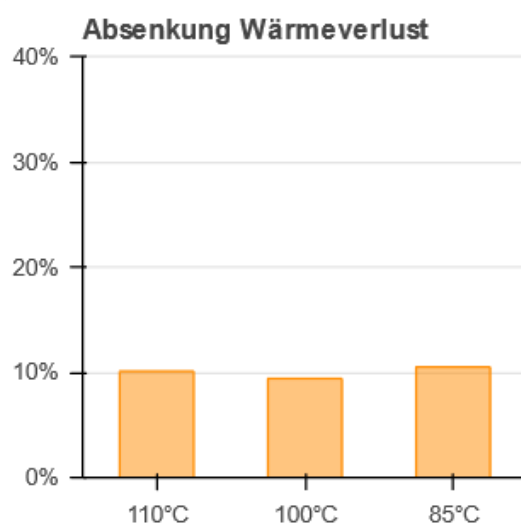
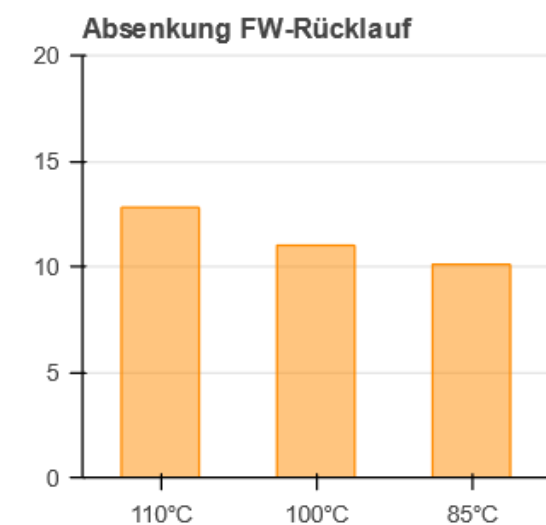
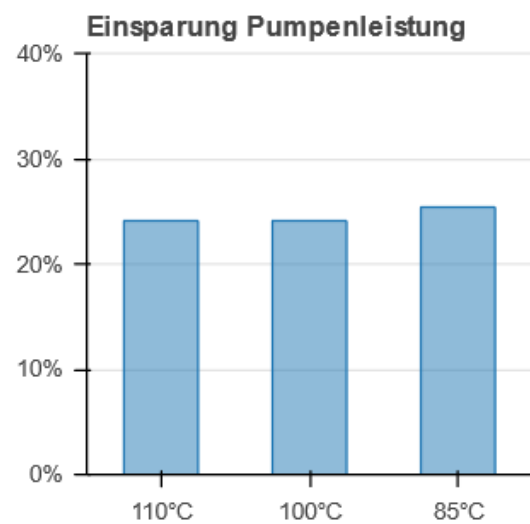
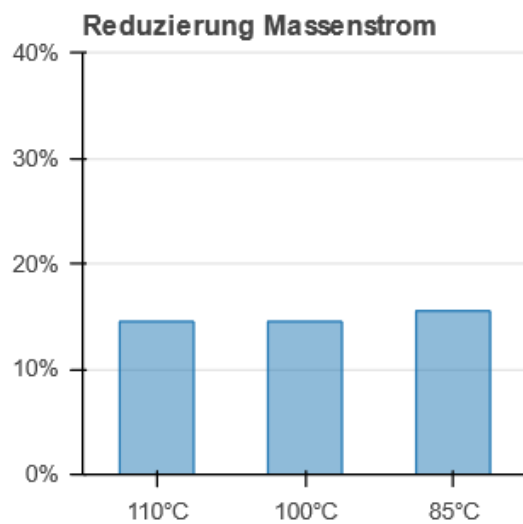
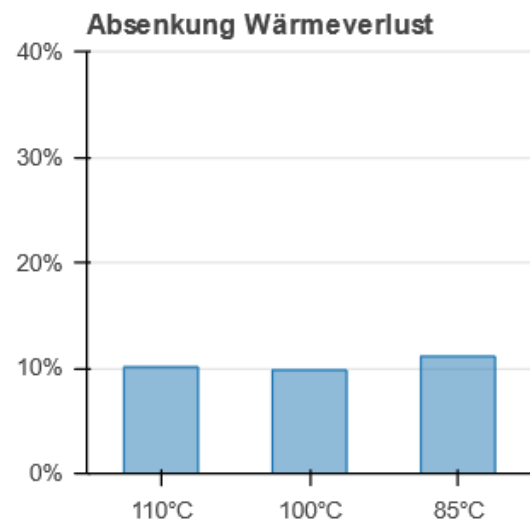
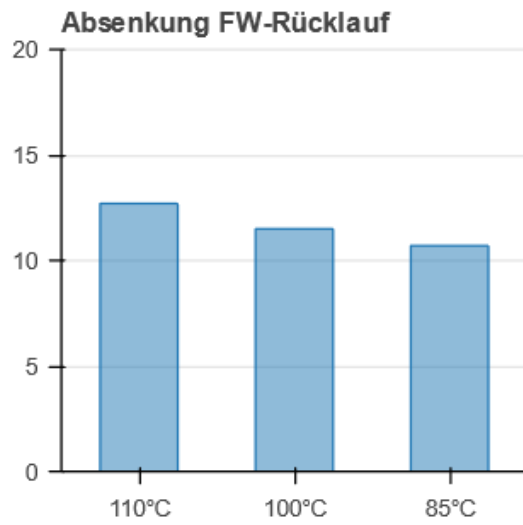


Diagramm: Konst. Wärmeleistung



Gesamtmodell Projekt „AWP 2“

Schema:

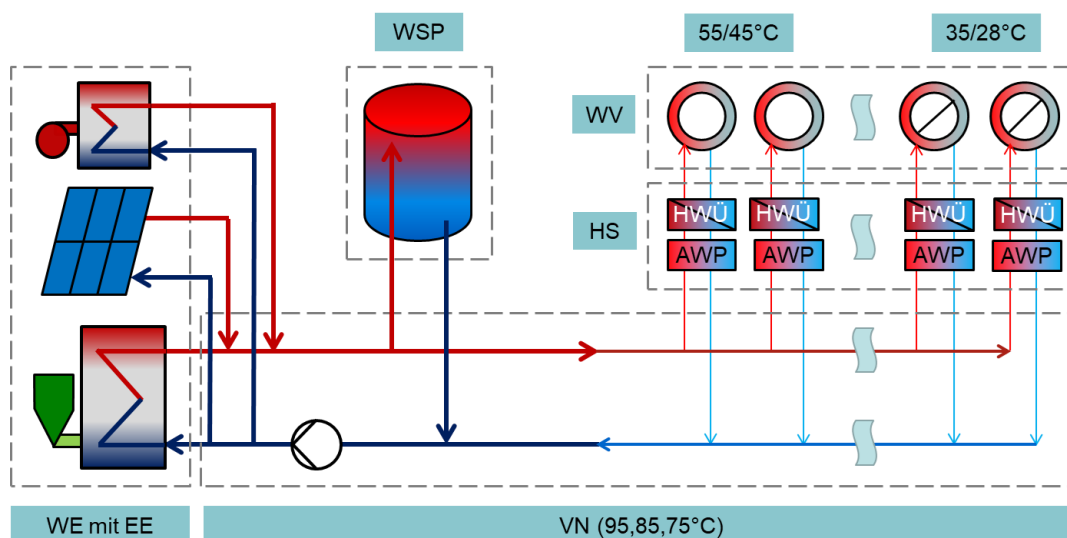


Diagramm: konst. Massenstrom

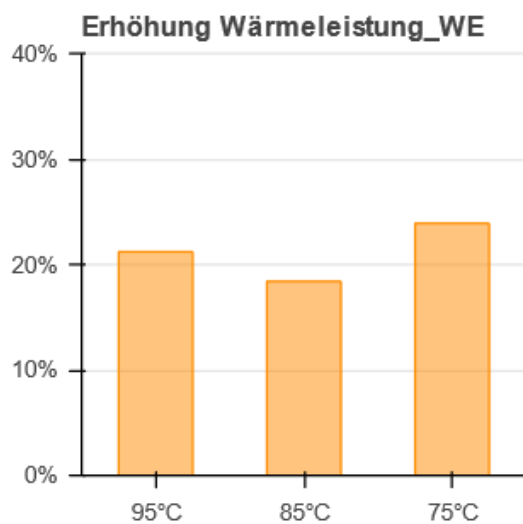
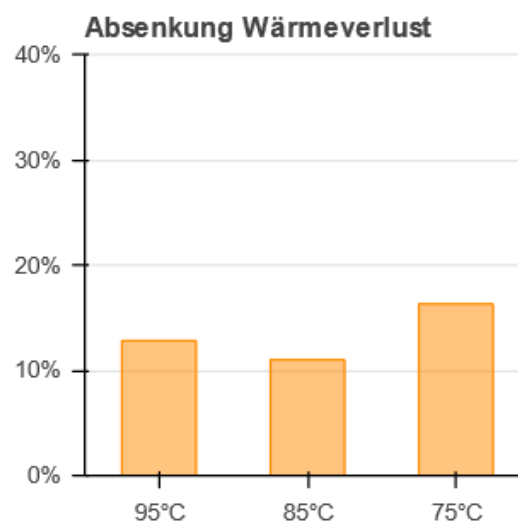
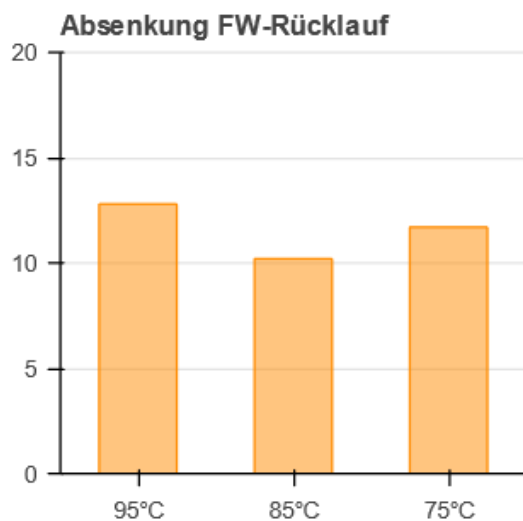


Diagramm: konst. Wärmeleistung

