

# **Simulationsstudie einer Seewasserwärmepumpe hinsichtlich Effizienz und Bedarfsdeckung**

Masterarbeit  
zur Erlangung des akademischen Grades

**Master of Science in Engineering**

Fachhochschule Vorarlberg  
Nachhaltige Energiesysteme

Betreut von  
Dr. Peter Kepplinger

Vorgelegt von  
Max Gaiser

Dornbirn, Juni 2023

## Kurzreferat

### Simulationsstudie einer Seewasserwärmepumpe hinsichtlich Effizienz und Bedarfsdeckung

Das Wärmequartier wird als entscheidende räumliche Einheit betrachtet, um Effizienzsteigerungen zu ermöglichen. Dabei spielt die Nutzung regionaler Wärmequellen eine wichtige Rolle, um den steigenden Energiebedarf der Menschheit zu decken. Neben der vielversprechenden Nutzung der Erdwärme durch eine Erdwärmepumpe werden in Uferregionen zunehmend Seewasserwärmepumpen eingesetzt, denn diese nutzen die thermische Energie aus dem See, um den Heiz- und Kühlbedarf zu decken. Dabei ist der geschlossene Kreislauf im Vergleich zu dem offenen Kreislauf weniger effizient, aber dafür stabiler und zuverlässiger, da der Wärmeübertrager im See Vereisungs- und Korrosionsprobleme abmildern kann. Aus diesem Grund werden zunehmend Überlegungen an einem in den See eingetauchten Wärmeübertrager angesetzt. Allerdings wird dieses Potential im deutschsprachigen Raum kaum ausgeschöpft. In dieser Studie erfolgt anhand eines Referenzgebäudes eines Wärmequartiers ein simulativer Vergleich eines Erdwärmepumpensystems mit Erdsonden und eines Seewasserwärmepumpensystems mit einem in den See eingetauchten Rohrbündelwärmeübertrager. Für den Rohrbündelwärmeübertrager wurde die Auswirkungen von einer sich veränderten Übertragungsfläche auf die Effizienz analysiert und optimale Eigenschaften definiert. Der Effekt von einem veränderten Nennvolumen der Pufferspeicher auf die Effizienz, die Heizzyklen und die Vorlauftemperatur der Fußbodenheizung und Brauchwarmwassers wurde untersucht. Die Folgen von Temperaturänderungen des Erdreichs und des Seewassers auf die Effizienz des Gesamtsystems wurde zudem betrachtet. Die Ergebnisse zeigen, dass die Systemeffizienz durch die Übertragungsfläche und das Verhältnis zwischen Rohrbündelanzahl und -länge verbessert werden kann. Weitere Ergebnisse zeigen, dass die Seewasserwärmepumpe empfindlicher auf Temperaturänderungen der Wärmequelle reagiert als die Erdwärmepumpe. Es wurde ein abschließender jährlicher Vergleich basierend auf den Erkenntnissen aus den Analysen zu dem Rohrbündelwärmeübertrager und dem Nennvolumen der Pufferspeicher mit dem bestehenden geothermischen Referenzsystem durchgeführt. Die Untersuchung der Ergebnisse ergab, dass die Jahresarbeitszahl der Erdwärmepumpe für die Trinkwassererwärmung höher als die der Seewasserwärmepumpe ist. Für den Heizbetrieb wurde eine geringfügig höhere Jahresarbeitszahl bei der Erdwärmepumpe festgestellt. Dafür ist die Seewasserwärmepumpe robuster hinsichtlich der Effizienz und zuverlässiger bezüglich der Wärmebedarfsdeckung von Heizwärme- und Brauchwarmwasserbedarf.

Schlagwörter: Simulation, Erdwärmepumpe, Seewärmepumpe, Rohrbündelwärmeübertrager, Effizienz, Wärmepumpensystem, Seethermie, technischer Vergleich, Sensitivitätsanalyse

## Abstract

Simulation study of a sea water heat pump for efficiency and demand coverage

The heating district is regarded as a decisive spatial unit to enable efficiency improvements. In this context, the use of regional heat sources has a major role to play in meeting mankind's growing energy needs. In addition to the promising use of geothermal energy by a geothermal heat pump, lake water heat pumps are increasingly being used in lakeside regions, as these use thermal energy from the lake to cover heating and cooling needs. Closed-loop is less efficient than open-loop, but more stable and reliable because the heat exchanger in the lake can mitigate icing and corrosion problems. For this reason, a heat exchanger immersed in the lake is increasingly being considered. However, this potential is hardly exploited in German-speaking countries. In this study, a simulative comparison of a geothermal heat pump system with ground heat exchangers and a lake water heat pump system with a shell and tube heat exchanger immersed in the lake is carried out based on a reference building of a heat quarter. For the shell and tube heat exchanger, the effect of a changing transfer area on efficiency was analyzed and optimal characteristics defined. The effect of changing the nominal volume of the storage tanks on the efficiency, the heating cycles and the flow temperature of the floor heating and domestic hot water was investigated. The consequences of ground and lake water temperature changes on the overall system efficiency were also considered. The results show that the system efficiency can be improved by the transmission area and the relationship between the number and length of pipe bundles. Other results show that the seawater heat pump is more sensitive to heat source temperature changes than the geothermal heat pump. A final annual comparison was made based on the results of the analyses on the shell-and-tube heat exchanger and the nominal volume of the buffer tanks with the existing geothermal reference system. Examination of the results showed that the annual performance factor of the geothermal heat pump for domestic hot water heating is higher than that of the seawater heat pump. For heating operation, a slightly higher annual performance factor was found for the geothermal heat pump. On the other hand, the seawater heat pump is more robust in terms of efficiency and more reliable in terms of covering the heat demand for heating and domestic hot water.

Keywords: Simulation, geothermal heat pump, surface water heat pump, shell and tube heat exchanger, efficiency, heat pump system

# **Inhaltsverzeichnis**

<b>Darstellungsverzeichnis</b>	<b>6</b>
<b>Abkürzungsverzeichnis</b>	<b>8</b>
<b>Variablenverzeichnis</b>	<b>9</b>
<b>1 Einleitung</b>	<b>12</b>
<b>1.1 Motivation</b>	<b>12</b>
<b>1.2 Wirklichkeitsausschnitt</b>	<b>13</b>
<b>1.3 Situationsanalyse</b>	<b>14</b>
<b>2 Ausgangslage und Datengrundlage</b>	<b>21</b>
<b>2.1 Referenzgebäude</b>	<b>21</b>
2.1.1 Regelung	22
<b>2.2 Datengrundlage</b>	<b>24</b>
<b>3 Grundmodell</b>	<b>31</b>
<b>3.1 Gesamtsystem</b>	<b>32</b>
<b>3.2 Wärmeübertrager der Wärmequelle</b>	<b>34</b>
3.2.1 Modellbildung	34
3.2.2 Methodik	35
3.2.3 Parametrierung	37
3.2.4 Ergebnisse	39
3.2.5 Diskussion	41
<b>3.3 Wärmepumpe</b>	<b>43</b>
3.3.1 Modellbildung	43
3.3.2 Methodik	45
3.3.3 Parametrierung der Wärmepumpe	50
3.3.4 Ergebnisse	54
3.3.5 Diskussion	57
<b>3.4 Pufferspeicher</b>	<b>58</b>
3.4.1 Modellbildung	58
3.4.2 Methodik	59
3.4.3 Parametrierung der Pufferspeicher	61
3.4.4 Ergebnisse	62
3.4.5 Diskussion	66

<b>4</b>	<b>Sensitivitätsanalysen</b>	<b>67</b>
4.1	Beschreibung	67
4.2	Methodik	67
4.3	Parametrierung	69
4.4	<b>SA1: Optimaler Rohrbündelwärmeübertrager</b>	<b>71</b>
4.4.1	Ergebnisse	71
4.4.2	Diskussion	75
4.5	<b>SA2: Optimale Speichergröße</b>	<b>76</b>
4.5.1	Ergebnisse	76
4.5.2	Diskussion	80
4.6	<b>SA3: Effizienzveränderung durch Temperaturänderung der Wärmequelle</b>	<b>82</b>
4.6.1	Ergebnisse	82
4.6.2	Diskussion	84
<b>5</b>	<b>Jährlicher Vergleich</b>	<b>87</b>
5.1	Beschreibung	87
5.2	Ergebnisse	87
5.3	Diskussion	93
5.4	Limitation	98
<b>6</b>	<b>Fazit</b>	<b>101</b>
6.1	Ergebnisse und Schlussfolgerung	101
6.2	Forschungsfragen	105
	Literaturverzeichnis	108
	Anhang	112
	Eidesstattliche Erklärung	116

## Darstellungenverzeichnis

Abbildung 1 Schema des Kaltdampfkompressionsprozesses.....	16
Abbildung 2 Seewärmepumpe mit offenem- (s. links) und geschlossenem Kreislauf (s. rechts).....	19
Abbildung 3 Regelungsschema der Wärmepumpe.....	23
Abbildung 4 Eingabedaten in das Modell.....	24
Abbildung 5 Heizwärmebedarf nach IDA ICE Modell und Energieausweis.....	25
Abbildung 6 Heizwärmebedarf in minütlicher Auflösung.....	25
Abbildung 7 Brauchwarmwasserbedarf.....	27
Abbildung 8 Erdreichtemperatur im Jahresverlauf und Temperaturverlauf in Abhängigkeit der Tiefe .	28
Abbildung 9 Temperaturen des Bodensees bei einer Tiefe von 40 m über das Jahr 2021.....	29
Abbildung 10 Raumtemperatur beim Speicher (s. oben) und Lufttemperatur in Bregenz (s. unten) ...	29
Abbildung 11 Gesamtsystem.....	32
Abbildung 12 Schema des Wärmeübertragers der Wärmequelle.....	34
Abbildung 13 Flow-Chart des Wärmeübertragers in der Wärmequelle.....	37
Abbildung 14 Exemplarischer Heizzyklus im Kontext der Regelung.....	39
Abbildung 15 Ergebnisse der Erdsonde eines exemplarischen Heizzyklus.....	40
Abbildung 16 Ergebnisse des Rohrbündelwärmeübertragers eines exemplarischen Heizzyklus.....	41
Abbildung 17 Schema des Verdichters.....	43
Abbildung 18 Schema der Wärmepumpenmodellierung.....	44
Abbildung 19 Flowchart des Kältekreislaufes.....	51
Abbildung 20 Flowchart des Verdampfers.....	53
Abbildung 21 Ergebnisse des Geo-WP eines exemplarischen Heizzyklus.....	55
Abbildung 22 Ergebnisse des See-WP eines exemplarischen Heizzyklus.....	56
Abbildung 23 Einschichtmodell der Pufferspeicher mit Energieflüssen über die Systemgrenzen.....	59
Abbildung 24 Ergebnisse des Geo-HTP und Geo-NTP.....	63
Abbildung 25 Ergebnisse des See-HTP und See-NTP.....	64
Tabelle 1 Auswertung der Pufferspeicher für einen Heizzyklus ohne Wärmebedarf.....	65
Abbildung 26 Alternative Entwicklung der Erdreichtemperatur.....	70

Abbildung 27 Mittlere COP in Abhängigkeit der Übertragungsfläche.....	72
Abbildung 28 Mittlere COP in Abhängigkeit des Verhältnisses von Rohrbündelanzahl zu -länge .....	73
Abbildung 29 Mittlere COP in Abhängigkeit der Länge und Anzahl der Rohrbündel .....	74
Abbildung 30 Ergebnisse des COP, der Speichertemperatur und der Heizzyklen in Abhängigkeit des Nennvolumens für eine repräsentative Winterwoche .....	77
Abbildung 31 Dauer von Heizzyklen (Boxplot) des HTP und NTP in Abhängigkeit des Nennvolumens .....	78
Abbildung 32 Heizzyklen und Heizdauern der Nennvolumenprofile .....	79
Abbildung 33 Mittlere COP in Abhängigkeit der Wärmequellentemperatur (Winter).....	83
Abbildung 34 Mittlere COP in Abhängigkeit der Wärmequellentemperatur (Sommer) .....	83
Abbildung 35 Mittlere COP in Abhängigkeit der Wärmequellentemperatur (Übergangszeit).....	84
Abbildung 36 Balkendiagramm zur Wärmeerzeugung und -bedarf des Geo-WS und des See-WS für 2021 .....	88
Abbildung 37 COP für die Trinkwassererwärmung über das Jahr 2021 mit Ausreißer (Boxplot) .....	89
Abbildung 38 COP für den Heizbetrieb über das Jahr 2021 mit Ausreißer (Boxplot) .....	90
Abbildung 39 COP für Heizbetrieb und Trinkwassererwärmung und die Speichertemperaturen (Boxplot) über das Jahr 2021 .....	91
Abbildung 40 Dauer der Heizzyklen des Geo-WS und des See-WS für das Jahr 2021 .....	92

## Abkürzungsverzeichnis

BWW	Brauchwarmwasser
COP	Coefficient of Performance (Leistungszahl)
FBH	Fußbodenheizung
GWP	Global Warming Potential
HTP	Hochtemperaturpuffer
HWB	Heizwärmebedarf
IGKB	Internationale Gewässerschutzkommission für den Bodensee
IPCC	Intergovernmental Panel on Climate Change
ISF	Institut für Seenforschung
JAZ	Jahresarbeitszahl
LUBW	Landesanstalt für Umwelt Baden-Württemberg
NTP	Niedertemperaturpuffer
NTU	Number of Transfer Units
ODP	Ozon Depletion Potential
TRT	Thermal Response Test
WP	Wärmepumpe



## Variablenverzeichnis

$\dot{m}_{\text{DHWcalc}}$	$\text{kg s}^{-1}$	Massenstrom der Warmwasserentnahme basierend auf DHWcalc-Tool
$\dot{m}_h$	$\text{kg s}^{-1}$	Massenstrom des Wärmeträgermediums im Wärmeübertrager der Wärmequelle
$\dot{m}_k$	$\text{kg s}^{-1}$	Kältemittelmassenstrom
$\dot{Q}_{\text{BWW}}$	W	Brauchwarmwasserbedarf
$\dot{Q}_{\text{HWB}}$	W	Heizwärmebedarf
$\dot{Q}_k$	W	Kälteleistung des Verdichters
$\dot{Q}_{\text{Kond}}$	W	Wärmeleistungsabgabe am Kondensator
$\dot{Q}_{\text{TRT}}$	W	Auslegeleistung des Erdreichs nach TRT
$\dot{Q}_{\text{Verd,NTU}}$	W	Übertragene Wärmeleistung am Verdampfer
$\dot{Q}_{\text{Verd,WP}}$	W	Wärmeleistung am Verdampfer aus Kältekreis
$\dot{Q}_{\text{Verlust}}$	W	Wärmeverlust an die Umgebung
$\dot{Q}_{\text{WQ,NTU}}$	W	Wärmeleistung der Wärmequelle
$\bar{T}_{\text{Quelle}}$	K	Mittlere Temperatur der Wärmequelle
$\bar{T}_s$	K	Mittlere Speichertemperatur
$C_1 - C_{10}$	—	Koeffizienten der polynomialen Annäherung des Verdichters
$C_h$	$\text{W K}^{-1}$	Wärmekapazitätsrate des Wärmeträgermediums
$c_h$	$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$	Spezifische Wärmekapazität des Wärmeträgermediums
$C_k$	$\text{W K}^{-1}$	Wärmekapazitätsrate des Kältemittels
$c_k$	$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$	Spezifische Wärmekapazität des Kältemittels
$C_{\text{min}}$	$\text{W K}^{-1}$	Wärmekapazitätsrate
$c_w$	$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$	Spezifische Wärmekapazität des Wassers
$C_w$	$\text{W K}^{-1}$	Wärmekapazitätsrate des Wassers
$h_1$	$\text{J kg}^{-1}$	Spezifische Enthalpie des Kältemittels am Austritt des Verdampfers
$h_2$	$\text{J kg}^{-1}$	Spezifische Enthalpie des Kältemittels am Eintritt des Kondensators
$h_3$	$\text{J kg}^{-1}$	Spezifische Enthalpie des Kältemittels am Austritt des Kondensators
$h_4$	$\text{J kg}^{-1}$	Spezifische Enthalpie des Kältemittels am Eintritt des Verdampfers
$l_{\text{Zapfung}}$	$\text{l h}^{-1}$	Zapfprofil nach DHWcalc-Tool
$m_w$	kg	Masse des Wassers
$p_1$	p	Druck des Kältemittels am Austritt des Verdampfers
$p_2$	p	Druck des Kältemittels am Eintritt des Kondensators

$p_3$	p	Druck des Kältemittels am Austritt des Kondensators
$p_4$	p	Druck des Kältemittels am Eintritt des Verdampfers
$P_{el}$	W	elektrische Leistungsaufnahme des Verdichters
$s_1$	$J\ kg^{-1}\ K^{-1}$	Spezifische Entropie des Kältemittels am Austritt des Verdampfers
$s_2$	$J\ kg^{-1}\ K^{-1}$	Spezifische Entropie des Kältemittels am Eintritt des Kondensators
$s_3$	$J\ kg^{-1}\ K^{-1}$	Spezifische Entropie des Kältemittels am Austritt des Kondensators
$s_4$	$J\ kg^{-1}\ K^{-1}$	Spezifische Entropie des Kältemittels am Eintritt des Verdampfers
$T_{h_a}$	K	Austrittstemperatur des Wärmeträgermediums am Wärmeübertrager in der Wärmequelle
$T_{h_e}$	K	Eintrittstemperatur des Wärmeträgermediums am Wärmeübertrager in der Wärmequelle
$T_{k_a}$	K	Austrittstemperatur des Kältemittels am Verdampfer
$T_{k_e}$	K	Eintrittstemperatur des Kältemittels am Verdampfer
$T_{\infty}$	K	Umgebungstemperatur (Lufttemperatur)
$T_1$	K	Temperatur des Kältemittels am Austritt des Verdampfer,
$T_2$	K	Temperatur des Kältemittels am Eintritt des Kondensators
$T_3$	K	Temperatur des Kältemittels am Austritt des Kondensators
$T_4$	K	Temperatur des Kältemittels am Eintritt des Verdampfers
$T_{Kond}$	K	Kondensationstemperatur des Kältemittels
$T_{Sprz,Kond}$	K	Temperaturerhöhung am Kondensatoraustritt
$T_{ÜH}$	K	Konstante Überhitzung am Verdampfer
$T_{UK}$	K	Konstante Unterkühlung am Kondensator
$T_{Verd}$	K	Verdampfungstemperatur des Kältemittels
$\eta_{komp}$	–	Kompressorwirkungsgrad
$\rho_w$	$kg\ m^{-3}$	Dichte des Wassers
$\Delta T$	K	Temperaturdifferenz
$A$	$m^2$	Fläche
$COP$	–	Leistungszahl der Wärmepumpe
$dE_s\ dt^{-1}$	W	Zeitliche Änderung der Energie des Systems
$h$	m	Höhe
$L$	m	Länge
$NTU$	–	Number of Transfer Units
$r$	m	Radius
$U$	$W\ m^{-2}\ K^{-1}$	Wärmeleitfähigkeit

$\epsilon$	—	Betriebscharakteristik des Wärmeübertragers
$\lambda$	$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$	Wärmeleitfähigkeit

# 1 Einleitung

Mit der Entwicklung der Wirtschaft und der Urbanisierung strebt die ganze Welt nach energie-sparenden und umweltschonenden Technologien. Eine nachhaltige Energieversorgung wird alle regionale Gegebenheiten nutzen müssen, um den Energiehunger der Menschheit decken zu können. Eine Wärmepumpe ist eine Möglichkeit, die in der Umwelt gespeicherte Energien nutzbar zu machen, wie bspw. durch eine Erdwärmepumpe. Die Erdwärmepumpe gilt als eine der beliebtesten Technologien, um auf Basis von erneuerbaren Energien Wärme und Kälte für Wohngebäude bereitzustellen. In Regionen, in denen Oberflächengewässer zur Verfügung stehen, kann eine Wärmepumpe die thermische gespeicherte Energie in Seen, Flüssen und Meeren nutzbar machen. Die thermische Seewassernutzung gilt als vielsprechende Technologie im Repertoire der nachhaltigen Energieversorgung. Neben der direkten Entnahme von Seewasser werden zunehmend Überlegungen an die indirekte Nutzung der thermischen Energie des Wasserkörpers durch einen in den See eingetauchten Wärmeübertrager ange-stellt. Dies wird auch als eine Seewasserwärmepumpe mit geschlossenem Kreislauf bezeich-net. Um einen Beitrag zu der Entwicklung der nachhaltigen Energieversorgung zu leisten, un-tersucht diese Masterarbeit die folgenden vier grundlegende Fragen in Bezug auf die zwei genannten Arten Wärmepumpen:

- Wie wirkt sich eine Änderung der Temperatur des Erdreichs oder des Seewassers auf die Effizienz der individuellen Wärmepumpensysteme aus?
- Welchen Einfluss hat die Übertragungsfläche des Wärmeübertragers auf die Effizienz der Seewasserwärmepumpe?
- Wie beeinflusst die Größe der Pufferspeicher in einem repräsentativen Niedrigstener-giehaus die Effizienz und Wärmebedarfsdeckung des Wärmesystems?
- Wie verhält sich die Effizienz und die Wärmebedarfsdeckung eines bestehenden ge-othermischen Wärmepumpensystems im Vergleich zu einem seethermischen Wärme-pumpensystem mit geschlossenem Kreislauf?

Dieses einleitende Kapitel stellt zunächst die Motivation des Autors, den Wirklichkeitsaus-schnitt, die Situationsanalyse und abschließend die Überleitung in die Forschungsfragen dar.

## 1.1 Motivation

Der Synthesereport „Climate Change 2023“ des sechsten Sachstandsberichts der IPCC wurde am 20. März 2023 auf einer Pressekonferenz vorgestellt (vgl. Mukherji u.a. 2023). Da-bei war in dem Bericht im Jahre 2018 bereits bekannt, dass enorme Anstrengung vonnöten sei, um das 1,5-Grad-Ziel zu erreichen. Fünf Jahre später ist die Herausforderung immens und das Ziel kaum noch erreichbar. Die Forderung der Wissenschaft lautet daraufhin: Die globalen Treibhausgasemissionen müssen ab sofort in allen Sektoren sinken und bis 2030

halbiert werden (vgl. Mukherji u.a. 2023). Basierend auf den Klimazielen der Bundesregierung bis 2030 sollen sich die derzeit knapp 120 Mio. Tonnen an jährlichen Treibhausgasemissionen auf rund 67 Mio. Tonnen reduzieren (vgl. dena 2022). Um dieses Ziel umzusetzen, müssen Anstrengungen in allen Sektoren unternommen werden, einschließlich des Wärmesektors. Etwa 40% des gesamten deutschen Endenergieverbrauchs entfallen auf Gebäude (vgl. Ballaschk u.a. 2022). Dabei beträgt der Anteil an regenerativen Energien lediglich 17,4% (vgl. Umweltbundesamt 2023). Die Wärmepumpe gilt als äußerst energieeffiziente und emissionsarme Technologie zur Bereitstellung von Wärme im zukünftigen Energiesystem. Sie wird voraussichtlich die vorherrschende Heizungstechnologie sein und damit einen entscheidenden Beitrag zur Erreichung der Klimaziele und zur Verhinderung einer Klimakatastrophe leisten können (vgl. Sterchele u.a. 2020).

## 1.2 Wirklichkeitsausschnitt

Diese Arbeit beschäftigt sich mit einem simulativen Vergleich zwischen einem geothermischen Wärmepumpensystem und einem seethermischen Wärmepumpensystem in einem realen Kontext. Dabei beziehen sich beide Wärmesysteme auf ein Wärmequartier in der Nähe des Bodensees. Ein repräsentatives Gebäude des Wärmequartiers wurde bereits in einer vorhergehenden Studienarbeit über ein Anlagen- und Simulationsprogramm simuliert, um den Heizwärmebedarf (HWB) über ein gesamtes Jahr zu erhalten. Über ein Werkzeug zur Generierung von Trinkwasser-Zapfprofilen auf statistischer Basis wird ein Brauchwarmwasserbedarf (BWW-Bedarf) für ein Jahr ermittelt. Von dem repräsentativen Gebäude des Seedomizils wird mithilfe eines Modells der Gesamtwärmebedarf bestehend aus HWB und BWW-Bedarf abgebildet.

Die wesentlichen Komponenten des Wärmepumpensystems werden im Modell wie folgt beschrieben:

- 1) Der Wärmeerzeuger ist eine Wärmepumpe, welche entweder das Erdreich oder Seewasser als Wärmequelle nutzt.
- 2) Es handelt sich sowohl beim geothermischen als auch beim seethermischen Wärmepumpensystem um einen geschlossenen Kreislauf, d.h. dass durch einen Erdwärmeübertrager (Erdsonden) bzw. Seewasserwärmeübertrager (Rohrbündelwärmeübertrager) Frostschutzmittel zirkuliert, um Wärme aus der Wärmequelle aufzunehmen und diese an die Wärmepumpe (WP) abzugeben. Um dies im Modell abzubilden, wird anhand eines vereinfachten Berechnungsprozesses – der Number of Transfer Units (NTU) - der Wärmeübergang zwischen dem Erdreich bzw. Seewasser und dem zwischen Verdampfer und Wärmequelle zirkulierenden Fluid bestimmt. Das Modell der Erdsonde wird basierend auf einem Bohrprofil am Standort aus einem Thermal-Response-Test (TRT), der mittleren Erdreichtemperatur nach einem Datensatz aus einem Anlagen- und Simulationsprogramm und der Wärmeleitfähigkeit aus einer VDI-

Richtlinie erstellt. Das Modell des Rohrbündelwärmeübertragers wird anhand der thermischen und physikalischen Eigenschaften eines wissenschaftlichen Papers erstellt. Die vorgegebenen physikalischen Eigenschaften bestehen aus Länge und Anzahl der Rohrbündel und werden anhand der Auswirkungen auf die Effizienz des Gesamtsystems in einer Analyse variiert. Ziel davon ist es, den Effekt der Wärmeübertragungsfläche auf die Effizienz aufzuzeigen und eine optimale Konfiguration des Rohrbündelwärmeübertragers und dessen Länge und Anzahl an Rohrbündeln für den jährlichen Vergleich zu bestimmen. Die Temperatur des Seewassers wird anhand eines Modelldatensatzes für verschiedene Tiefen abgebildet. Wird der Wärmeübertrager in der Wärmequelle von einem Trägermedium durchströmt kann nun anhand des NTU-Verfahrens ein Wärmeübergang berechnet werden. Das Modell der Wärmepumpe wird über eine existierende Stoffdatenbank als „idealisierte“ Wärmepumpe mit konstanter Überhitzung am Verdampfer und konstanter Unterkühlung am Kondensator abgebildet. Ergänzt wird dieses Modell durch eine polynomiale Annäherung eines Scroll-Verdichters, die sich an den vorhandenen Daten des Wärmequartiers orientiert.

- 3) Die Pufferspeicher werden über ein thermisches Standardmodell, als Einschichtmodell abgebildet. Dabei werden der Wärmeeintrag durch die Wärmepumpe, die Wärmeverluste durch den Wärmebedarf sowie die Speicherverluste an die Umgebung berücksichtigt. Geregelt wird das System durch eine Zweipunktregelung mit Hysterese und wird nach dem Autor vorliegenden Vorgaben des Realsystems in das Modell integriert. Die Speicherkapazität des geothermischen Wärmesystems wird analog zum Bestand und dem Autor vorliegenden Datenblättern abgebildet. Die Speicherkapazität des seethermischen Wärmesystems werden in einer vorhergehenden Analyse variiert, um die Auswirkungen auf die Effizienz und Wärmebedarfsdeckung darzustellen. Basierend auf den diskutierten Ergebnissen wird ein Speichergrößen-Profil für das seethermische Wärmesystem bestimmt und für den jährlichen Vergleich der Systeme verwendet.

Eine weitere Analyse stellt die Auswirkungen von Temperaturänderungen der Wärmequelle für das Erdwärmepumpensystem und die Seewasserwärmepumpe auf die Effizienz dar. Abschließend gipfelt die Masterarbeit in einem jährlichen Vergleich des Erdwärmepumpensystems und des Seewasserwärmepumpensystems. Dabei liegt der Fokus auf der Effizienz und der Wärmebedarfsdeckung.

### **1.3 Situationsanalyse**

Die bestehenden Energieerzeugungsinfrastrukturen sind auf zentrale Erzeugung mit fossilen Energieträgern ausgerichtet. Das Ziel der Energiewende besteht darin, eine Umrüstung zu dezentralen Strukturen zu erreichen, bei denen der Schwerpunkt auf erneuerbaren Energien liegt. Diese sollen dort erzeugt und gespeichert werden, wo sie auch verbraucht werden (vgl. Stratmann 2021). Im Hinblick auf die energetische Optimierung innerhalb des Systemzusammenhangs von Gebäuden und Städten besteht das bedeutendste Potenzial im Quartiersmaßstab (vgl. Böttger u.a. 2021). Das Quartier kann als die entscheidende räumliche Einheit einer

dezentral Energieversorgung betrachtet werden, um hohe Effizienzsteigerungen zu ermöglichen (vgl. Böttger u.a. 2021).

In diesem Zusammenhang betrachtet die Arbeit die Wärmepumpe als eine dezentrale Versorgungsmöglichkeit, welche im Energiesystem der Zukunft die dominierende Heizungstechnologie sein wird (vgl. Sterchele u.a. 2020). Dieses Kapitel gibt hierfür einen Überblick über die Grundlagen und Funktionsweisen der Wärmepumpe und ihrer Komponenten.

Die Arbeitsweise der meisten Wärmepumpen beruht auf dem Kaltdampfprozess. Dieser Prozess folgt einem thermodynamischen Kreislauf, bei dem das Kältemittel in einem Zyklus verdampft, komprimiert, kondensiert und entspannt wird (vgl. Dohmann 2016). In Abbildung 1 ist die Funktionsweise der Wärmepumpe dargestellt. Das gasförmige Arbeitsmedium tritt aus dem Verdampfer aus und wird anschließend vom Verdichter angesaugt (vgl. Dohmann 2016). Der niedrigste Druck im Prozess herrscht an dieser Ansaugstelle, die als Zustand 1 bezeichnet wird (vgl. Dohmann 2016). Über den Zustand 1 auf 2 erfolgt im Verdichter eine Kompression bis zu einem höheren Druck- und Temperaturniveau (vgl. Dohmann 2016). Das Medium ist am Zustand 2 weiterhin gasförmig und wird nach der thermodynamischen Terminologie als überhitzter Dampf bezeichnet (vgl. Dohmann 2016). Bei der Wärmeabgabe am Kondensator - von Zustand 2 zu 3 - tritt eine Temperatursenkung bis zur Verflüssigung des Kältemittels ein. Die Wärme wird vom Kältemittel an ein externes Medium abgegeben. Bei einer Wärmepumpe steht dabei Wasser als externes Medium im Vordergrund (vgl. Dohmann 2016). Aus dem Verflüssiger tritt bei einem idealisierten Prozess siedendes Kältemittel in flüssiger Form aus (vgl. Dohmann 2016). In diesem Siedezustand besitzt das flüssige Kältemittel die maximale Temperatur, ohne dabei zu verdampfen (vgl. Dohmann 2016). Nach der thermodynamischen Terminologie wird diese Temperatur als die Sättigungstemperatur bezeichnet (vgl. Dohmann 2016). Dabei handelt es sich entweder um Dampf, der seine minimale thermische Energie besitzt, ohne zu kondensieren, oder eine Flüssigkeit, die ihre maximale thermische Energie hat, ohne zu kochen (vgl. Dohmann 2016). Flüssigkeitsphase und Gasphase stehen miteinander in einem Gleichgewicht (vgl. Dohmann 2016). Das siedende Kältemittel wird in einem Expansionsventil auf ein niedrigeres Druckniveau entspannt (vgl. Dohmann 2016). Dabei reduziert sich die Temperatur der Flüssigkeit stark (vgl. Dohmann 2016). Am Zustand 4 liegt das Kältemittel als Zweiphasengemisch vor, das auch als Nassdampf bezeichnet wird (vgl. Dohmann 2016). Dieses durchströmt den Verdampfer und nimmt die Wärmeenergie der Wärmequelle auf (vgl. Dohmann 2016). Dabei verdampft das Kältemittel wieder und liegt in dem Ausgangszustand 1 vor. Der Kreisprozess beginnt von vorne. Die Effizienz von Wärmepumpen wird durch die Leistungszahl (COP) beschrieben. Der COP ist der Quotient aus entstehender Wärmemenge und eingesetzter Strommenge in einem bestimmten Betriebszustand. Ein COP von 4,0 bedeutet: Aus 1 kW elektrischer Leistung entstehen 4 kW Heizleistung. Eine weitere Kennzahl, um die Effizienz einer Wärmepumpe über einen Jahreszeitraum zu beschreiben ist die Jahresarbeitszahl (JAZ). Die JAZ beschreibt das Verhältnis zwischen

übertragener Wärmeenergie am Kondensator und des Stromverbrauchs des Verdichters über ein Jahr (vgl. energie-experten 2021b).

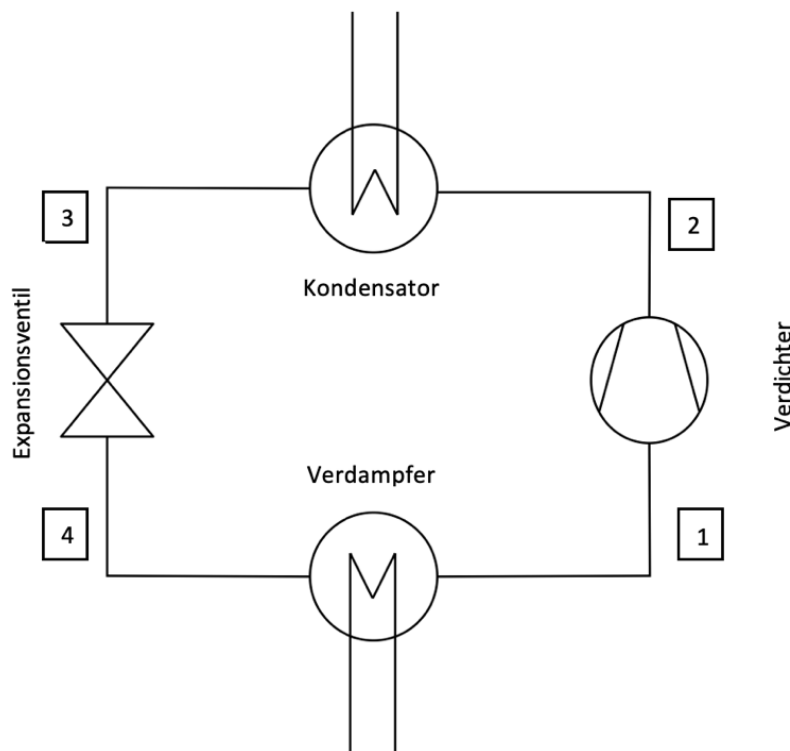


Abbildung 1 Schema des Kalt dampfkompressionsprozesses  
Quelle: Eigene Darstellung nach (Vgl. Dohmann 2016)

Eine weitere wesentliche Komponente des Wärmepumpensystems ist das Kältemittel. Es ist ein Fluid, das zur Wärmeübertragung einer Kälteanlage eingesetzt wird. Bei niedrigem Druck und niedriger Temperatur Wärme aufnimmt und bei hohem Druck und hoher Temperatur wieder abgibt (vgl. „DIN EN 378-1:2021-06“ 2021). Das Kältemittel R410A hat einen Ozon Depletion Potential (ODP) von null und ein Global Warming Potential (GWP)-Wert von 2088 kg CO<sub>2</sub>-Äquivalenten. Dabei beschreibt ODP als einheitenloser Wert das Umweltschädigungspotential von Kältemitteln in Relation zu dem Referenzstoff R11 bei einem Wert von 1 (vgl. Jankowski 2022). Der GWP-Wert beschreibt das Erderwärmungspotential und gibt das Treibhauspotenzial eines Stoffes an und damit seinen Beitrag zur Erwärmung der Erde (vgl. Jankowski 2022). R410A hat sich zu einem der weltweit am häufigsten verwendeten Kältemittel entwickelt (vgl. Panato; Marcucci Pico; Bandarra Filho 2022). R410A ist ein HFKW<sup>1</sup> und besteht aus den Kältemitteln R32 und R125 (50-50% der Masse) (vgl. Jankowski 2022). Die F-Gas-Verordnung ist ein Beitrag, um die Emissionen des Industriesektors bis zum Jahr 2030 um 70% gegenüber 1990 zu verringern. Ziel ist es, die Emissionen fluoriertes Treibhausgas

<sup>1</sup> Sind Kohlenwasserstoffe, deren Wasserstoffatome teilweise durch Fluoratome ersetzt werden.



in der Europäischen Union (EU) um 70 Millionen Tonnen CO<sub>2</sub>-Äquivalent auf die Hälfte bis 2030 zu senken (vgl. Jankowski 2022). Obwohl der GWP-Wert des Kältemittels R410A unterhalb von 2500 kg CO<sub>2</sub>-Äquivalente liegt und damit von vielen Verboten gemäß der EU-F-Gase-Verordnung ausgenommen ist, wird es aufgrund des Phase-down-Szenarios und der schrittweisen Mengenbeschränkung von Kältemitteln mit hohem GWP-Werten zunehmend knapp (vgl. Jankowski 2022). Daher ist eine erhebliche Preissteigerung auch bei R410A zu erwarten. Eine diskutierte Alternative für R410 ist R32. R32 ist ebenfalls ein HFKW und weist ähnliche Eigenschaften wie R410A auf, wobei der Hauptvorteil ein um 77% geringeres GWP im Vergleich zu R410A ist. Der GWP-Wert von R32 beträgt 675 kg CO<sub>2</sub>-Äquivalente (vgl. Jankowski 2022). In verschiedenen Arbeiten zeigt R32 im Vergleich zu R410A eine geringere Effizienz und einen um 23% niedrigeren Kältemittelmassenstrom (vgl. Panato; Marcucci Pico; Bandarra Filho 2022).

Ausgehend von diesen für alle Wärmepumpensysteme gültigen Grundlagen folgt nun die nähere Betrachtung, der beiden in dieser Arbeit untersuchten Wärmepumpensystem (Erd- und Seewasser-Wärmepumpe). Die Erdwärmepumpe ist eine der beliebtesten Technologien, die auf erneuerbaren Energien basiert, um Wärme und Kälte für Wohngebäude bereitzustellen (vgl. Wu u.a. 2019). Das ist auf die hohe Leistungszahl, den niedrigen Energieverbrauch und die umweltfreundliche Leistung zurückzuführen (vgl. Ma; Kim; Hao 2019). Die Vorteile der Erdwärmepumpe mit Erdsonden bestehen darin, dass die Temperaturen des Erdreichs bei einer Tiefe von 100 m konstant und unabhängig von der Tages- und Jahreszeit sind. Zudem benötigt die Erdwärmepumpe eine relativ kleine Bodenfläche. Nachteilig sind höhere Kosten aufgrund der teuren Ausrüstung für die Bohrung (vgl. Sarbu; Sebarchievici 2014).

In Regionen in denen Oberflächengewässer zur Verfügung stehen, kann eine Oberflächenwasser-Wärmepumpe die thermisch gespeicherte Energie in Seen, Flüssen und Meeren nutzbar machen, um Wärme und Kälte bereitzustellen. Darüber hinaus wurde festgestellt, dass Oberflächenwasser-Wärmepumpensysteme eine hohe Leistungszahl aufweisen und den Bedarf an fossilen Brennstoffen erheblich reduzieren können (vgl. Mitchell; Spitler 2013). Es wurde eine Computersimulation zur Bewertung eines Oberflächenwasser-Wärmepumpensystems und eines Luft-Wärmepumpensystems für ein Krankenhausprojekt durchgeführt und kam zu dem Schluss, dass das Oberflächenwasser-Wärmepumpensystem der Luft-Wärmepumpe überlegen ist (vgl. Chiang u.a. 2017). Bei einer Simulation über 20 Jahre wurde ein Erdwärmepumpensystem und ein Seewasserwärmepumpensystem mit offenem Kreislauf anhand ihres COP analysiert. Es zeigt sich, dass die Seewasserwärmepumpe über die Laufzeit eine stabilere Leistungszahl aufweist (vgl. Ma; Kim; Hao 2019). Da sich die Klimakatastrophe und die globale Erwärmung jedoch nicht nur auf die Energielasten des Gebäudes, sondern auch auf die tatsächlichen Oberflächentemperaturen des Sees auswirkt, sollten weitere Studien die Empfindlichkeit der Temperaturschwankungen des Sees über einen langfristigen Zeitraum berücksichtigen (vgl. Ma; Kim; Hao 2019). Bisher wurde noch nicht untersucht, wie

sich Veränderungen in der Temperatur des Seewassers auf die Leistung eines Wärmepumpensystems mit geschlossenem Kreislauf auswirken. In dieser Forschung wurde dieser Ansatz erweitert, um auch die Auswirkungen von Temperaturschwankungen in der Erde auf die Effizienz einer Erdwärmepumpe zu untersuchen. Die Technik unterscheidet Systeme mit offenem und geschlossenem Kreislauf für Seewasserwärmepumpen (Vgl. Rees 2016). Ein Seewasserwärmepumpensystem mit offenem Kreislauf nutzt einen See als direkte Wärmequelle (s. links Abbildung 2). Das Wasser aus dem See wird angesaugt, durchläuft den Verdampfer der Wärmepumpe, überträgt die Wärme an das Kältemittel und wird zur Wasserquelle zurückgeführt (vgl. Böttger u.a. 2021). Der offene Kreislauf wird aufgrund seiner hohen Effizienz und Energieeinsparung häufiger eingesetzt, während die unerwünschten Folgen von Korrosion, Verschmutzung und Einfrieren im Winter die Investitionskosten stark erhöhen und die Systemleistung beeinträchtigen (vgl. Wu u.a. 2019). Um die Hindernisse eines offenen Kreislaufs zu umgehen, werden zunehmend Überlegungen zu dem geschlossenen Kreislauf angesetzt (vgl. Wu u.a. 2019). Für den geschlossenen Kreislauf wird ein Wärmeübertrager in den Wasserkörper eingetaucht (s. rechts Abbildung 2). Der Wärmeübertrager wird von einem Wärmeträgermedium durchströmt, das Wärme vom Seewasser aufnimmt und zu einem Verdampfer der Wärmepumpe transportiert (vgl. Böttger u.a. 2021). In einem Seewasserwärmepumpensystem mit geschlossenem Kreislauf erfolgt die Wärmeabgabe bzw. Wärmeentnahme durch die Zirkulation des Trägermediums durch Rohre aus hochdichtem Polyethylen, die in einer angemessenen Tiefe in einem See, Teich, Reservoir oder geeigneten Kanälen verlegt sind (vgl. Sarbu; Sebarchievici 2014). Der geschlossene Kreislauf hat den Vorteil, dass keine zusätzliche Filterung notwendig ist und der Wärmeübertrager in das Oberflächengewässer eingetaucht ist (vgl. Wu u.a. 2019). Der eingetauchte Wärmeübertrager ist eine Schlüsselkomponente des geschlossenen Systems (vgl. Yu; Zhang; You 2012). Ein wesentlicher Unterschied zwischen dem geschlossenen und offenen System ist der zusätzliche Wärmeübergang zwischen Seewasser und dem Trägermedium des Wärmeübertragers im See. Dies führt zwangsläufig zu Effizienzverlusten des geschlossenen Kreislaufs im Vergleich zum offenen Kreislauf einer Seewasserwärmepumpe. Eine weitere Studie zeigte, dass der Wärmewiderstand der Rohrwand des ursprünglichen Wärmetauschers der wichtigste Faktor ist, der die Wärmeübertragung einschränkt. Es wurde eine Kostenanalyse der Wärmetauscher mit verschiedenen Rohrmaterialien durchgeführt, und das Stahlrohr mit Korrosionsschutzbeschichtung erwies sich als optimal für die Verringerung des Wärmewiderstands der Rohrwand und die Wirtschaftlichkeit (vgl. Wu u.a. 2019). Diese elementaren Erkenntnisse wurden in einer weiteren Studie als Grundlage verwendet, denn es wurde ein Rohrbündelwärmeübertrager als Teil eines geschlossenen Kreislaufs für eine Seewasser-Wärmepumpe mit einer Rohrwand aus Metall angefertigt. Dabei wurde unter anderem das thermische Verhalten von Wärmeübertragern mit unterschiedlichen geometrischen Parametern untersucht (vgl. Wu u.a. 2019). Die Qualität des Wärmeübergangs zwischen Wasser und Wärmeträgermedium wird mit einem Gesamtübertragungskoeffizienten beschrieben (vgl. Wu u.a. 2019).

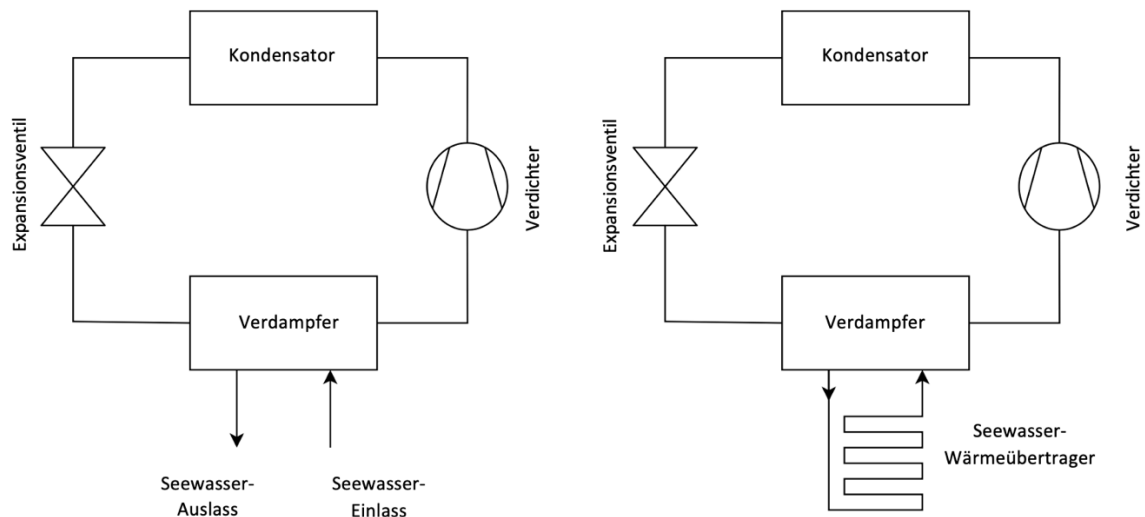


Abbildung 2 Seewärmepumpe mit offenem- (s. links) und geschlossenem Kreislauf (s. rechts)  
 Quelle: Eigene Darstellung nach (Vgl. Wu u.a. 2019)

Bislang wurde noch keine Untersuchung durchgeführt, die die jährlichen Effizienz und Wärmebedarfsdeckung einer Seewasserpumpe mit einem in den See eingetauchten Rohrbündelwärmeübertrager, der Stahl als Rohrwandmaterial verwendet, im Vergleich zu einer Erdwärmepumpe mit Erdsonden untersucht hat.

Auf Basis des vorgestellten Standes der Forschung soll diese Arbeit die Fragestellung beantworten, die sich aus einem Modell des bestehenden geothermischen- und des optimalen seethermischen Wärmepumpensystems ergeben. Ziel ist es zu prüfen, welchen Effekt eine Veränderung der Seewassertemperatur auf die Effizienz des seethermischen Wärmesystems hat. Darüber hinaus stellt sich die Frage des optimalen seethermischen Wärmesystems, welches einerseits von der Länge und Anzahl der Rohrbündel des Rohrbündelwärmeübertragers mit der höchsten Effizienz und andererseits von dem Nennvolumen der Pufferspeicher und deren Auswirkungen auf die Anzahl und Dauer der Heizzyklen, die Effizienz und das Temperaturverhalten der Speicher abhängt. Anhand eines jährlichen Vergleichs des bestehenden geothermischen und optimalen seethermischen Wärmesystems soll zudem die systemindividuelle Effizienz basierend auf der JAZ und der COP verglichen werden und die systemindividuelle Wärmebedarfsdeckung des Wärmesystems anhand der Speichertemperatur und der Anzahl und Dauer der Heizzyklen verglichen werden.

Um dieses einleitende Kapitel abzuschließen, wird der Aufbau der Masterarbeit dargelegt. Das Kapitel 2 befasst sich detailliert mit dem Referenzgebäude des betrachteten Wärmequartiers und der verwendeten Datengrundlage. Das Kapitel 3 beschreibt das Grundmodell. Hier wird zunächst in Kapitel 3.1 die Modellierung des Wärmesystems als gesamtes dargestellt. Dieses besteht aus den Systemkomponenten Wärmeübertrager in der Wärmequelle in Kapitel 3.2, die Wärmepumpe in Kapitel 3.3 und die Pufferspeicher in Kapitel

3.4. In Kapitel 4 werden anschließend drei Sensitivitätsanalysen (SA) durchgeführt. Dabei werden Eingangsvariablen variiert, um den optimalen Rohrbündelwärmeübertrager in Kapitel 4.4 und die optimalen Nennvolumen der Pufferspeicher in Kapitel 4.5 zu bestimmen. Das Kapitel 4.6 untersucht die Auswirkungen von Temperaturveränderungen der Wärmequelle auf die Systemeffizienz der See- und Erdwärmepumpe. Die Masterarbeit gipfelt in einem jährlichen Vergleich des geothermischen- und seethermischen Wärmepumpensystems in Kapitel 5. Die Ergebnisse und Schlussfolgerungen der Masterarbeit werden in Kapitel 6 zusammengefasst und abschließend in den Forschungsstand eingeordnet.

## 2 Ausgangslage und Datengrundlage

Bei dem Referenzobjekt handelt es sich um ein im Jahr 2018 fertiggestelltes Wärmequartier in Seenähe. Dieses Quartier besteht aus insgesamt 13 Mehrfamilienhäusern, von denen eines im folgenden Kapitel im Detail betrachtet wird. Im weiteren Verlauf wird die Modellbildung des Gebäudes und der für die Energieversorgungssysteme relevanten Randbedingungen erläutert und plausibilisiert. Von der i+R Gruppe wurden umfangreiche Unterlagen zur Verfügung gestellt.<sup>2</sup> Es war nicht möglich, energetische Verbräuche der installierten Zähler zu erhalten.

### 2.1 Referenzgebäude

In diesem Kapitel werden die Eigenschaften des ausgewählten Gebäudes und dessen Heizsystem beschrieben. Das Seedomizil besteht insgesamt aus 13 Mehrfamilienhäusern mit ca. 206 Wohnungen und 2-4 Gewerbeeinheiten. Diese Häuser sind mit Buchstaben von A – M bezeichnet. Dabei sind die Häuser C-M ausschließlich Wohngebäude. Die Häuser A und B haben zum Teil eine gewerbliche Nutzung (Nichtwohngebäude), werden jedoch auch zum Wohnen genutzt. Die Wohngebäude sind schematisch ähnlich aufgebaut und ausgestattet, weshalb diese Arbeit eines davon exemplarisch betrachtet. Die Erkenntnisse lassen sich auf die weiteren übertragen. Die Wahl fiel auf das Gebäude J, da dieses nach den vorläufigen Berechnungen des Energieausweises den Heizwärmebedarf aufweist, der am ehesten dem Quartiersmittel entspricht. Hiermit wäre es möglich, das Gebäude vielfach abzubilden und es als Wärmequartier zu betrachten.

Das Gebäude J hat sechs Stockwerke mit insgesamt 18 Wohnungen. Den Daten des Energieausweises zufolge hat das Gebäude eine Brutto-Grundfläche von 1.919,2 m<sup>2</sup> und die Kompaktheit (Verhältnis der wärmeübertragenden Hüllfläche zum beheizten Volumen) beträgt  $0,35 \frac{1}{m}$ . Nach den Angaben des Energieausweises handelt es sich um ein Niedrigstenergiehaus mit einem Heizwärmebedarf von  $24 \frac{kWh}{m^2a}$ .

Der Wärmeerzeuger ist eine Wärmepumpe von Stiebel Eltron mit der Modellbezeichnung „WPE-I 44 H 400 Premium“. Dabei handelt es sich um eine Sole-Wasser-Wärmepumpe mit einer Wärmeleistung von 26,71 kW bei B0/W35 (EN 14511) und R410A als Kältemittel. Im Quartierskontext betrachtet, erfolgt die Heizung der Mehrfamilienhäuser immer gebäudezentral. Die Wärmepumpe deckt im monovalenten Betrieb den anfallenden Wärmebedarf für Raumwärme und Brauchwarmwasser über die beiden vorhandenen Pufferspeicher. Die Wärmepumpe wird entweder für den Heiz- oder den Warmwasserbetrieb angefordert, wobei die Steuerung über die im Pufferspeicher verbauten Temperaturfühler geregelt ist.

---

<sup>2</sup> Die Unterlagen liegen dem Autor vor, es ist nicht möglich diese öffentlich zugänglich zu machen

Es gibt einen Nieder- (NTP) und einen Hochtemperaturpuffer (HTP), die den Heizwärme- bzw. den Brauchwarmwasserbedarf decken. Der HTP und der NTP werden mit einer Vorlauftemperatur (VL-Temperatur) von 65°C bzw. 40°C und einer

Rücklauftemperatur (RL-Temperatur) von 60°C bzw. 35°C beheizt. Das installierte Wärmeabgabesystem ist eine Fußbodenheizung (FBH). Für die FBH wird der NTP rund 1 – 2°C über der benötigten Vorlauftemperatur (VL-Temperatur) (geführt nach der Außentemperatur) gehalten. Die Regelung der Raumwärme erfolgt in den jeweiligen Räumen mit Thermostatventilen. Der HTP gibt seine Wärme über Frischwassermodule an die Warmwasserleitungen ab. Die Frischwasserstation ist ein Wärmeübertrager, der über die Wärme des HTP das Kaltwasser erhitzt und es damit als Brauchwarmwasser nutzbar macht. Die notwendige Warmwassertemperatur wird über eine Pumpe und einen Temperaturfühler am BWW-Austritt der Frischwasserstation geregelt. Daher gibt es am Pufferspeicher Anschlüsse für die Frischwassermodule des Typen T50/80. Die Pufferspeicher mit einem Nennvolumen von 1500 l, einem Durchmesser von 0,950 m und einer Höhe von 2,174 m sind vom Typ „PS-R“ von DeltaSolar. Das Material ist Stahl S235JR mit einer 120 mm Faservliesdämmung.

Die notwendige Umweltwärme zur Nutzung der Sole-Wasser-WP wird dem Erdreich über Erdsonden entnommen. Hierzu liegt ein Bericht der Firma i+R geotech GmbH eines TRT und die Auslegung des Erdwärmesondenfeldes vor. Die TRT-Messung erfolgte vom 11.01.2016 bis zum 15.01.2016. Die nachfolgenden Eigenschaften der geothermischen Bohrung basieren auf dem oben genannten Bericht. Der Sondentyp ist eine Doppel-U-Sonde DA 40\*3,7 mm, mit einer Sondenlänge (Bohrmeter) von 200 m, einem Bohrdurchmesser von 161 mm und einer Sondenanzahl von 5. Das Hinterfüllmaterial der Sonden ist Zement-Bentonit-Suspension, also ein pumpfähiges Mischprodukt aus Zement, Füllern und Tonmineralen. Bei der Sondenbefüllung handelt es sich um ein Wasser-Glykol-Gemisch mit Monoethylenglykol. Das Ergebnis des Berichts listet eine spezifische Entzugsleistung von  $41,83 \frac{\text{W}}{\text{Bohrmeter}}$ .

An dem Referenzobjekt ist außerdem eine solarthermische Anlage mit einer Aperturfläche von 54 m<sup>2</sup> installiert. Grundsätzlich dient die Anlage zum Heizen des Brauchwarmwassers. Sollte der HTP im Solltemperaturbereich sein, heizt die solarthermische Anlage den NTP.

### 2.1.1 Regelung

Das Realsystem wird über Temperaturfühler in den Pufferspeichern geregelt. Befindet sich die jeweilige Speichertemperatur unterhalb der Temperaturgrenze, wird der Betrieb der Wärmepumpe angefordert, bis die Speichertemperatur die obere Grenze erreicht hat. Gleichzeitig wird sichergestellt, dass die Wärmepumpe nur einen Pufferspeicher gleichzeitig beheizen kann. Es handelt sich dabei um eine Zweipunktregelung mit Hysterese. Die Regelung ist in Abbildung 3 dargestellt. Sollte die Speichertemperatur  $T_s$  die obere Temperaturgrenze  $T_H$  überschreiten, wird die Wärmepumpe ausgeschaltet (Bed.1). Sollte die Speichertemperatur

$T_s$  die untere Temperaturgrenze  $T_K$  unterschreiten, wird die Wärmepumpe eingeschaltet (Bed.2). Die letzte Bedingung ermöglicht den durchgehenden Heizbetrieb von der unteren zur oberen Temperaturgrenze. Wenn die Wärmepumpe im vorherigen Zeitschritt eingeschaltet war und sich die Speichertemperatur zwischen der oberen und der unteren Temperaturgrenze befindet (Bed.3), bleibt die Wärmepumpe eingeschaltet. Falls nicht, wird die Wärmepumpe ausgeschaltet. Das Regelungsschema gilt für beide Pufferspeicher mit unterschiedlichen Temperaturgrenzen. Der HTP hat eine obere Temperaturgrenze von  $T_H = 65\text{ °C}$  und eine untere Temperaturgrenze von  $T_K = 55\text{ °C}$ . Der NTP hat eine obere Temperaturgrenze von  $T_H = 45\text{ °C}$  und eine untere Temperaturgrenze von  $T_K = 40\text{ °C}$ . Die Wärmepumpe wird entweder für den Heiz- oder Warmwasserbetrieb angefordert und sollten beide Pufferspeicher die niedrige Temperaturgrenze unterschritten haben, wird der HTP bevorzugt.

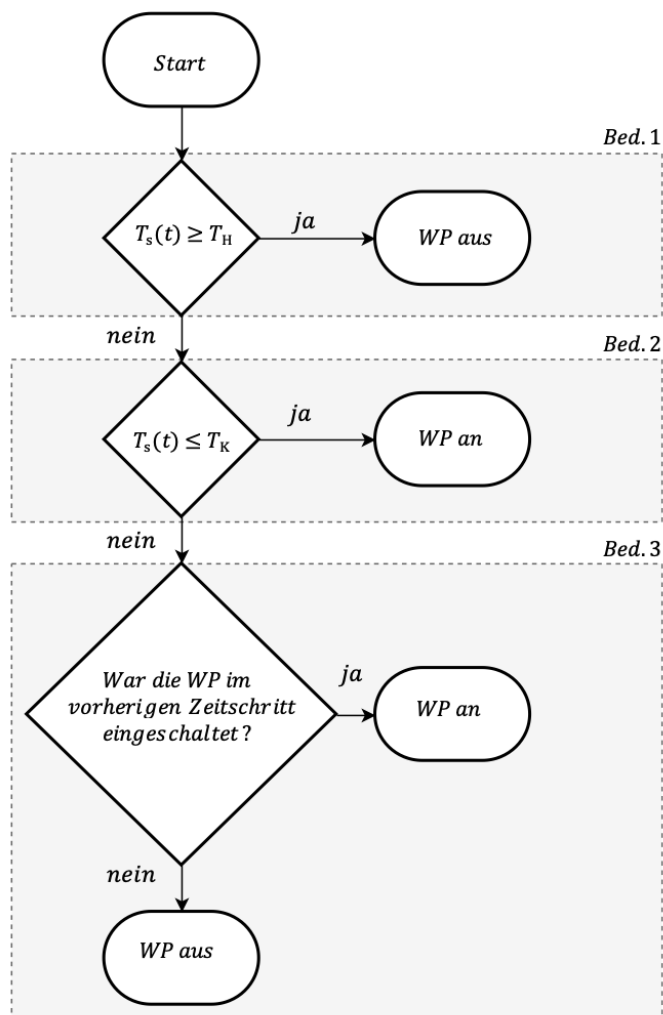


Abbildung 3 Regelungsschema der Wärmepumpe  
Quelle: Eigene Darstellung

## 2.2 Datengrundlage

Die Modellbildung erfolgt über die Python Version 3.7 (vgl. van Rossum; Python Software Foundation 2023). In Python werden die Realsysteme über Energiebilanzen abgebildet, was es ermöglicht, das Systemverhalten zu simulieren.

Zunächst wird die Datengrundlage erläutert, die für beide Systeme identisch ist.

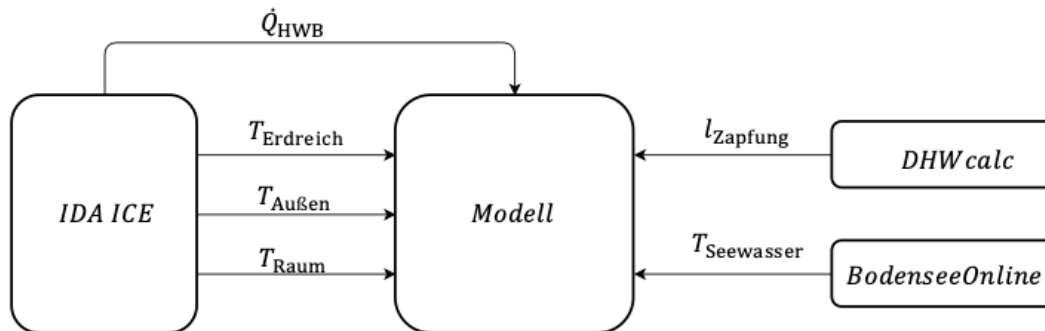


Abbildung 4 Eingabedaten in das Modell  
Quelle: Eigene Darstellung

In Abbildung 4 sind die Eingabedaten in das Modell dargestellt, welche als Grundlage für den Modellaufbau beider Systeme verwendet werden. Diese Daten werden im Vorhinein erläutert und plausibilisiert. Bei diesen Daten handelt es sich um den Heizwärmebedarf ( $\dot{Q}_{HWB}$ ), den Brauchwarmwasserbedarf ( $\dot{Q}_{BWW}$ ) bzw. das Zapfprofil ( $l_{Zapfung}$ ), die Seewassertemperatur im Bodensee ( $T_{Seewasser}$ ), die Erdreichtemperatur ( $T_{Erdreich}$ ), die Außentemperatur am Standort ( $T_{Außen}$ ) und die mittlere Raumtemperatur beim Speicher ( $T_{Raum}$ ).

Der Heizwärmebedarf stammt aus dem Anlagen- und Simulationsprogramm IDA ICE mit der Version 4.8 (EQUA Simulation AB o. J.). IDA ICE ist eine detaillierte, dynamische und multi-zonale Simulationsanwendung, mit der die Realität über physikalische Modelle abgebildet wird. Das betrachtete Gebäude wurde im Rahmen einer Projektarbeit abgebildet (vgl. Gaiser 2022). Diese Projektarbeit bestimmt den HWB des Gebäudes. Eine grafische Darstellung des Modells ist im Anhang A.1 zu finden. Die vorhandenen Ausführpläne des Gebäudes wurden zunächst in das IDA ICE Modell eingepflegt. Es sind Zonen für jedes Stockwerk erstellt und in beheizt und unbeheizt aufgeteilt worden. Insgesamt besteht das Gebäude aus elf Zonen, wovon fünf beheizt und sechs unbeheizt sind. Analog zum Energieausweis ist die Soll-Raumtemperatur als 20°C definiert. Die verwendeten Baumaterialien und der Wandaufbau sind nach den Angaben im Energieausweis in die Software eingepflegt worden. Die Simulation wird in Minutenschritten über das Jahr 2021 durchgeführt. Nachfolgend wird die Plausibilität der Simulationsdaten anhand der Berechnungen aus dem Energieausweis geprüft. Das Gesamtvolumen des Modells unterscheidet sich um circa ein Prozent und die Kompaktheit  $A/V$  um beinahe null Prozent. Der mittlere U-Wert unterscheidet sich um etwa fünf Prozent und



fällt zugunsten des IDA ICE Modells aus. Die Abbildung 5 zeigt einen ähnlichen charakteristischen Wärmeverlauf über die einzelnen Monate. Die Berechnung des HWB ergibt laut dem Simulationsmodell 47.526,3 kWh und gemäß dem Energieausweis 46.619 kWh. Das ist eine Abweichung von circa zwei Prozent. Auf Basis dieses Simulationsmodell zur Abbildung der bauphysikalischen Eigenschaften wird der HWB für die weiteren Berechnungen verwendet.

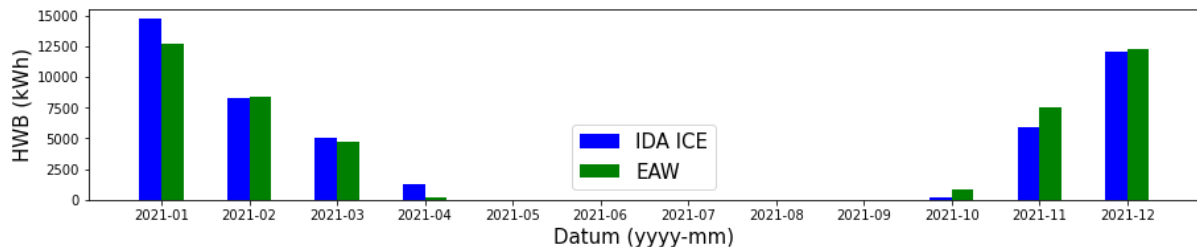


Abbildung 5 Heizwärmebedarf nach IDA ICE Modell und Energieausweis<sup>3</sup>  
Quelle: Eigene Darstellung

Abbildung 6 zeigt den jährlichen Heizwärmebedarf in einer minütlichen Auflösung, der einem typischen Verlauf des Heizbedarfs über das Jahr entspricht. Diese Daten stammen aus dem IDA ICE Simulationsmodell eines repräsentativen Gebäudes des Seedomizils.

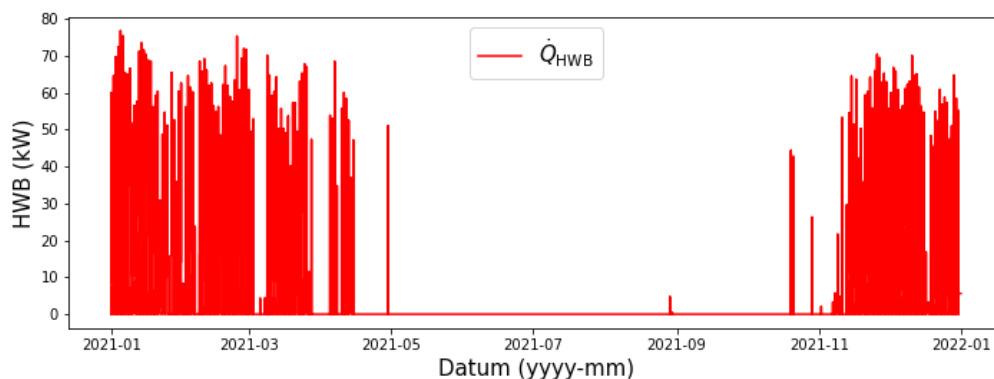


Abbildung 6 Heizwärmebedarf in minütlicher Auflösung  
Quelle: Eigene Darstellung

Für die Berechnung des Brauchwarmwasserbedarfs war es nicht möglich, Realdaten zu erhalten. Da Zapfereignisse eine hohe Standardabweichung aufweisen, ist es notwendig, ein Trinkwasser-Zapfprofil auf statistischer Basis zu generieren. Diese Möglichkeit bietet das Werkzeug DHWcalc (vgl. Jordan; Vajen 2017). Das Programm verteilt Trinkwasser-Zapfungen in Abhängigkeit einer Wahrscheinlichkeitsfunktion statistisch über das Jahr. Die Wahrscheinlichkeit für kleinere bis mittlere Zapfungen ist zwischen 5:00 und 23:00 Uhr gleichverteilt. Höhere Warmwasserentnahmen wie Duschen und Baden sind morgens und abends

<sup>3</sup> Die Daten sind unter folgendem Link abrufbar:  
[https://www.dropbox.com/s/te0obywomih47/IDA\\_ICE\\_DATA\\_AUFBEREITET.csv?dl=0](https://www.dropbox.com/s/te0obywomih47/IDA_ICE_DATA_AUFBEREITET.csv?dl=0)

wahrscheinlicher, wie in Abbildung 7 deutlich wird. Die Randbedingungen für diese Zapfereignisse können frei ausgewählt werden, wobei der Zeitraum mit einer minütlichen Auflösung über 365 Tage gewählt wurde. Der Tagesverbrauch orientiert sich am Energieausweis mit  $2100 \frac{1}{d}$  und die maximale Entnahmerate liegt laut vorliegendem Hydraulikschema bei  $106,2 \frac{1}{min}$ . Das generierte Profil hat die Einheit  $l_{Zapfung}$  in Liter pro Stunde wird als Text-Datei gespeichert und in Python eingelesen. Der Massenstrom  $\dot{m}_{DHWcalc}$  wird über den Ausdruck

$$\dot{m}_{DHWcalc} = \frac{l_{Zapfung}}{3600} \rho_w \quad (1)$$

berechnet. Dabei ist  $\rho_w$  die Wasserdichte, welche bei einer mittleren Temperatur bestimmt wird, und geht als konstante in die Berechnung ein.

$$\rho_w = \rho \left( \frac{T_a + T_e}{2} \right) \quad (2)$$

Der Brauchwarmwasserbedarf  $\dot{Q}_{BWW}$  wird folgendermaßen definiert:

$$\dot{Q}_{BWW} = \dot{m}_{DHWcalc} c_w (T_e - T_a) \quad (3)$$

Dabei ist  $T_e$  die konstante Temperatur des Kaltwassernachflusses,  $T_a$  ist die Zapftemperatur und  $c_w$  die spezifische Wärmekapazität, die bei einer mittleren Temperatur zwischen  $T_a$  und  $T_e$  bestimmt wird. Der Bedarf für BWW wird unter der Annahme von einer konstanten Zapftemperatur  $T_a$  von  $45^\circ\text{C}$  nach der Vorgabe des Energieausweises und einer Temperatur des Kaltwassernachflusses  $T_e$  von  $10^\circ\text{C}$  bestimmt. Diese Temperatur dient als Planungsprämisse für Trinkwasserinstallationen am Hausanschluss (vgl. Schauer 2019).<sup>4</sup>

Das Ergebnis für einzelne exemplarische Wochentage ist in Abbildung 7 dargestellt. Es wird deutlich, dass an Werktagen die Bedarfsspitzen für Brauchwarmwasser vor allem morgens sind. Die Leistungsspitzen betragen bis zu 125 kW. Am Wochenende sind die Zapfungen gleichmäßiger über den Tag verteilt und weisen geringere Leistungsspitzen bis etwa 60 kW auf. Es ist vor allem das Duschen und Baden an Werktagen, welches nach dem DHWcalc Profil diese mehr als doppelt so hohe Leistungsspitze zur Folge hat. Der über das DHWcalc Zapfprofil berechnete BWW-Jahresbedarf beträgt 31.041 kWh. Gleichzeitig liegt dem Autor das Ergebnis einer weiteren Berechnung dieses Bedarfs mit einem Wert von 31.269 kWh vor.

---

<sup>4</sup> Die Berechnung der Daten ist unter folgendem Link abrufbar:  
<https://www.dropbox.com/s/9jqyjf6tvxvhru7/Datenaufbereitung.ipynb?dl=0>

Auf Basis des DHWcalc Zapfprofils wurde ein Brauchwarmwasserbedarf  $\dot{Q}_{\text{BWW}}$  erstellt und wird für die weitere Berechnung verwendet.

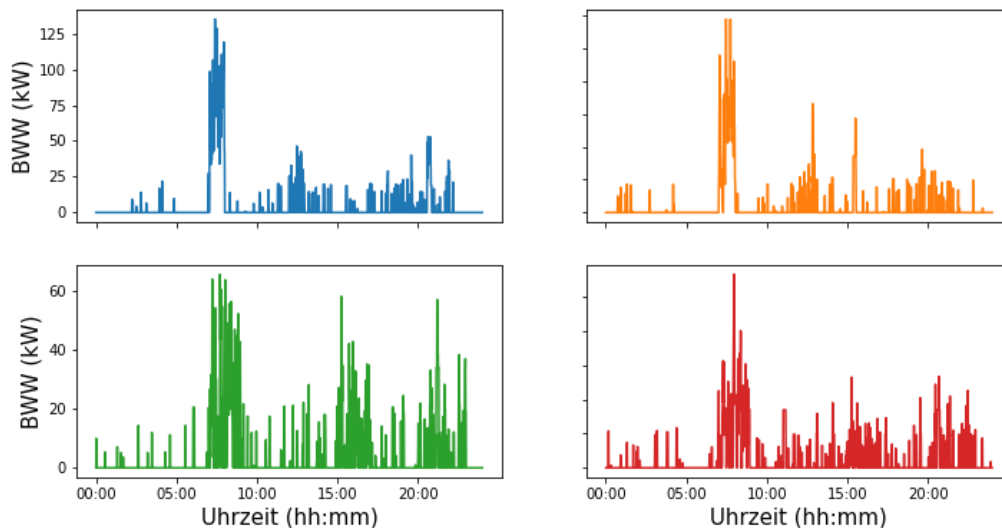


Abbildung 7 Brauchwarmwasserbedarf<sup>5</sup>  
Exemplarisch dargestellt für ersten Montag (s. oben links), ersten Mittwoch (s. oben rechts), ersten Samstag (s. unten links) und ersten Sonntag (s. unten rechts) des Jahres 2021

In diesem Absatz wird die für die Modellierung verwendete Erdreichtemperatur beschrieben. Der in Abbildung 8 (s. links) dargestellte Erdreichtemperaturverlauf ist dem Simulationsprogramm IDA ICE entnommen und in Python eingelesen worden. Die mittlere Erdreichtemperatur  $\bar{T}_{\text{Erdreich}}$  wird bis zu 100 m Tiefe konstant mit ca. 10°C angenommen (vgl. Huber 2014, S. 5). Folglich beschreibt der Datensatz bis 100 m Tiefe den Temperaturverlauf im Erdreich gut. Die Bohrlänge der Sonden beträgt jedoch 200 m. Aus diesem Grund werden die genutzten Erdreichtemperaturen für die weitere Verwendung modifiziert. Nachdem 100 m erreicht sind, wird in der Literatur ein Temperaturanstieg von  $0,032 \frac{\text{K}}{\text{m}}$  beschrieben (vgl. Huber 2014, S. 5). Daher wird für die Abbildung des geothermischen Systems, eine mittlere Erdreichtemperatur  $\bar{T}_{\text{Erdreich}}$  über den Temperaturverlauf von 200 m Tiefe berechnet und verwendet, welche in der Farbe gelb in Abbildung 8 dargestellt wird (s. rechts). Dabei ist die Temperatur  $\bar{T}_{\text{Erdreich}}$  über die Tiefe gemittelt und die Temperatur  $T_{\text{Erdwärme}}$  ist der tatsächlich berechnete Temperaturverlauf nach der Tiefe.

<sup>5</sup> Die Daten sind unter folgendem Link abrufbar:  
[https://www.dropbox.com/s/owfx6dm7wkjf27s/Domestic\\_Hot\\_Water\\_Q\\_dot.csv?dl=0](https://www.dropbox.com/s/owfx6dm7wkjf27s/Domestic_Hot_Water_Q_dot.csv?dl=0)

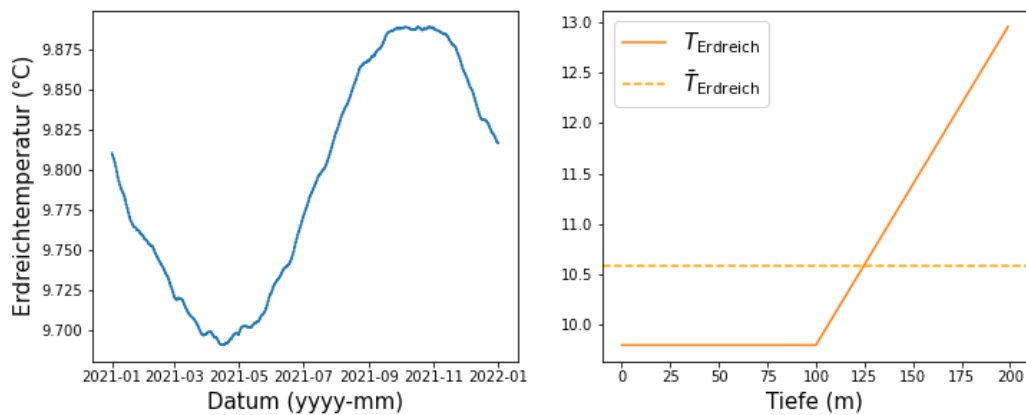


Abbildung 8 Erdreichtemperatur im Jahresverlauf und Temperaturverlauf in Abhängigkeit der Tiefe<sup>6</sup>  
 Erdreichtemperatur des IDA ICE Datensatz über das Jahr 2021 (s. links) und Temperaturverlauf in Abhängigkeit der Tiefe nach Huber (2014) als Temperatur  $T_{\text{Erdreich}}$  über die Tiefe und als gemittelte Temperatur  $\bar{T}_{\text{Erdreich}}$  (s. rechts)

Für die Abbildung der Seewassertemperatur im Bodensee wird die in Abbildung 9 dargestellte Datengrundlage verwendet. Auf eine direkte Anfrage an das Institut für Seenforschung (ISF) der Landesanstalt für Umwelt Baden-Württemberg (LUBW) wurden Temperaturdaten in Abhängigkeit der Tiefe über das BodenseeOnline-Informationssystem ausgegeben und dem Autor zur Verfügung gestellt (vgl. ISF 2022b). Dabei handelt es sich um Temperaturdaten in stündlicher Auflösung. Diese stehen für mehr als 50 Tiefen bereit. Die internationale Gewässerschutzkommission für den Bodensee (IGKB) hat in den Bodensee-Richtlinien 2005 die Anforderungen an ein solches System für die thermische Nutzung vorgeschrieben (vgl. IGKB 2014, S. 20). Unter anderem wird hier eine Entnahmetiefe von 0 – 40 m definiert. Für die weitere Betrachtung wird eine Entnahmetiefe von 40 m definiert, um wetterbedingte Seewassertemperaturschwankungen im Winter zu minimieren, denn das Seewasser zeigt sich in tiefen Schichten unsensibel gegenüber Außentemperaturänderungen. Im Gegensatz dazu reagieren die oberen Schichten deutlich stärker auf die Temperaturänderungen. Wird die Abbildung 9 betrachtet, zeigen sich zwei unerwartete Temperaturverhalten. Zum einen treten etwa 12 Temperaturspitzen über das Jahr auf. Eine mögliche Ursache hierfür ist die Durchmischung des Wassers durch starke Böen. Zum anderen zeigt der Temperaturverlauf über das Jahr betrachtet einen zunehmenden Trend, trotz sinkender Lufttemperaturen. Dabei kann die herbstliche Durchmischung des Bodensees eine Erklärung sein. Die herbstliche Durchmischung ist ein natürlicher Prozess, bei dem die Schichtung des Sees aufgehoben wird und das Wasser in der gesamten Tiefe des Sees vermischt wird. Die von dem ISF zur Verfügung gestellten Daten werden als Datengrundlage für das Modell verwendet.

<sup>6</sup> Die Daten sind unter folgendem Link abrufbar:  
[https://www.dropbox.com/s/te0obywomih47/IDA\\_ICE\\_DATA\\_AUFBEREITET.csv?dl=0](https://www.dropbox.com/s/te0obywomih47/IDA_ICE_DATA_AUFBEREITET.csv?dl=0)

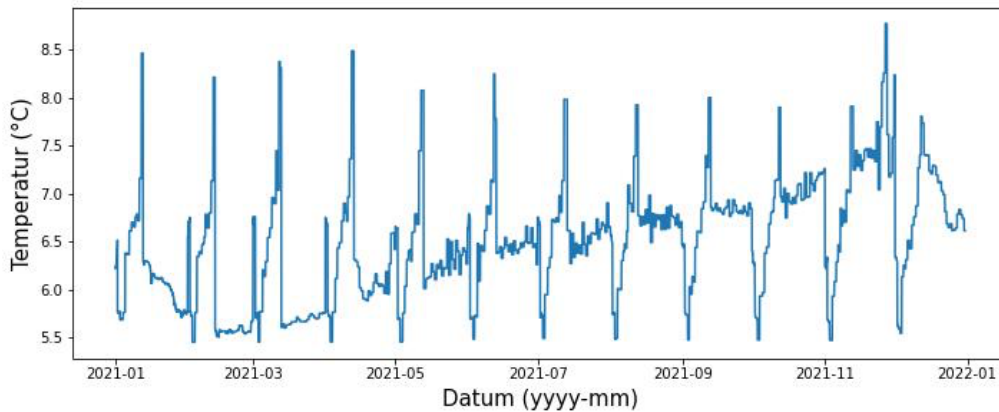


Abbildung 9 Temperaturen des Bodensees bei einer Tiefe von 40 m über das Jahr 2021<sup>7</sup>

Die Lufttemperatur ist in Abbildung 10 (s. oben) dargestellt. Diese Daten basieren auf einem Klimadatensatz, der in Bregenz von einer Wetterstation gemessen wurde. Die Raumtemperatur beim Speicher ist in Abbildung 10 (s. unten) abgebildet und ist ein Ausgabedatensatz der IDA ICE Simulation des Referenzgebäude und entspricht der Temperatur der Zone des unbeheizten Kellers. Über diese Temperatur wird der Wärmeverlust am Pufferspeicher an die Umgebung berechnet. Da die Wechselwirkungen zwischen Pufferspeicher und Raumtemperatur in diesen Daten nicht vorhanden sind, wird die mittlere Raumtemperatur dafür verwendet.

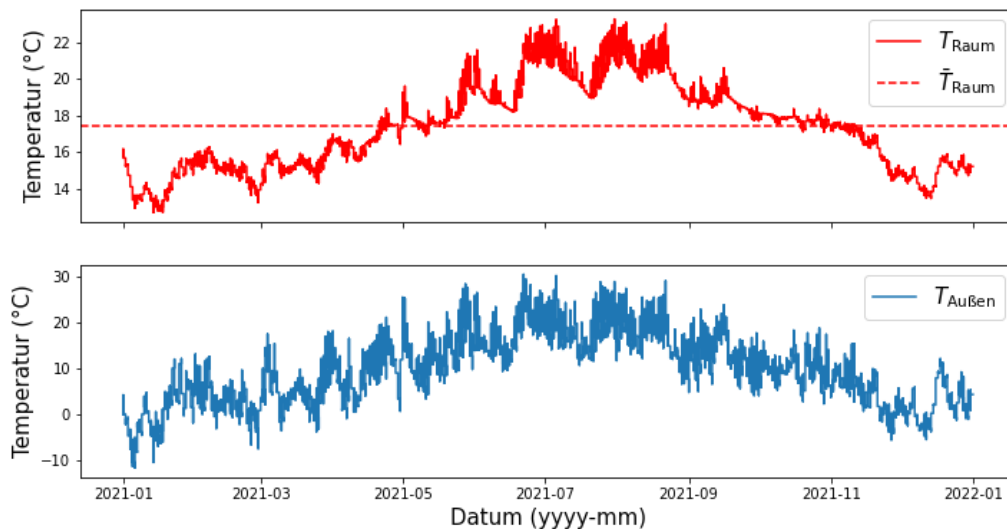


Abbildung 10 Raumtemperatur beim Speicher (s. oben) und Lufttemperatur in Bregenz (s. unten)<sup>8</sup>

<sup>7</sup> Die Daten sind unter folgendem Link abrufbar:  
<https://www.dropbox.com/s/cypb5a9qcwzvnvgg/40.32-Tabelle%201.csv?dl=0>

<sup>8</sup> Die Daten sind unter folgendem Link abrufbar:  
<https://www.dropbox.com/s/v735srh0yj4xvow/Temperaturen.csv?dl=0>

In diesem Kapitel sind die Eingabedaten des Modells dargestellt worden. Der Wärmebedarf des repräsentativen Gebäudes wird über einen Heizwärmebedarf und Brauchwarmwasserbedarf abgebildet. Zusätzlich wird die Raumtemperatur beim Speicher verwendet, damit die Wärmeverluste des Pufferspeichers an die Umgebung berechnet werden können. Das nachfolgende Kapitel soll zunächst einen Überblick des modellierten Gesamtsystems darlegen und danach die einzelnen Systemkomponenten im Detail erklären.

### 3 Grundmodell

Das Kapitel 3.1 gibt einen Überblick über das modellierte Gesamtsystem der Wärmepumpensysteme des Gebäudes und dessen Energieversorgung, das als Grundlage in Kapitel 2 beschrieben wurde. Damit soll ein Verständnis des Modellablaufs vermittelt werden, bevor die einzelnen Komponenten in den nachfolgenden Unterkapiteln detailliert erläutert werden. Das Gesamtsystem besteht aus drei Systemkomponenten. Diese sind der Wärmeübertrager in Abhängigkeit von der Wärmequelle (Erdsonden oder Rohrbündelwärmeübertrager), die Wärmepumpe und die thermischen Speicher (Nieder- und Hochtemperaturpuffer).

Das Grundmodell bildet die Basis für diese Masterarbeit<sup>9</sup>. Das Simulationsmodell als Python-Skript ist identisch zum Hauptteil aufgegliedert.<sup>10</sup> Für dieses Kapitel wurde eine Komplettberechnung des Modells für den 01.01.2021 vorgenommen und die Auswertungen zeigen einen exemplarischen Heizzyklus. Anhand dessen wird das Modellverhalten dargestellt und erläutert. Dabei wird das Modell bestehend aus den Systemkomponenten für einen gesamten Tag berechnet und in den jeweiligen Kapiteln werden nur die Ergebnisse gezeigt, die auch bisher über die Methodik, Modellbildung und Parametrierung erklärt wurden. Das heißt, sobald die Ergebnisse des Wärmeübertragers der jeweiligen Wärmequelle aufgezeigt und beschrieben werden, sind dort indirekte Wechselwirkungen mit weiteren Systemkomponenten vorhanden, die zu diesem Zeitpunkt allerdings noch nicht erklärt sind. Über das Kapitel 3 wird im ganzen Verlauf alles notwendige Wissen vermittelt.

---

<sup>9</sup> Das gesamte Simulationsmodell wird über den Link in der vorhandenen Ordnerstruktur ausgeführt und greift auf einen definierten Ordnerpfad für die Daten zu. Aus diesem Grund muss diese Datenstruktur beibehalten werden, damit das gesamte Modell ausgeführt werden kann. Es wird empfohlen den gesamten Ordner herunterzuladen und das Python-Skript über Jupyter Lab auszuführen. Der gesamte Ordner mit allen vorhandenen Daten ist unter folgendem Link abrufbar:

<https://www.dropbox.com/scl/fo/81dyk88ipfec6ofn8epnq/h?dl=0&rlkey=szm3cc62q1dd5kffhix3mhwad>  
und das Python-Skript (ist ein Bestandteil des gesamten Ordners) ist unter folgendem Link abrufbar:  
[https://www.dropbox.com/s/g1p0673svsp42yn/Code\\_Masterarbeit\\_Max\\_Gaiser.ipynb?dl=0](https://www.dropbox.com/s/g1p0673svsp42yn/Code_Masterarbeit_Max_Gaiser.ipynb?dl=0)

### 3.1 Gesamtsystem

In Abbildung 11 ist das abgebildete Gesamtsystem mit den einzelnen Systembestandteilen als Überblick dargestellt.

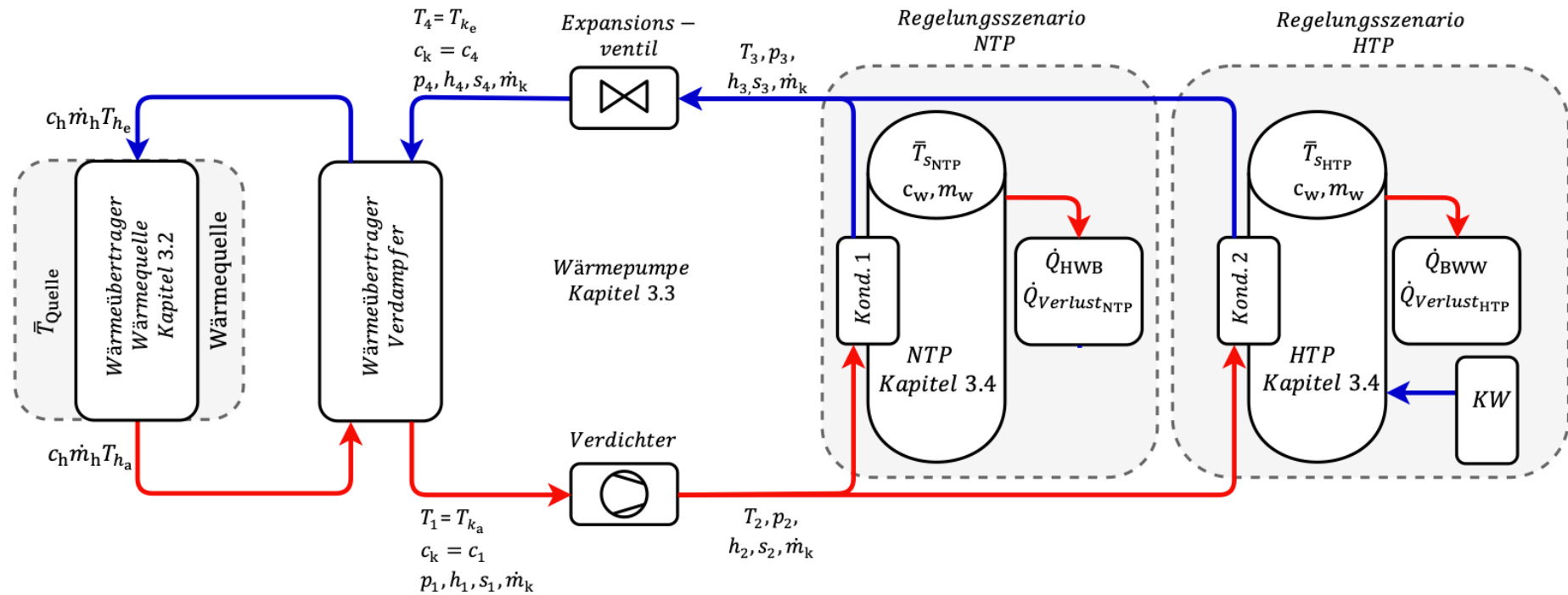


Abbildung 11 Gesamtsystem  
Quelle: Eigene Darstellung



In Abbildung 11 wird das im Modell abgebildete System von der Wärmequelle (s. links) bis zu den thermischen Speichern und dem Wärmebedarf dargestellt (s. rechts). Am Eintritt des Wärmeübertrager in der Wärmequelle (WÜ-WQ) liegt ein Wärmeträgermedium mit der Temperatur  $T_{h_e}$ , dem Massenstrom  $\dot{m}_h$  und der spezifischen Wärmekapazität  $c_h$  vor. Sobald das Fluid den Wärmeübertrager – Erdsonden oder Seewasserwärmeübertrager – durchströmt, findet ein Wärmeübergang zwischen Wärmequelle und dem Fluid statt. Am Austritt des WÜ-WQ hat das Wärmeträgermedium eine Temperatur von  $T_{h_a}$ , einen Massenstrom  $\dot{m}_h$  und eine spezifische Wärmekapazität  $c_h$ . Diese Variablen werden auch für den wärmeübertragerseitigen Eintritt in den Verdampfer verwendet. Am wärmepumpenseitigen Eintritt des Verdampfers liegt ein Kältemittel mit der Temperatur  $T_{k_e}$ , dem Massenstrom  $\dot{m}_k$  und der spezifischen Wärmekapazität  $c_k$  vor. Wenn das Wärmeträgermedium und das Kältemittel den Verdampfer durchströmen, findet ein Wärmeübergang statt, die Temperatur des Kältemittel steigt und es beginnt zu verdampfen. Das Kältemittel liegt daraufhin mit der Temperatur  $T_{k_a}$ , der spezifischen Wärmekapazität  $c_k$  und dem Massenstrom  $\dot{m}_k$  am Austritt des Verdampfers vor. Gleichzeitig hat das abgekühlte Wärmeträgermedium am Austritt des Verdampfers wieder eine Temperatur von  $T_{h_a}$ , einen Massenstrom  $\dot{m}_h$  und eine spezifische Wärmekapazität  $c_h$ . Diese Variablen werden für den nächsten Zeitschritt als Eintrittsgrößen in den WÜ-WQ verwendet. Auf Basis von Druck und Temperatur jeder Zustandsänderung im Kältekreis ist es möglich, die spezifische Enthalpie und die spezifische Entropie zu bestimmen. Aus Gründen der Überschaubarkeit wird dies in Kapitel 3.3 detailliert erläutert. Durch eine isentrope Verdichtung des Kältemittels erhöht sich die Temperatur  $T_{k_a}$  bzw.  $T_1$  zu  $T_2$  und der Druck von  $p_1$  zu  $p_2$ . In Abhängigkeit des Regelungsszenarios wird das Kältemittel an den Kondensator 1 (Kond.1) oder Kondensator 2 (Kond.2) weitergeleitet. Das Regelungsszenario funktioniert analog zu Kapitel 2.1.1 und gilt sobald die WP angefordert wird. So entspricht ein Regelungsszenario NTP einer angeforderten WP aufgrund der unterschrittenen Temperaturgrenze des NTP und das Regelungsszenario HTP aufgrund der unterschrittenen Temperaturgrenze des HTP. Das verdichtete Kältemittel wird in den Kondensator geführt und verflüssigt sich isobar während der Wärmeabgabe an den Pufferspeicher. Das führt zu einem flüssigen Kältemittel am Austritt des Kondensators mit der Temperatur  $T_3$  und dem Druck  $p_3$ . Während des Wärmeeintrags an den Pufferspeicher durch den Kondensator erhöht sich dessen Energieinhalt in Abhängigkeit der Temperaturdifferenz  $T_2 - T_3$ , dem Massenstrom  $\dot{m}_k$  und der spezifischen Wärmekapazität  $c_k$ . Zeitgleich reduziert sich der Energieinhalt des Pufferspeichers um den Brauchwarmwasserbedarf  $\dot{Q}_{BWW}$ , den Heizwärmebedarf  $\dot{Q}_{HWB}$  und die individuellen Wärmeverluste an die Umgebung  $\dot{Q}_{Verlust}$ . So deckt der NTP über die wasserführende Fußbodenheizung den Heizwärmebedarf an den Raum und der HTP über die Warmwasserleitungen den BWW-Bedarf. Der HTP erhält eine identische Menge Kaltwasserrückfluss bei Warmwasserentnahmen. Abschließend wird das flüssig vorliegende Kältemittel vom isenthalpen Expansionsventil entspannt und führt zu der Temperatur  $T_{k_e}$  bzw.  $T_4$ , dem Druck  $p_4$  und der spezifischen Wärmekapazität

$c_h$ . Damit ist das gesamte Wärmesystem und dessen Ablauf beschrieben. Nun folgt die detaillierte Betrachtung der Systemkomponenten.

### 3.2 Wärmeübertrager der Wärmequelle

In diesem Kapitel werden die Modellbildung, die Methodik, die Parametrierung und die Ergebnisse des Wärmeübertragers der Wärmequelle (WÜ-WQ) beschrieben. Der WÜ-WQ ist bei dem geothermischen Wärmepumpensystem die Erdsonde bzw. Erdsonden und bei dem seethermischen Wärmepumpensystem der Rohrbündelwärmeübertrager im See.

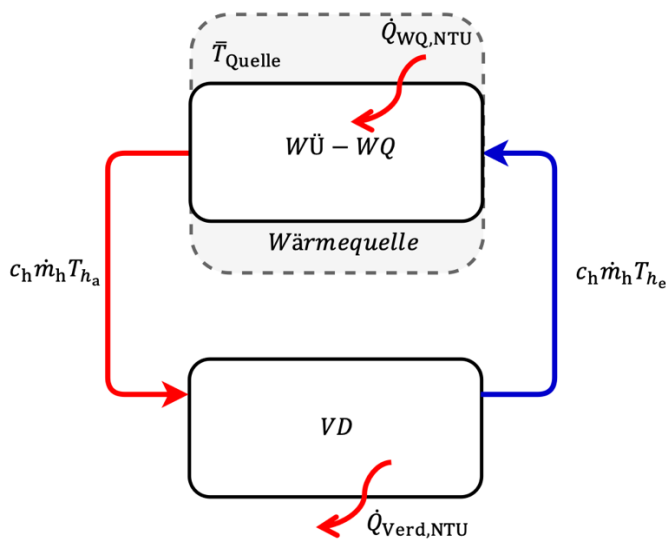


Abbildung 12 Schema des Wärmeübertragers der Wärmequelle  
Quelle: Eigene Darstellung

#### 3.2.1 Modellbildung

Ziel dieser Systemkomponente ist es, die Austrittstemperatur  $T_{h_a}$  und die übertragene Wärmeenergie der Wärmequelle  $\dot{Q}_{WQ,NTU}$  auf das zirkulierende Wärmeträgermedium zu berechnen. Dabei sind die Modellbildung und die Methodik für das geothermische und seethermische Wärmepumpensystem identisch. In Abbildung 12 ist das Schema des WÜ-WQ dargestellt. Bei der Wärmequelle handelt es sich bei dem geothermischen Wärmepumpensystem um das Erdreich und bei dem seethermischen Wärmepumpensystem um einen See. Am Eintritt liegt ein Fluid mit der spezifischen Wärmekapazität  $c_h$ , einem Massenstrom  $\dot{m}_h$  und einer Temperatur  $T_{h_e}$  vor. Sobald das Fluid den Wärmeübertrager durchströmt, wird Wärmeenergie von dem Erdreich oder dem Seewasser an das Fluid übertragen. Dies geschieht in Abhängigkeit des Wärmedurchgangskoeffizienten  $U$ , der Übertragungsfläche  $A$  und der mittleren Temperatur  $\bar{T}_{Quelle}$ . Am Austritt des Wärmeübertragers liegt das erwärmte Fluid mit der Temperatur  $T_{h_a}$  vor. Für die Modellierung wird nur eine Erdsonde bzw. ein Rohrbündel betrachtet und dabei wird angenommen, dass jede Erdsonde bzw. jedes Rohrbündel sich

thermisch identisch verhält. Das bedeutet, dass der Massenstrom vom Austritt des Verdampfers in den Wärmeübertrager der Wärmequelle eingeführt wird und sich dort verlustfrei und gleichmäßig auf die Anzahl der Erdsonden bzw. Rohrbündel aufteilt. Am Ende der Wärmeübertrager sammelt sich der Massenstrom wieder, wobei die Temperatur aller einzelnen Erdsonden bzw. Rohrbündel gleich ist. Es wird dabei angenommen, dass keine Reibungs- und Wärmeverluste zwischen den beiden Systemkomponenten Verdampfer (VD) und WÜ-WQ auftreten. Dies hat zur Folge, dass die physikalischen Größen (Temperatur, Massenstrom und spez. Wärmekapazität) am Verdampferaustritt gleich dem am Wärmeübertragereintritt sind und die des Wärmeübertrageraustritts gleich dem am Verdampfereintritt sind. Die Wärmeabgabe des zirkulierenden Wärmeträgermediums am Verdampfer ist dabei  $\dot{Q}_{\text{Verd,NTU}}$  und die Wärmeaufnahme durch die Wärmequelle ist  $\dot{Q}_{\text{WQ,NTU}}$ .

### 3.2.2 Methodik

Dieses Kapitel beschreibt die mathematischen Grundlagen der Modellierung für die Wärmeübertragungssysteme, die im Grundmodell Anwendung finden. Die Formel (4) beschreibt die dimensionslose Kennzahl NTU.

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (4)$$

Darin beschreibt  $U$  die Wärmeleitfähigkeit der Wärmequelle und  $A$  die Übertragungsfläche zur Wärmequelle. Die Wärmeleitfähigkeit  $U$  kann neben der Übertragungsfläche auch über die Länge  $L$  berechnet werden, sofern  $U$  in Abhängigkeit der Länge und nicht der Übertragungsfläche ist. Dann muss  $U$  die Einheit  $\frac{\text{W}}{\text{mK}}$  aufweisen. Die Formel (4) wird umformuliert und es entsteht der Ausdruck

$$NTU = \frac{UL}{c_h \dot{m}_h} \quad (5)$$

Die Wärmekapazitätsrate  $C_{\min}$  wird durch den Ausdruck in Formel (6) bestimmt.

$$C_{\min} = \min(C_h, C_k) \quad (6)$$

Dabei ist  $C_h$  die Wärmekapazitätsrate des heißen Fluids und  $C_k$  die Wärmekapazitätsrate des kalten Fluids. Der Massenstrom  $\dot{m}_h$  wird durch Umstellen der Formel (7) zu (8) berechnet.

$$\dot{Q}_{\text{TRT}} = c_h \dot{m}_h (T_{h_a} - T_{h_e}) \quad (7)$$

$$\dot{m}_h = \frac{\dot{Q}_{\text{TRT}}}{c_h \Delta T} \quad (8)$$

Dabei ist  $\dot{Q}_{\text{TRT}}$  die Auslegeleistung aller Erdsondenbohrungen,  $T_{h_a}$  die Temperatur am Austritt des Wärmeübertragers,  $T_{h_e}$  die Temperatur am Eintritt des Wärmeübertragers und  $\Delta T$  eine konstante Temperaturdifferenz für die hydraulische Auslegung eines Systems.

Die Temperatur am Austritt des Wärmeübertragers  $T_{h_a}$  wird über die Formeln (9), (10) und (11) berechnet.

$$\dot{T}_{h_a}(x) = -\frac{NTU}{L} (T_{h_a}(x) - \bar{T}_{\text{Quelle}}) \quad (9)$$

$$T_{h_a}(0) = T_{\infty}(t) \text{ oder} \quad (10)$$

$$T_{h_a}(0) = T_{h_a}(t). \quad (11)$$

Dabei wird die  $T_{h_a}(0)$  über verschiedene Gleichungen bestimmt, was in Kapitel 3.2.3 im Detail erläutert wird. Nun ist es möglich, die übertragene Wärmeleistung an den Wärmeübertrager  $\dot{Q}_{\text{WQ,NTU}}$  auf das Fluid über den Ausdruck

$$\dot{Q}_{\text{WQ,NTU}} = c_h \dot{m}_h (T_{h_a} - T_{h_e}) \quad (12)$$

zu berechnen.

### 3.2.3 Parametrierung

Dieses Kapitel beschreibt die Parametrierung der WÜ-WQ-Modelle. Das Flow-Chart zeigt dabei den Prozessablauf im Modell, der für beide Systeme gilt.

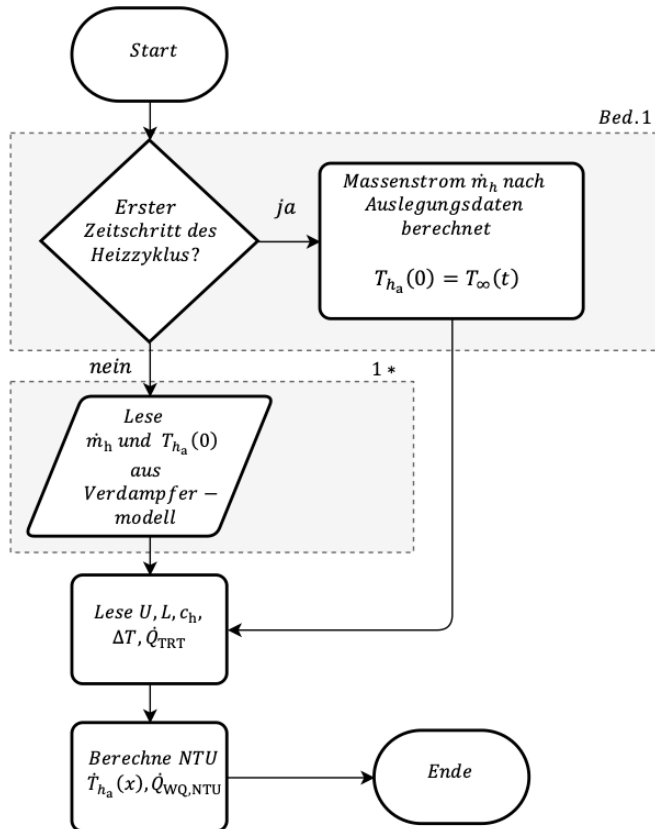


Abbildung 13 Flow-Chart des Wärmeübertragers in der Wärmequelle  
Quelle: Eigene Darstellung

#### Erdsonde

Damit die dimensionslose Kennzahl  $NTU$  nach Formel (7) berechnet werden kann, müssen die Größen  $U$ ,  $L$ ,  $c_h$ ,  $\dot{m}_h$  bestimmt werden. Die Wärmeleitfähigkeit des Erdreichs  $U$  wird über die Übersicht der spezifischen Entzugsleistung von unterschiedlichen Bodenarten nach VDI-Richtlinie 4640 berechnet (vgl. energie-experten 2021a). Dafür wird eine Bodenprobe des Standorts als Vorlage genutzt und es kann anhand der Probe eine mittlere Wärmeleitfähigkeit von  $\bar{U} = 1,901 \frac{W}{mK}$  über einen Meter Sondenlänge berechnet werden. Die gesamte Sondenlänge  $L$  beträgt 400 Meter. Für die Arbeit wird von einer maximalen Wärmeleitfähigkeit der Angaben aus der VDI-Richtlinie ausgegangen, da bei dem seethermische Vergleichssystem ebenfalls von optimalen Bedingungen ausgegangen wird. Das Trägermedium ist ein Wasser-Glykol-Gemisch mit Monoethylenglykol, welches die Wärme zum Verdampfer der Wärmepumpe transportiert. Das Wasser-Glykol-Gemisch hat ein Frostschutzgehalt bis  $-15 \text{ }^\circ\text{C}^{11}$ .

<sup>11</sup> Aus dem Inbetriebnahmeprotokoll des Seedomizils entnommen

Die spezifische Wärmekapazität in Abhängigkeit des Frostschutzgehalts beträgt  $c_h = 3755,1 \frac{\text{J}}{\text{kgK}}$  (vgl. A. Schweizer 2022). Der Massenstrom  $\dot{m}_h$  teilt sich verlustfrei und gleichmäßig auf die Anzahl der Erdsonden auf ( $\frac{\dot{m}_h}{5}$ ), durchströmt diese und wird wieder zusammengeführt. Als  $\bar{T}_{\text{Quelle}}$  wird die mittlere Erdreichtemperatur verwendet und ist bereits in Kapitel 2.2 beschrieben und in Abbildung 8 dargestellt. Die Berechnung wird in zwei Bedingungen aufgeteilt. Tritt die Bedingung ein, dass es sich um den ersten Zeitschritt eines Heizzyklus handelt (Bed.1), wird der nachfolgende Rechenweg gewählt: Der Massenstrom  $\dot{m}_h$  wird auf der Grundlage von Auslegungsparameter nach Formel (8) berechnet. Dabei ist das Temperaturdelta  $\Delta T$  mit  $3^\circ\text{C}$  festgelegt (vgl. Rosinski; Zapp 2011, S. 3) und die Gesamtleistung der Erdsonden beträgt nach dem Angaben des TRT 41.810 W. Damit ist es möglich, über die Formeln (9), (10) und (12) alle Variablen zu berechnen. Hierbei wird angenommen, dass zum Start jedes Heizzyklus die Temperatur am Eintritt des Wärmeübertragers der Außentemperatur am Standort entspricht. Dabei kann die Vorlauftemperatur aufgrund der Außentemperatur niemals kleiner als  $0^\circ\text{C}$  werden. Tritt die andere Bedingung ein, dass es sich nicht um den ersten Zeitschritt handelt (1\*), wird der nachfolgende Rechenweg gewählt: Der Massenstrom  $\dot{m}_h$  und die Anfangsbedingung  $T_{h_a}(t)$  sind berechnete Variablen aus dem Verdampfer-Modell und werden in Kapitel 3.3 im Detail erläutert. Damit ist es möglich über die Formeln (5), (9), (11) und (12) alle Variablen zu berechnen.

### **Rohrbündelwärmeübertrager**

Dieses Kapitel befasst sich mit der verwendeten Datengrundlage des Wärmeübertragers im See. Die Parametrierung basiert auf den Ergebnissen der Studie (Wu u.a. 2020) und erarbeitet den Einfluss von thermischen Eigenschaften auf die Qualität des Wärmeübergangs an einem Rohrbündelwärmeübertrager. Der in der Studie verwendete Wärmeübertrager ist in ein Wasserbecken getaucht und besteht aus 40 Rohrbündeln mit einem Außendurchmesser von 16 mm, einer Wanddicke von 2 mm und einer Länge von 960 mm. Die Qualität des Wärmeübergangs zwischen Wasser und Wärmeträgermedium wird mit einem Gesamtübertragungskoeffizienten beschrieben. Über die vorliegende Studie des Autors wird an folgenden Schlussfolgerungen angeknüpft: Der Wärmewiderstand der Rohrwand des getesteten Rohrbündelwärmeübertragers wird durch die Verwendung von Metallrohren anstelle von hochdichtem Polyethylen effektiv reduziert (vgl. Wu u.a. 2019). Der Gesamtwärmeübertragungskoeffizient des WÜ liegt zwischen  $485,3$  und  $588,1 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$ . Zur Integration dieser Erkenntnisse in die Masterarbeit wird der Gesamtübertragungskoeffizient als Mittelwert von  $536,7 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$  berechnet und für dieses Modell verwendet. Die Fläche eines Rohrbündels beträgt  $0,048 \text{ m}^2$  und der Gesamtübertragungskoeffizient über die Länge eines Rohrbündels beträgt  $U_L = 25,9 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$ . Es wird eine optimale Rohrbündelanzahl von 514 und eine Rohrbündellänge von 5,1 m angenommen. Das Trägermedium wird analog zu dem bestehenden System gewählt. Der Massenstrom  $\dot{m}_h$

teilt sich verlustfrei und gleichmäßig auf die Anzahl der Rohrbündel auf  $\left(\frac{\dot{m}_h}{514}\right)$ , durchströmt diese und wird wieder zusammengeführt. Für die nachfolgenden Berechnungen wird für die Variable  $T_{\text{Quelle}}$  die Seewassertemperatur nach Abbildung 9 verwendet. Die Berechnung nach den Bedingungen in Abbildung 13 wird analog zu dem Vorgehen bei dem geothermischen Wärmepumpensystem vorgenommen.

### 3.2.4 Ergebnisse

Zur besseren Übersichtlichkeit werden die Ergebnisse in allen Kapiteln in geothermischen Wärmepumpensystemen (Geo-WS) und seethermischen Wärmepumpensystem (See-WS) aufgeteilt. Um das Systemverhalten der einzelnen Komponenten darzustellen, wird für jede Komponente (Kapitel 3.2 und 3.3) derselbe exemplarische Heizzyklus zur Trinkwassererwärmung betrachtet, der in Abbildung 14 dargestellt ist. Es handelt sich hierbei also um eine Unterschreitung der unteren Temperaturgrenze der Speichertemperatur des HTP. Die Wärmepumpe wird nach dem Regelungsschema in Abbildung 3 angefordert und beheizt den Pufferspeicher, bis dieser die obere Temperaturgrenze erreicht hat. Auf der X-Achse zwischen Minute 760 und 769 beträgt die Ein- und Austrittstemperatur der Erdsonde  $T_{h_e}$  und  $T_{h_a}$   $0^\circ\text{C}$  (s. links). Ist dies der Fall, ist die Wärmepumpe nicht in Betrieb bzw. nicht angefordert. Ab Minute 770 erhöht sich die Ein- und Austrittstemperatur der Erdsonde über  $0^\circ\text{C}$  aufgrund der erfüllten Regelungsbedingung „WP an“ bis zu der Minute 784 (s. mitte). Ab Minute 785 bis 795 ist die Bedingung „WP aus“ erfüllt (s. rechts). Ein Heizzyklus ist folglich das Ereignis „WP an“ zwischen den Bedingungen „WP aus“ und „WP aus“, wie es in Abbildung 14 dargestellt ist.

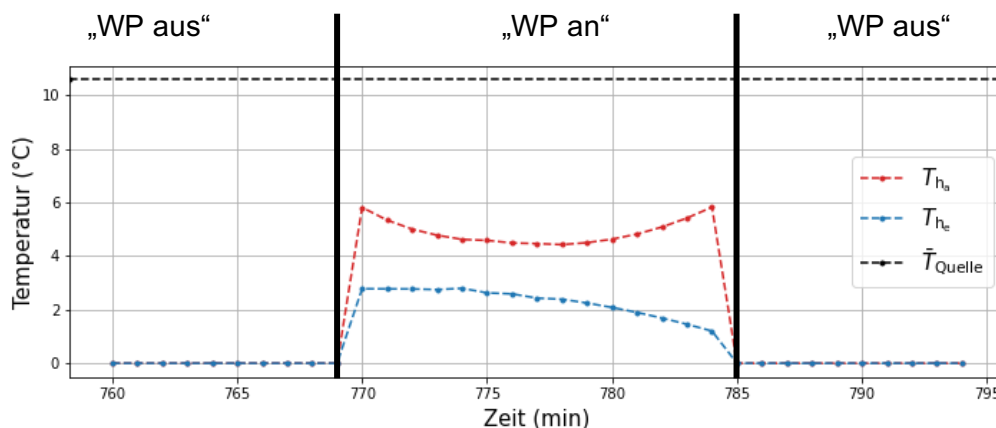


Abbildung 14 Exemplarischer Heizzyklus im Kontext der Regelung  
Quelle: Eigene Darstellung

### Erdsonde

Das Verhalten der Erdsonden im exemplarischen Heizzyklus ist in Abbildung 15 abgebildet und hat eine Dauer von 14 Minuten. So ist oben links erkennbar, dass die Austrittstemperatur des Wärmeträgermediums bei Minute 770 etwa  $6^\circ\text{C}$  beträgt, bis Minute 778 auf  $4,3^\circ\text{C}$  abfällt

und bis zum Ende des Heizzyklus zurück auf etwa 6°C ansteigt. Dabei sinkt die Eintrittstemperatur über den gesamten Heizzyklus von 2,8 auf 1,6°C ab. Die Temperaturdifferenz des Ein- und Austritts beträgt zunächst 3°C, verringert sich auf bis auf 2°C und steigt im weiteren Verlauf auf 4,5°C an. Der Massenstrom (s. unten links) beginnt bei  $5,1 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$ , steigt bis  $7,79 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$  an und fällt auf  $2,61 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$  ab. Die Ergebnisse zeigen, dass die entzogene Leistung des Erdreichs von 49 kW in Minute 770, bis 55 kW in Minute 778 weiter ansteigt und zum Ende des Heizzyklus auf 50,5 kW abfällt (s. unten rechts). Dabei wird dem Fluid eine Wärmemenge von 13,8 kWh zugeführt. Über die Gesamtlänge der Erdsonde wird unter dem Auslegungsmassenstrom von  $5,1 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$  die Temperatur des Fluids über die ersten vier Meter um 0,08°C, zwischen 40 und 44 m um etwa 0,07°C und zwischen 396 bis 400 m noch um 0,044°C erhöht.

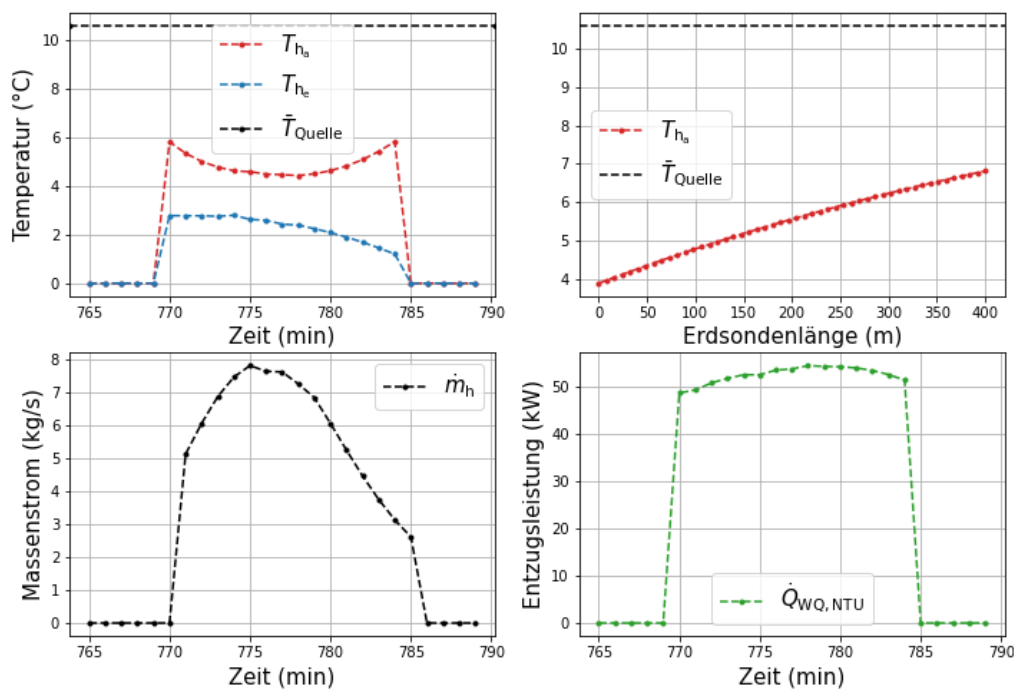


Abbildung 15 Ergebnisse der Erdsonde eines exemplarischen Heizzyklus  
Die Eintrittstemperatur  $T_{h_e}$  und die Austrittstemperatur  $T_{h_a}$  einer Erdsonde und die mittlere Erdreichtemperatur  $\bar{T}_{\text{Quelle}}$  (oben links), die Temperaturerhöhung des Wärmeträgermediums einer Erdsonde (oben rechts), der Massenstrom des Wärmeträgermediums  $\dot{m}_h$  (unten links) und die Entzugsleistung des Erdreichs  $\dot{Q}_{WQ,NTU}$  (unten rechts)

### Rohrbündelwärmeübertrager

In Abbildung 16 ist das Ergebnis eines exemplarischen Heizzyklus des Rohrbündelwärmeübertragers mit einer Dauer von 18 Minuten dargestellt. Die Austrittstemperatur des Wärmeträgermediums ist im ersten Zeitschritt des Heizzyklus 6,25°C, im zweiten 6,19°C und nimmt



langsam bis  $6,28^{\circ}\text{C}$  zu (s. oben links), wobei sich die Temperatur stark an die Seewassertemperatur von  $6,5^{\circ}\text{C}$  annähert. Die Eintrittstemperatur liegt bei  $3,2^{\circ}\text{C}$  und reduziert sich über den Heizzyklus weiter auf  $1,9^{\circ}\text{C}$ . Dabei zeigt sich, dass die Temperaturdifferenz von  $3^{\circ}\text{C}$  auf  $4,2^{\circ}\text{C}$  ansteigt. Der Massenstrom startet bei  $5,8 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$ , steigt auf  $6 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$  und fällt auf bis zu  $3,1 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$  ab (s. unten links). Die entzogene Leistung des Wassers ist über den Heizzyklus tendenziell von  $70,5$  auf  $53 \text{ kW}$  abnehmend. Diese Leistungsentnahme des Wassers führt zu einer Energiemenge von  $18,12 \text{ kWh}$ . Über den ersten Meter Rohrbündellänge steigt die Temperatur des Wärmeträgermediums um  $0,69^{\circ}\text{C}$  und bei dem letzten Meter noch  $0,2^{\circ}\text{C}$ . Dabei ist die exponentielle Annäherung des Wärmeträgermediums an die Seewassertemperatur von etwa  $6,5^{\circ}\text{C}$  zu erkennen.

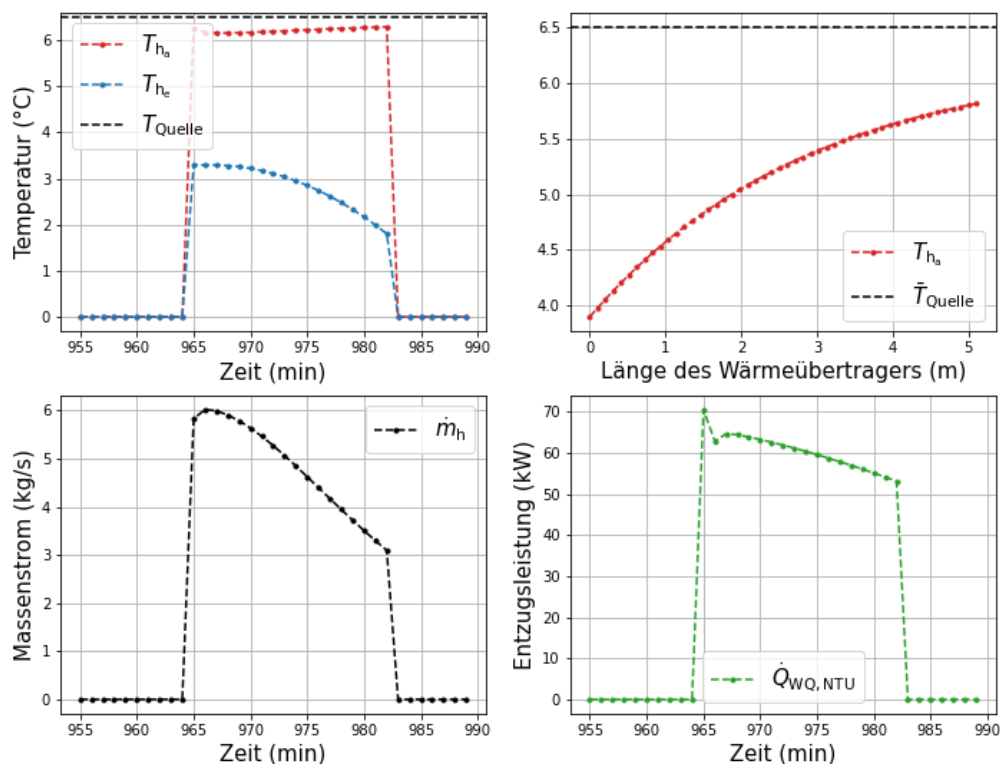


Abbildung 16 Ergebnisse des Rohrbündelwärmeübertragers eines exemplarischen Heizzyklus Die Eintrittstemperatur  $T_{h_e}$  und die Austrittstemperatur  $T_{h_a}$  eines Rohrbündels und die Seewassertemperatur  $T_{Quelle}$  (oben links), die Temperaturerhöhung des Wärmeträgermediums eines Rohrbündels (oben rechts), der Massenstrom des Wärmeträgermediums  $\dot{m}_h$  (unten links) und die Entzugsleistung des Seewassers  $\dot{Q}_{WQ,NTU}$  (unten rechts)

### 3.2.5 Diskussion

Die Ergebnisse zeigen, dass die Temperaturspreizung der Ein- und Austrittstemperatur auf den Massenstrom des Wärmeträgermediums zurückzuführen ist: Die Ergebnisse bestätigen,

dass ein höherer Massenstrom des Fluids bei einem maximalen Wert von  $7,79 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$  zu einer geringeren Temperaturspreizung von  $2^\circ\text{C}$  führt, während ein niedrigerer Massenstrom von  $2,61 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$  eine Temperaturspreizung von  $4,5^\circ\text{C}$  aufweist. Die Resultate deuten darauf hin, dass die Rücklauftemperatur der Erdsonde deutlich stärker durch den Massenstrom beeinflusst wird als die des Rohrbündels. Über den Heizzyklus variiert die Rücklauftemperatur der Erdsonde zwischen  $6$  und  $4,3^\circ\text{C}$  und die Rücklauftemperatur des Rohrbündels zwischen  $6,19$  und  $6,28^\circ\text{C}$ . Das ist eindeutig auf die hohe Übertragungsfläche des Rohrbündelwärmeübertragers im Vergleich zu den Erdsonden zurückzuführen.

Die Ergebnisse zeigen außerdem, dass sich die Temperatur des Trägermediums der Erdsonde über die ersten 4 Meter um  $0,08^\circ\text{C}$  erhöht und die des Rohrbündels um  $1,7^\circ\text{C}$ . Dabei muss berücksichtigt werden, dass der Massenstrom einer Erdsonde gleich  $\frac{\dot{m}_h}{5}$  ist, weil sich dieser auf die Anzahl der Erdsonden verlustfrei und gleichmäßig aufteilt. Bei dem Rohrbündelwärmeübertrager teilt sich der Massenstrom auf 514 Rohrbündel auf und kann damit einen Temperaturanstieg des Trägermediums von  $1,7^\circ\text{C}$  ermöglichen.

Die vorliegenden Resultate stellen auch dar, dass dem See höhere Leistungen entnommen werden als dem Erdreich. Dabei orientiert sich die Entzugsleistung der Wärmequelle an der notwendigen Leistung, die am Verdampfer übertragen werden muss, damit das Kältemittel verdampft. Dies wird in Kapitel 3.3 im Detail erläutert. Es zeigt sich dadurch allerdings, dass die Seewärmepumpe insgesamt mehr Leistung aus der Umwelt bezieht, wobei ihr Leistungsmaximum, das der Erdwärmepumpe um 30% übersteigt. Die Leistungsspitze des Rohrbündelwärmeübertragers ist mit der Annahme begründet, dass die Vorlauftemperatur des ersten Zeitschrittes der Außentemperatur entspricht.

Die vorliegenden Ergebnisse zeigen auch, dass die Kopplung zwischen den Realdaten des TRT und den Daten für die Wärmeleitfähigkeit des Erdreichs nach den VDI-Vorgaben funktioniert, denn der Massenstrom wird zum ersten Zeitschritt des Heizzyklus über ein fixes Temperaturdelta von  $3^\circ\text{C}$  nach einem hydraulischen Auslegungsschema für Erdsonden berechnet und führt an dem Modell zu einem Temperaturdelta zwischen Vor- und Rücklauf der Erdsonden von etwa  $3^\circ\text{C}$ . Die Vor- und Rücklauftemperatur des Rohrbündels hat eine Temperaturdifferenz von  $2,95^\circ\text{C}$ , wobei der Massenstrom bei dem Rohrbündelwärmeübertrager ebenso das gewünschte Ergebnis von einem ca.  $3^\circ\text{C}$  Temperaturdelta zwischen Vor- und Rücklauf erzielt. Während des Heizzyklus wird eine entzogene Energiemenge von  $18,12 \text{ kWh}$  aus dem See gewonnen, was einer um 32% höheren Energieentnahme im Vergleich zu den Erdsonden entspricht. Die zusätzliche Energieentnahme ist mit dem zusätzlichen Nennvolumen der Pufferspeicher begründet und wird im Kapitel 3.4 im Detail erläutert.

### 3.3 Wärmepumpe

In diesem Kapitel werden die Modellbildung, die Methodik, die Parametrierung und die Ergebnisse der Wärmepumpe (WP) beschrieben. Dabei sind die Modellbildung und die Methodik für die beiden Systeme identisch.

#### 3.3.1 Modellbildung

Der Verdampfer wird durch die Effectiveness-NTU-Methode berechnet. Dabei handelt es sich um eine Methode, die gewählt wird, um einen Wärmeübertrager auszulegen oder ein vorhandenes Gerät nachzurechnen. Außerdem vereinfacht die Methode den Nachrechnungsprozess erheblich, da sie komplizierte Strömungsformen nicht berücksichtigt (vgl. von Böckh; Wetzel 2012, S. 215). Ziel dieses Modells ist es, die Austrittstemperaturen des Verdichters  $T_{h_a}$  und  $T_{k_a}$  zu berechnen.

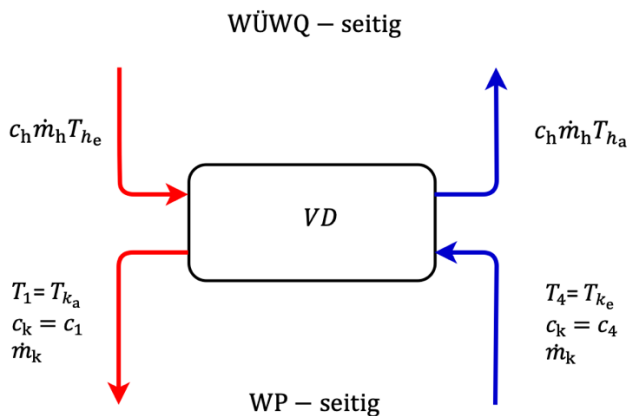


Abbildung 17 Schema des Verdichters  
Quelle: Eigene Darstellung

Wie das Schema des Verdichters in Abbildung 17 veranschaulicht, strömt aus dem WÜ-WQ ein erhitztes Wärmeträgermedium mit der spezifischen Wärmekapazität  $c_h$ , dem Massenstrom  $\dot{m}_h$  und der Temperatur  $T_{h_e}$  in den Verdichter ein. Gleichzeitig strömt das Kältemittel der Wärmepumpe mit einer spezifischen Wärmekapazität  $c_k$ , mit einem Massenstrom  $\dot{m}_k$  und einer Temperatur  $T_{k_e}$  wärmepumpenseitig in den Verdichter. Sobald die beiden Fluide den Verdichter durchströmen, findet ein Wärmeübergang vom warmen auf das kalte Fluid statt. Dabei wird eine konstante Betriebscharakteristik  $\epsilon$  angenommen, die das Verhältnis zwischen maximaler und tatsächlich übertragener Wärmemenge beschreibt.

Das Modell der Wärmepumpe ist in Abbildung 18 dargestellt und wird über die Stoffdatenbibliothek CoolProp abgebildet. In Abbildung 18 (s. Zustand 1) liegt ein verdampftes Kältemittel mit der Temperatur  $T_1$ , der spezifischen Wärmekapazität  $c_k$ , einem Druck  $p_1$ , einer spezifischen Enthalpie  $h_1$ , einer spezifischen Entropie  $s_1$  und einem Kältemittelmassenstrom  $\dot{m}_k$  vor. Der Kompressor verdichtet das dampfförmige Kältemittel (s. 1  $\rightarrow$  2). Das Kältemittel hat am

zweiten Zustand (s. Zustand 2) eine Temperatur  $T_2$ , einen Druck  $p_2$ , eine spezifische Enthalpie  $h_2$  und eine spezifische Entropie  $s_2$ . Durch die isobare Verflüssigung am Kondensator (s. 2  $\rightarrow$  3) wird Wärmeenergie an den Pufferspeicher abgegeben. Dabei handelt es sich um eine verlustfreie Direktkondensation im Pufferspeicher. In Abhängigkeit des Regelungsszenarios – siehe Kapitel 3.1 – wird der HTP oder der NTP mit Wärme versorgt. Am Austritt des Kondensators liegt das Kältemittel nun in flüssiger Form mit der Temperatur  $T_3$ , einen Druck  $p_3$ , einer spezifischen Enthalpie  $h_3$  und eine spezifische Entropie  $s_3$  vor (s. Zustand 3). Das Kältemittel wird über eine adiabate Druckminderung im Expansionsventil (3  $\rightarrow$  4) entspannt. Am Eintritt in den Verdampfer hat das Kältemittel eine Temperatur  $T_4$ , eine spezifische Wärmekapazität  $c_k$ , einen Druck  $p_4$ , eine spezifische Enthalpie  $h_4$  und eine spezifische Entropie  $s_4$  (s. Zustand 4).

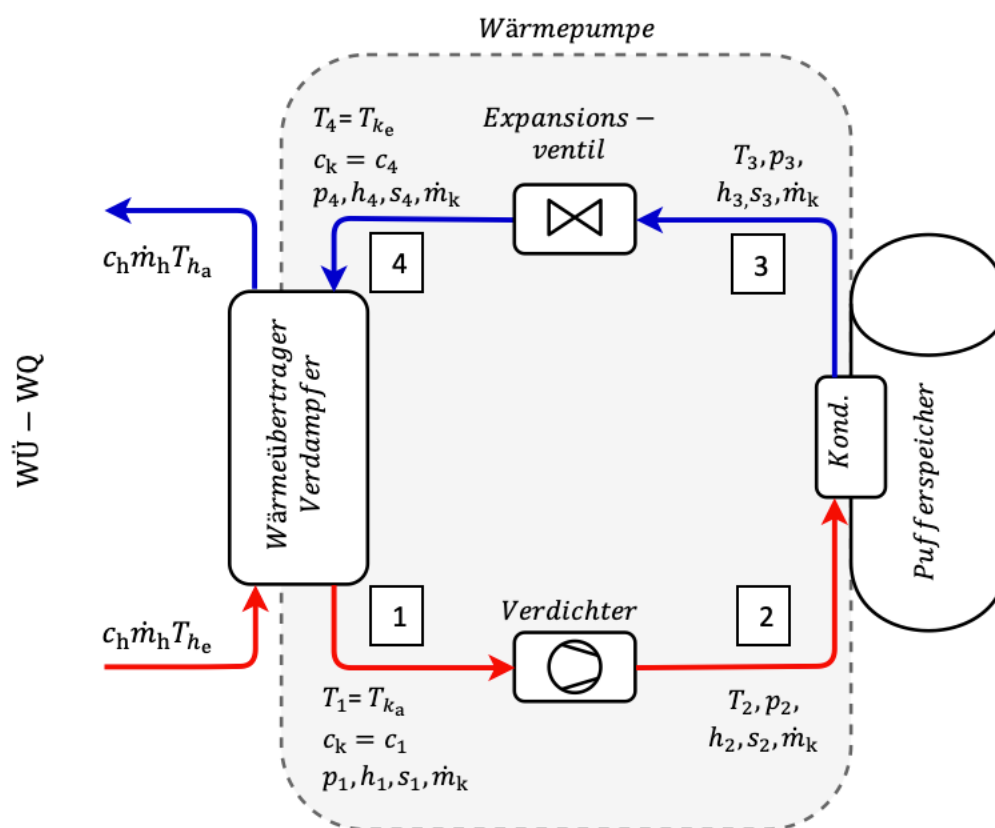


Abbildung 18 Schema der Wärmepumpenmodellierung  
Quelle: Eigene Darstellung

Baumann (vgl. Baumann u.a. 2022) verwendet zur Berechnung der Wärmepumpe ein Verdichterkennfeld. Für das Modell der Wärmepumpe wird diese Arbeit als Vorlage verwendet, um den Wärmepumpenkreis über ein Polynom zu berechnen. Die BITZER Software v6.17.9 (vgl. Bitzer o. J.) ermöglicht die Ausgabe von polynomialen Annäherungen an das Kennfeld eines Verdichters. Notwendig ist dafür die Art des Kompressors, die Kälteleistung und die Verdampfungs- und Kondensationstemperatur des Kältemittels. Über die Verknüpfung des

Verdampfers, der Wärmepumpe und dem Verdichter-Polynom ist es möglich, alle Variablen basierend auf der nachfolgenden Methodik zu berechnen.

### 3.3.2 Methodik

Der Verdampfer wird als Wärmeübertrager durch die Effectiveness-NTU-Method abgebildet (vgl. Lienhard IV; Lienhard V 2020, S. 121–126). Nach dieser Methode ist die Betriebscharakteristik  $\epsilon$  des Wärmetauschers definiert als

$$\epsilon = \frac{\textit{tatsächlich übertragene Wärme}}{\textit{maximale Wärme, die von einem Fluid auf das andere übertragen werden kann}} \quad (13)$$

Mathematisch ausgedrückt ist dies

$$\epsilon = \frac{C_h(T_{h_e} - T_{h_a})}{C_{\min}(T_{h_e} - T_{k_e})} \textit{ mit} \quad (14)$$

$$C_{\min} = \min(C_h, C_k). \quad (15)$$

Dabei beschreibt  $T_{h_e} - T_{h_a}$  in Formel 14 die Temperaturdifferenz zwischen Ein- und Austrittstemperatur des heißen Fluids und  $C_{\min}(T_{h_e} - T_{k_e})$ , in Formel (15) die maximal übertragene Wärme, wobei  $T_{k_e}$  die Eintrittstemperatur des Kältemittels in den Verdampfer ist (vgl. Stieglitz; Heinzel 2012, S. 685). Die Berechnung der Wärmekapazitätsraten erfolgt über den Ausdruck in Formel (16) und (17).

$$C_h = \dot{m}_h c_h \quad (16)$$

$$C_k = \dot{m}_k c_k \quad (17)$$

Grundsätzlich beschreibt  $C_h$  das heiße Fluid und  $C_k$  das kalte Fluid. Hierbei steht die Wärmekapazitätsrate  $C_h$  für das Produkt aus Massenstrom  $\dot{m}_h$  und spezifischer Wärmekapazität  $c_h$  seitens des Wärmeübertragers. Die Wärmekapazitätsrate  $C_k$  steht hingegen für das Produkt aus Massenstrom  $\dot{m}_k$  und spezifischer Wärmekapazität  $c_k$  seitens der Wärmepumpe.

Wird die Formel (14) nach  $T_{h_a}$  umgestellt, erhält man somit:

$$T_{h_a} = -\frac{\varepsilon C_{\min}(T_{h_e} - T_{k_e})}{C_h} + T_{h_e} \quad (18)$$

Die Formel (14) kann statt auf das warme Fluid auf das kalte  $C_k(T_{k_a} - T_{k_e})$  bezogen werden und ist gegeben als:

$$\varepsilon = \frac{C_k(T_{k_a} - T_{k_e})}{C_{\min}(T_{h_e} - T_{k_e})} \quad (19)$$

Umgeformt nach  $T_{k_a}$  erhält man:

$$T_{k_a} = \frac{\varepsilon C_{\min}(T_{h_e} - T_{k_e})}{C_k} + T_{k_e} \quad (20)$$

Dabei geht die Betriebscharakteristik  $\varepsilon$  als Konstante in die Berechnung ein. Die Berechnung der am Verdampfer übertragenen Leistung auf das Kältemittel  $\dot{Q}_{\text{Verd,NTU}}$  wird über den Ausdruck

$$\dot{Q}_{\text{Verd,NTU}} = \dot{m}_h c_h (T_{h_a} - T_{h_e}) \quad (21)$$

berechnet. Damit kann der notwendige Massenstrom für den Wärmeübertrager  $\dot{m}_h$  durch den Ausdruck

$$\dot{m}_h = \frac{\dot{Q}_{\text{Verd,WP}}}{c_h (T_{h_a} - T_{h_e})} \quad (22)$$

berechnet werden. Dabei ist  $\dot{Q}_{\text{Verd,WP}}$  die notwendige Wärmeleistung am Verdampfer, um das Kältemittel am Verdampfer zu verdampfen.

Nachdem der Verdampfer methodisch abgebildet ist, ist es notwendig alle Zustände des Wärmepumpenkreises zu berechnen. Beginnend mit Zustand 3 – siehe Abbildung 18 - wird die Temperatur  $T_3$  über folgenden Ausdruck

$$T_3 = \bar{T}_s + T_{\text{Sprz,Kond}} \quad (23)$$

berechnet. Dabei ist  $\bar{T}_s$  die mittlere Speichertemperatur des Pufferspeichers und  $T_{\text{Sprz,Kond}}$  beschreibt die Temperaturerhöhung am Kondensatoraustritt. Der Druck  $p_3$  und die Kondensationstemperatur  $T_{\text{Kond}}$  können über die Formel (24) und (25) bestimmt werden.

$$p_3 = p(T_{\text{Kond}}, x_3) \text{ mit} \quad (24)$$

$$T_{\text{Kond}} = T_k = \bar{T}_s + T_{\text{UK}} \quad (25)$$

Dabei ist  $x_3$  gesättigtes Kondensat mit einem konstanten Massenanteil und  $T_{\text{UK}}$  ist die konstante Unterkühlung am Kondensator. Die spezifische Enthalpie  $h_3$  und die spezifische Entropie  $s_3$  können in Abhängigkeit von Druck und Temperatur bestimmt werden und sind als

$$h_3 = h(T_3, p_3) \text{ und} \quad (26)$$

$$s_3 = s(T_3, p_3) \quad (27)$$

definiert. Die Berechnung der Verdampfungstemperatur  $T_{\text{Verd}}$  und der Austritts- oder Abstrahltemperatur  $T_1$ , des Drucks  $p_1$ , der spezifischen Enthalpie  $h_1$  und die spezifische Entropie  $s_1$  sind folgendermaßen gegeben:

$$T_1 = T_{k_a}, \quad (28)$$

$$T_{\text{Verd}} = T_v = T_1 - T_{\text{ÜH}}, \quad (29)$$

$$p_1 = p(T_{\text{Verd}}, x_1), \quad (30)$$

$$h_1 = h(T_1, p_1) \text{ und} \quad (31)$$

$$s_1 = s(T_1, p_1). \quad (32)$$

Dabei ist  $T_1$  die Austrittstemperatur des Kältemittels am Verdampfer,  $T_{\text{ÜH}}$  die konstante Überhitzung am Verdampfer und  $x_1$  gesättigter Dampf mit einem konstanten Massenanteil. Es wird angenommen, dass es sich um ein isenthalpes Expansionsventil handelt, womit folgende Formulierung möglich ist (vgl. Baehr; Kabelac 2012, S. 591–597)

$$h_4 = h_3 \quad (33)$$

Dabei ist  $h_4$  die spezifische Enthalpie am Eintritt des Verdampfers und  $h_3$  die spezifische Enthalpie am Austritt des Kondensators.

Der Druck  $p_4$  ist analog zu dem Druck  $p_1$  im niedrigen Druckniveau und ermöglicht damit die Formel (34).

$$p_4 = p_1 \quad (34)$$

Die Temperatur  $T_4$  wird über den folgenden Abruf bestimmt.

$$T_4 = T(h_4, p_4) \quad (35)$$

Zur Berechnung der Kälteleistung  $\dot{Q}_k$ , der elektrischen Leistungsaufnahme  $P_{el}$  und dem Massenstrom des Kältemittels  $\dot{m}_k$  wird eine polynomiale Annäherung an das Kennfeld des Kompressors verwendet. Die Eingabeparameter des Polynoms erfordern die Kondensations- und die Verdampfungstemperatur. Durch die Annahmen einer konstanten Überhitzung und Unterkühlung ist die Ausgabe der o.g. Variablen möglich. Die Kälteleistung  $\dot{Q}_k$ , die elektrische Leistungsaufnahme  $P_{el}$  und der Massenstrom des Kältemittels  $\dot{m}_k$  werden über folgende Polynome bestimmt:

$$\dot{Q}_k = C_1 + C_2 T_v + C_3 T_k + C_4 T_v^2 + C_5 T_v T_k + C_6 T_k^2 + C_7 T_v^3 + C_8 T_k T_v^2 + C_9 T_v T_k^2 + C_{10} T_k^3, \quad (36)$$

$$P_{el} = \quad (37)$$

$$C_1 + C_2 T_v + C_3 T_k + C_4 T_v^2 + C_5 T_v T_k + C_6 T_k^2 + C_7 T_v^3 + C_8 T_k T_v^2 + C_9 T_v T_k^2 + C_{10} T_k^3,$$

$$\dot{m}_k = C_1 + C_2 T_v + C_3 T_k + C_4 T_v^2 + C_5 T_v T_k + C_6 T_k^2 + C_7 T_v^3 + C_8 T_k T_v^2 + C_9 T_v T_k^2 + C_{10} T_k^3 \quad (38)$$

Dabei ist  $T_v$  die Verdampfungstemperatur des Kältemittels,  $T_k$  die Kondensationstemperatur des Kältemittels und  $C_1$ - $C_{10}$  sind Koeffizienten.

Das ermöglicht die Berechnung der spezifischen Enthalpie  $h_2$  über den Ausdruck (vgl. Baehr; Kabelac 2012, S. 591–597):

$$h_2 = \frac{P_{el}}{\dot{m}_k} + h_1 \quad (39)$$

Der Abruf der Temperatur  $T_2$  und der spezifischen Entropie  $s_2$  ist folgendermaßen gegeben:



$$T_2 = T(p_2, h_2) \quad (40)$$

$$s_2 = s(p_2, h_2) \quad (41)$$

Der Kompressorwirkungsgrad  $\eta_{\text{komp}}$  wird über die Formel (42) berechnet.

$$\eta_{\text{komp}} = \frac{(h_{2s} - h_1)}{(h_2 - h_1)} \quad (42)$$

Dabei ist  $h_{2s} - h_1$  die reversible isentrope Verdichterarbeit und  $h_2 - h_1$  die reale Verdichterarbeit. Die spezifische Enthalpie  $h_{2s}$  erhält man über den Abrufl:

$$h_{2s} = h(s_1, p_2) \quad (43)$$

Die benötigte Wärmeleistung des Verdampfers  $\dot{Q}_{\text{Verd,WP}}$  wird durch den Ausdruck

$$\dot{Q}_{\text{Verd,WP}} = \dot{m}_k * (h_1 - h_4) \quad (44)$$

berechnet. Die spezifische Wärmekapazität des verdampfenden Fluids  $c_k$  wird über die Formel (45) bestimmt.

$$c_k = \frac{(h_1 - h_4)}{(T_1 - T_4)} \quad (45)$$

Die Wärmeleistungsabgabe am Kondensator  $\dot{Q}_{\text{Kond}}$  wird über den Ausdruck

$$\dot{Q}_{\text{Kond}} = \dot{m}_k c_k (T_2 - T_3) \quad (46)$$

berechnet. Die Leistungszahl COP ist das Verhältnis zwischen Wärmeleistung und erforderlicher Antriebsenergie und ist in Formel (47) beschrieben.

$$COP = \frac{\text{Wärmeleistung}}{\text{erforderliche Antriebsenergie}} = \frac{\dot{Q}_{\text{Kond}}}{P_{\text{el}}} \quad (47)$$

### 3.3.3 Parametrierung der Wärmepumpe

Für die Abbildung des Verdichters im Programm wird die Arbeit von Baumann (vgl. Baumann u.a. 2022) als Vorlage verwendet. Die Datenherkunft und Eingabe werden nachfolgend beschrieben. Die BITZER Software v6.17.9 (vgl. Bitzer o. J.) ermöglicht die Ausgabe von polynomialen Annäherungen an das Kennfeld eines Verdichters. Notwendig ist dafür die Art des Kompressors, die Heizleistung und die Verdampfungs- und Kondensationstemperatur des Kältemittels. Der Kompressor der Wärmepumpe ist unbekannt. Demzufolge wird angenommen, es handele sich um einen Scrollverdichter. Das ist am wahrscheinlichsten, denn Scrollverdichter werden für WP in Wohn- und Gewerbegebäuden am häufigsten verwendet (vgl. Kümpel 2022). Für die Eingabe der Daten in die Bitzer Software wird die Wärmeleistung mit 44 kW basierend auf den Angaben der „WPE-I 44 H 400 Premium“ von Stiebel Eltron, die der Wärmepumpe des Bestandsgebäudes entspricht, verwendet. Die berechnete Heizlast des IDA ICE Datensatzes aus Abbildung 6 liegt bei 76,73 kW. Das bedeutet, die Wärmepumpe muss mindestens eine Heizleistung von 76,73 kW am Kondensator aufbringen, damit am kältesten Tag des Jahres 2021 die Raumtemperatur von 20 °C erreicht wird. Dies wird in der Auswahl der Verdichter berücksichtigt. Sind alle Eingabewerte festgelegt, listet die Software passende Modelle, die den Anforderungen entsprechen.

Für den geothermischen Verdichter wird das Kältemittel analog zum Bestand ausgewählt. Die Verdampfungstemperatur wird mit 5°C und die Kondensationstemperatur mit 62°C definiert. Die Kondensationstemperatur wurde aufgrund des Geltungsbereichs beider Polynome ausgewählt. Es wird ausdrücklich von Bitzer darauf hingewiesen, dass das Polynom für eine Kondensationstemperatur von 20 - 62°C gilt. Dies wird auch bei der implementierten Regelung berücksichtigt und hat Auswirkungen auf die obere und untere Temperaturgrenze des HTP. Das führt dazu, dass die obere Temperaturgrenze der Regelung nicht 65°C ist, sondern 57°C. Das ist die maximale Temperatur des Speichers die im Rahmen des Geltungsbereichs der verwendeten Polynome möglich ist. Dabei wird die Vergleichbarkeit erhalten, da dies beide Systeme betrifft. Gleichzeitig wird die untere Systemgrenze der Speichertemperatur von 15°C festgelegt, denn dies führt zu einer Kondensationstemperatur von exakt 20°C. Der gelistete Verdichter ist das Modell GSD80295VA der Baureihe ORBIT mit einer Kälteleistung von 47,6 kW und das zugehörige Polynom ist in A.2 dargestellt. Eine Modellreihe eines Verdichters mit dem Kältemittel R32 wird nach der Eingabe der Verdampfungs- und Kondensationstemperatur für das seethermische Wärmepumpensystem in die Bitzer Software vorgeschlagen. Dabei gilt R32 als potenzieller Nachfolger des R410A, da es ähnliche Eigenschaften aufweist. Die Verdampfungstemperatur wird mit 1°C angenommen und die Kondensationstemperatur mit 62°C. Der Verdichter des seethermischen Systems ist ein GSD60235VL mit einer Kälteleistung von 56,8 kW. Das zugehörige Polynom wird in A.2 dargestellt. Damit das Modell der Wärmepumpe als Gesamtes verstanden werden kann, wird nun das CoolProp WP-Modell aus Abbildung 18 erklärt.

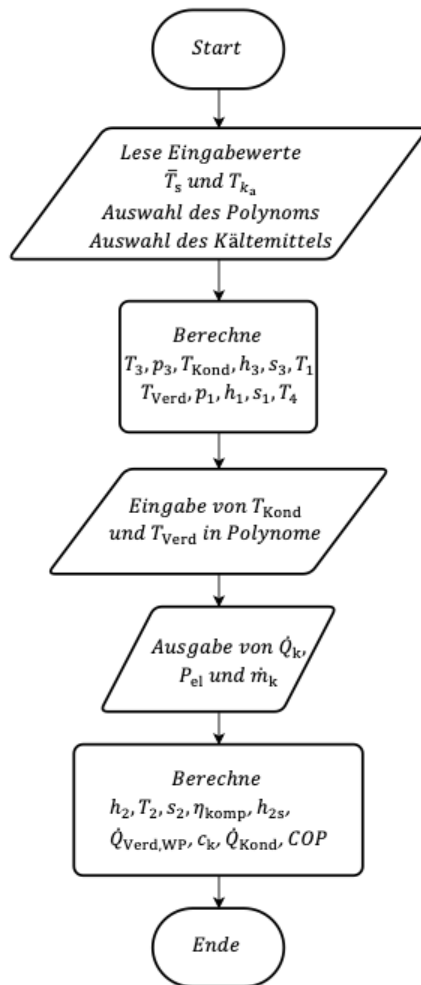


Abbildung 19 Flowchart des Kältekreises  
Quelle: Eigene Darstellung

Der Ablauf beginnt nach Abbildung 19 mit der Eingabe der Speichertemperatur, der Temperatur am Austritt des Verdampfers, der Auswahl des Polynoms und der Auswahl des Kältemittels. Folglich sind nur diese Angaben notwendig, damit dieses Teilmodell vollständig rechnen kann. Bei der Auswahl des Kältemittels wird bei der geothermischen WP „R410A“ und bei der seethermischen WP „R32“ ausgewählt. Das Polynom beschreibt dabei eine polynomiale Annäherung an das Verhalten des Verdichters. Der nachfolgende Prozess berechnet nach den Formeln (23) - (35) die dargestellten Variablen. Dabei wird angenommen, dass die Temperatur am Austritt des Kondensators immer 3 K höher ist als die Speichertemperatur und eine konstante Unterkühlung  $T_{UK}$  am Kondensator von 2 K vorliegt. Zur Berechnung des Drucks  $p_3$  wird das gesättigte Kondensat  $x_3$  mit einem konstanten Masseanteil von 0 angenommen. Für die Berechnung der physikalischen Größen am Ausgang des Verdampfers wird eine konstante Überhitzung  $T_{ÜH}$  von 2 K angenommen. Zur Berechnung des Drucks  $p_1$  wird angenommen, es handelt sich um gesättigten Dampf mit einem konstanten Massenanteil von  $x_1 = 1$ . Über die Annahme des isenthalpen Expansionsventil und der isobaren Verdampfung ist es

möglich, alle Variablen des Schritts im Flowchart zu errechnen. Damit ist es möglich, die Verdampfungstemperatur und die Kondensationstemperatur in die Polynome einzugeben. Die Datenausgabe sind die Kälteleistung  $\dot{Q}_k$ , die elektrische Leistungsaufnahme  $P_{el}$  und der Massenstrom des Kältemittels  $\dot{m}_k$ . Dies ermöglicht die Berechnung der Variablen nach den Formeln (39) – (47). Die spezifische Wärmekapazität des Kältemittels  $c_k$  wird über die mittlere spezifische Wärmekapazität zwischen dem dampfförmigen Kältemittel in Zustand 1 und dem flüssigen Kältemittel in Zustand 4 nach Formel (45) berechnet.

Der Modellablauf des Verdampfers ist in Abbildung 20 dargestellt. Dabei wird grundsätzlich in zwei Bedingungen unterschieden. Ausgehend von der Bedingung es handele sich um den ersten Zeitschritt des Heizzyklus wird das Modell in Abbildung 19 aufgerufen und mit den Eingabedaten der mittleren Speichertemperatur  $\bar{T}_s = \bar{T}_s(t)$ , der Austrittstemperatur des Kältemittels am Verdampfer  $T_{k_a} = T_{h_a} - 1$ , der Auswahl des Polynoms und des Kältemittels aufgerufen. Dabei wird angenommen, dass die wärmepumpenseitige Austrittstemperatur  $T_{k_a}$  1°C kälter als die Eintrittstemperatur des Rücklaufs des WÜ-WQ  $T_{h_a}$  sei. Dies ist notwendig, damit die Eintrittstemperatur des Kältemittels, die spezifische Wärmekapazität des Kältemittels und der Kältemittelmassenstrom berechnet werden. Dabei bleibt die spezifische Wärmekapazität des Kältemittels über den Heizzyklus konstant. Tritt die andere Bedingung ein, dann werden die benötigten Variablen aus dem CoolProp WP-Modell des letzten Zeitschritts ausgelesen und für die Modellierung verwendet. Dem Flowchart folgend treffen sich beide Bedingungen um die spezifische Wärmekapazität, den Massenstrom und die Temperatur des Wärmeträgermediums aus dem WÜ-WQ auszulesen. Außerdem wird eine Betriebscharakteristik von 0,99 angenommen. Das bedeutet, die physikalischen Eigenschaften des Verdampfers werden als groß genug angenommen, um 99% der möglichen Wärme zu übertragen. Dadurch ist es nicht notwendig, Aussagen über die physikalischen Eigenschaften des Verdampfers zu treffen. Das ermöglicht es, nach den Formeln (13) – (22) die Austrittstemperaturen des Verdampfers und die übertragene Wärmeleistungen zu berechnen. Damit ist die Temperatur am Austritt des Verdampfers  $T_1 = T_{k_a}$  berechnet und wird in das CoolProp WP-Modell mit der Speichertemperatur, der Auswahl des Polynoms und der Auswahl des Kältemittels eingegeben. Das Modell folgt dem Ablauf in Abbildung 19 und der im vorherigen Absatz beschriebenen Methodik und berechnet die Ausgabewerte. Diese werden in ein Array geschrieben und können für den nächsten Zeitschritt ausgelesen werden. Damit ist das Modell des Verdampfers, des Verdichters und des Kältekreislaufes gebildet, methodisch dargelegt und parametrisiert. Welche Ergebnisse daraus resultieren, wird in dem nachfolgenden Kapitel beschrieben.

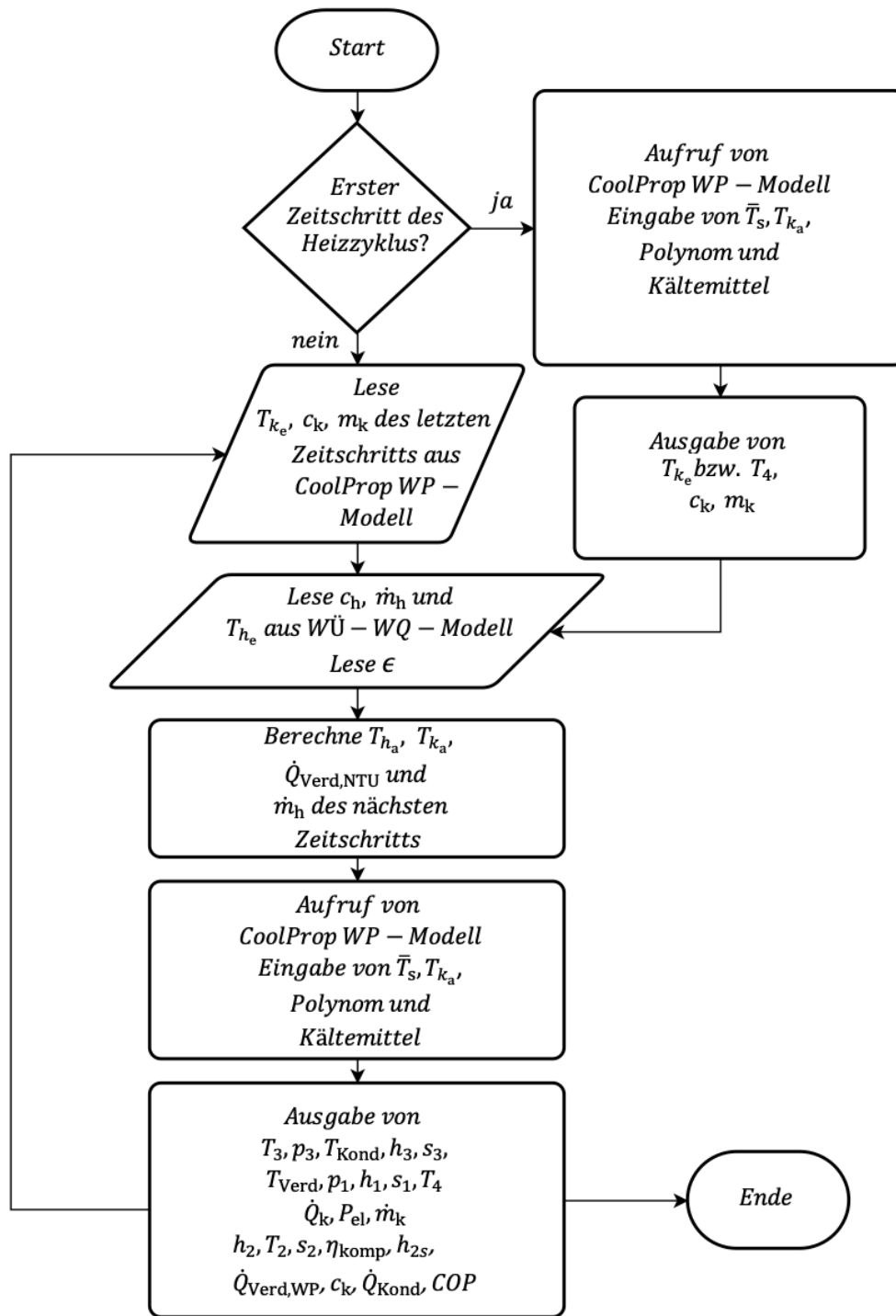


Abbildung 20 Flowchart des Verdampfers  
Quelle: Eigene Darstellung

### 3.3.4 Ergebnisse

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse der Systeme dargestellt. Dabei wird zuerst der Verdampfer und danach die Wärmepumpe ausgewertet.

#### Geothermische Wärmepumpe

Ausgewählte Ergebnisse der geothermischen Wärmepumpe (Geo-WP) sind in Abbildung 21 dargestellt. Die Abbildung 21 stellt zum direkten Vergleich die Ein- und Austrittstemperaturen des Kältemittels (s. oben rechts) und des Wärmeträgermediums (s. oben links) nebeneinander dar. Die Austrittstemperatur des Kältemittels reduziert sich über den Heizzyklus von 4,9 auf 3°C (s. oben rechts). Dabei hat die Eintrittstemperatur zunächst 2,9°C und sinkt auf 0,9°C ab. Es zeigt sich ein identischer Kurvenverlauf wie bei der Austrittstemperatur des Kältemittels, wobei sich die Temperaturdifferenz zwischen Ein- und Austrittstemperatur über den Heizzyklus bei etwa 2°C hält. Der Kältemittelmassenstrom verringert sich von 0,42 auf  $0,37 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$  (s. Mitte rechts). Die übertragenen Leistungen am Verdampfer sind in Abbildung 21 (s. Mitte links) dargestellt. Die dem Erdreich entzogene Leistung  $\dot{Q}_{\text{WQ,NTU}}$ , die auf das Wärmeträgermedium übertragen wird, startet bei 49 kW, steigt über den Heizzyklus auf bis 55 kW an und fällt auf 50,5 kW ab. Die übertragene Leistung am Verdampfer  $\dot{Q}_{\text{Verd,NTU}}$ , die von dem Wärmeträgermedium auf das Kältemittel übertragen wird, ist von 59 kW auf 44 kW abfallend. Analog zu diesem Verlauf verhält sich die Leistung  $\dot{Q}_{\text{Verd,WP}}$ , die am Verdampfer notwendig ist, um das Kältemittel zu verdampfen. Die Leistungsabgabe am Kondensator  $\dot{Q}_{\text{Kond}}$  (s. unten links) reduziert sich über den Heizzyklus von 79,6 auf 71,1 kW. Die Leistungsaufnahme des Kompressors  $P_{\text{el}}$  steigt währenddessen von 20,5 auf 27 kW gleichmäßig an. Der COP zur Trinkwassererwärmung  $\text{COP}_{\text{BWW}}$  (s. unten rechts) fällt über die Heizdauer von 3,73 auf 2,62 ab. Zusätzlich ist der COP für den Heizbetrieb  $\text{COP}_{\text{HWB}}$  abgebildet. Dabei wird deutlich, dass von Minute 765 bis 779 dieser Wert von 4,3 bis 4,1 abfällt. Über die Heizdauer für die Trinkwassererwärmung ist der  $\text{COP}_{\text{HWB}} = 0$  und ab der Minute 785 nimmt dieser von 4,7 bis 4,35 wieder ab.

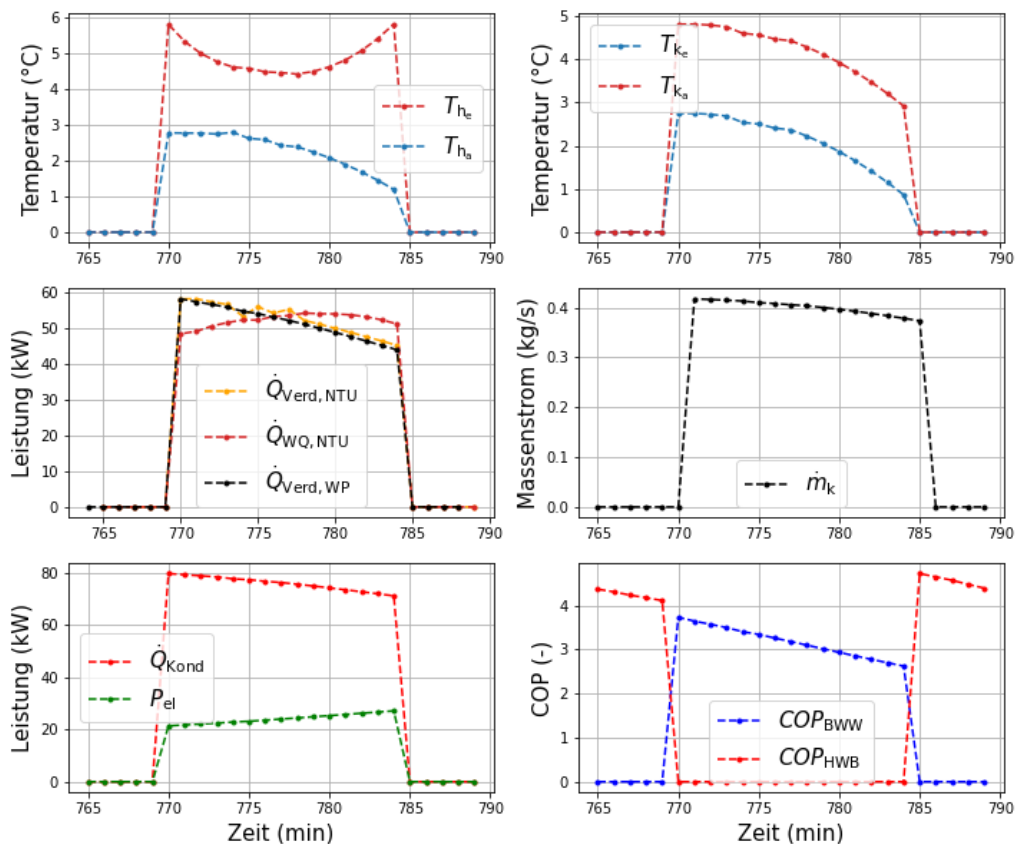


Abbildung 21 Ergebnisse des Geo-WP eines exemplarischen Heizzyklus

Die Ein-  $T_{he}$  und Austrittstemperatur  $T_{ha}$  einer Erdsonde (oben links), die Ein-  $T_{ke}$  und Austrittstemperatur  $T_{ka}$  des Kältemittels R410A am Verdampfer (oben rechts), die übertragene Wärmeenergie am Verdampfer von Wärmeträgermedium auf R410A  $\dot{Q}_{Verd,NTU}$ , die dem Erdreich entzogene Wärmeenergie  $\dot{Q}_{WQ,NTU}$  und die notwendige Wärmeenergie des Kältekreislaufes  $\dot{Q}_{Verd,WP}$  (Mitte links), der Kältemittelmassenstrom (Mitte rechts), die Wärmeabgabe am Kondensator  $\dot{Q}_{Kond}$ , die elektrische Leistungsaufnahme des Verdichters  $P_{el}$  (unten links) und der COP zur Trinkwassererwärmung  $COP_{BWW}$  und COP zur für Heizbetrieb  $COP_{HWB}$  (unten rechts)

## Seethermische Wärmepumpe

Die Ergebnisse der seethermischen Wärmepumpe (See-WP) sind in Abbildung 22 dargestellt. Dabei ist Ein- und Austrittstemperatur des Wärmeträgermediums in den Verdampfer als direkter Vergleich zum dem Temperaturverlauf des Kältemittels abgebildet (s. oben links). Die Austrittstemperatur des Kältemittels (s. oben rechts) sinkt über den Heizzyklus von 5,3 auf bis zu 3,6°C ab. Die Eintrittstemperatur des Kältemittels reduziert sich über die Heizdauer von 3,2 auf 1,5°C. Dabei beträgt die Temperaturdifferenz während der Heizphase rund 2,1°C. Der Kältemittelmassenstrom reduziert sich von 0,29 auf 0,26  $\frac{\text{kg}}{\text{s}}$  (s. Mitte rechts). Die übertragenen Leistungen bis zum Verdampfer ist in Abbildung 22 (s. Mitte links) dargestellt. Die dem Erdreich entzogene Leistung  $\dot{Q}_{WQ,NTU}$ , die auf das Wärmeträgermedium übertragen wird, startet bei 72 kW, fällt auf 64 kW, steigt auf 66 kW und zeigt einen abfallenden Trend bis 52 kW. Die

übertragene Leistung am Verdampfer  $\dot{Q}_{\text{Verd,NTU}}$ , die von dem Wärmeträgermedium auf das Kältemittel übertragen wird, ist von 65,5 kW auf 51,5 kW abfallend. Analog zu diesem Verlauf verhält sich die Leistung  $\dot{Q}_{\text{Verd,WP}}$ , die am Verdampfer notwendig ist, um das Kältemittel zu verdampfen. Die Leistungsabgabe am Kondensator  $\dot{Q}_{\text{Kond}}$  ist über den Heizzyklus zu Beginn 87,8 kW und fällt auf 80,5 kW ab. Dabei ist die Leistungsaufnahme des Kompressors  $P_{\text{el}}$  von 22 auf 31 kW tendenziell gleichmäßig ansteigend. Der COP zur Trinkwassererwärmung  $\text{COP}_{\text{BWW}}$  (s. unten rechts) fällt über die Heizdauer von 3,84 auf 2,73 ab. Zusätzlich ist der COP für den Heizbetrieb  $\text{COP}_{\text{HWB}}$  abgebildet, der zeigt, dass während des ausgewählten Zeitraums der Heizungspuffer nicht beheizt werden muss und daher der  $\text{COP}_{\text{HWB}}$  zwischen Minute 955 und 989 gleich null ist.

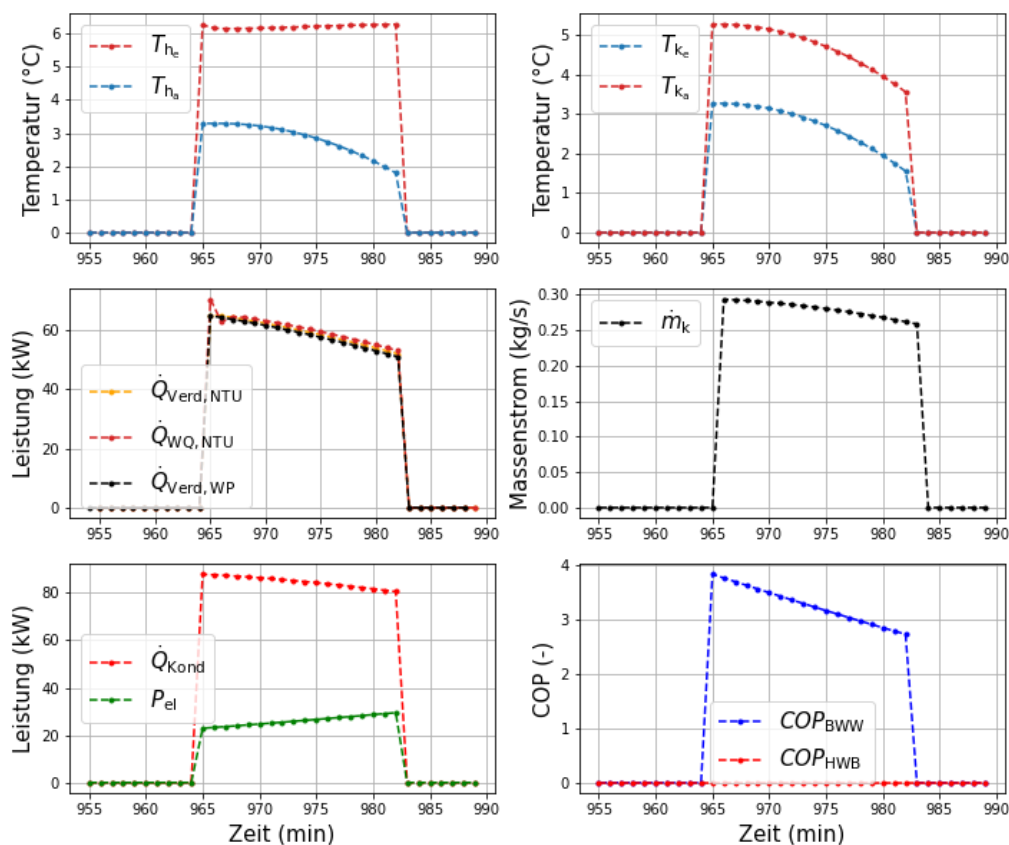


Abbildung 22 Ergebnisse des See-WP eines exemplarischen Heizzyklus

Die Ein-  $T_{h_e}$  und Austrittstemperatur  $T_{h_a}$  des Rohrbündelwärmeübertragers (oben links), die Ein-  $T_{k_e}$  und Austrittstemperatur  $T_{k_a}$  des Kältemittels R32 am Verdampfer (oben rechts), die übertragene Wärmeenergie am Verdampfer von Wärmeträgermedium auf R32  $\dot{Q}_{\text{Verd,NTU}}$ , die dem See entzogene Wärmeenergie  $\dot{Q}_{\text{WQ,NTU}}$  und die notwendige Wärmeenergie des Kältekreis  $\dot{Q}_{\text{Verd,WP}}$  (Mitte links), der Kältemittelmassenstrom (Mitte rechts), die Wärmeabgabe am Kondensator  $\dot{Q}_{\text{Kond}}$  und die elektrische Leistungsaufnahme des Verdichters  $P_{\text{el}}$  (unten links) und der COP zur Trinkwassererwärmung  $\text{COP}_{\text{BWW}}$  und COP zur für Heizbetrieb  $\text{COP}_{\text{HWB}}$  (unten rechts)



### 3.3.5 Diskussion

Aus den Ergebnissen lässt sich ableiten, dass die Rücklauftemperatur des Kältemittels bei der Geo-WP und der See-WP nur geringfügig von der Rücklauftemperatur des Wärmeträgermediums des Wärmeübertragers in der Wärmequelle abhängt. Dabei zeigen die Resultate, dass die Rücklauftemperatur über den exemplarischen Heizzyklus abfällt. Dies ist vermutlich auf die fallende Eintrittstemperatur des Kältemittels am Verdampfer zurückzuführen, die sich über den Heizzyklus ergibt.

Die Ergebnisse zeigen auch, dass die Temperaturdifferenz von etwa  $2^{\circ}\text{C}$  des Kältemittels bei beiden Wärmepumpen über den Heizzyklus fast konstant gehalten wird. Neben der Kältemitteltemperatur ist auch die übertragene Leistung am Verdampfer ein wichtiger Indikator, denn die notwendige Leistung des Kältekreises am Verdampfer  $\dot{Q}_{\text{Verd,WP}}$  sollte der integrierten Regelung zufolge zu jedem Zeitpunkt minimal kleiner oder gleich der übertragenen Leistung am Verdampfer  $\dot{Q}_{\text{Verd,NTU}}$  sein. Die vorliegenden Resultate zeigen, dass die Leistung  $\dot{Q}_{\text{Verd,NTU}}$  die Leistung  $\dot{Q}_{\text{Verd,WP}}$  in der Regel nicht unterschreitet, lediglich zu einem einzelnen Zeitpunkt bei Minute 774 der Geo-WP, wird diese Leistung minimal unterschritten, wie in Abbildung 21 (s. Mitte links) dargestellt. In diesen Fällen reagiert das Modell durch die Massenstromregelung und gleicht dieses Leistungsdefizit des vorherigen Zeitschritts aus. Diese Modellreaktion ist ebenfalls in Abbildung 21 (s. Mitte links) bei Minute 775 zu erkennen. Aufgrund der Leistungsregelung des Massenstroms ist die übertragene Energie über einen Heizzyklus  $\dot{Q}_{\text{Verd,NTU}}$  stets höher als  $\dot{Q}_{\text{Verd,WP}}$ , es kann jedoch einzelne minimale Leistungsunterschreitungen geben.

Die Resultate der Geo-WP zeigen, dass die entzogene Leistung der Wärmequelle  $\dot{Q}_{\text{WQ,NTU}}$  zu Beginn des Heizzyklus um etwa 10 kW niedriger und am Ende um 10 kW höher ist. Dies bedeutet, dass dem Fluid folglich mehr Wärmeenergie entzogen wird, als es das Wärmeträgermedium zuvor dem Erdreich entnommen hat. Diese Tatsache lässt sich durch die höhere Temperaturspreizung des Wärmeträgermediums erklären, da eine höhere Temperaturdifferenz den Wärmeübergang verstärkt und somit eine höhere übertragene Leistung ermöglicht. Die Ergebnisse bestätigen, dass die Entzugsleistung des Rohrbündelwärmeübertragers während des ersten Zeitschritts des Heizzyklus mit 72 kW verhältnismäßig hoch ist. Dies ist auf die Annahme zurückzuführen, dass die Vorlauftemperatur des Wärmeübertragers der Wärmequelle zum ersten Zeitschritt gleich der Außentemperatur ist. Diese Temperatur beträgt zu diesem Zeitpunkt  $2^{\circ}\text{C}$ . Das führt zu einem höheren Temperaturdelta und folglich auch zu einer höheren übertragenen Wärmeleistung, wie die Ergebnisse bestätigen.

Der Kältemittelmassenstrom der Geo-WP beträgt 0,37 bis  $0,42 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$  und der der See-WP beträgt 0,26 bis  $0,29 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$ . In verschiedenen Arbeiten zeigt R32 im Vergleich zu R410A einen um 23%

niedrigeren Kältemittelmassenstrom (vgl. Panato; Marcucci Pico; Bandarra Filho 2022). Anhand dieses exemplarischen Heizzyklus zeigen die Ergebnisse, dass der Kältemittelmassenstrom der Geo-WP um sogar 44% höher ist.

Die Leistungszahl der Wärmepumpen ist den Ergebnissen zufolge plausibel, denn während die übertragene Leistung am Kondensator abfällt und die elektrische Leistungsaufnahme am Kondensator zunimmt, sinkt die Leistungszahl beider Systeme. Das führt zu einem mittleren COP für die Trinkwassererwärmung der See-WP von 3,27 und des Geo-WP von 3,17. Anhand der Ergebnisse des COP der Geo-WP ist auch die funktionierende Regelung zum Aufheizen der Pufferspeicher veranschaulicht. Die Abbildung 21 (s. unten rechts) zeigt, dass die Wärmepumpe zunächst für den NTP aufgrund einer unterschrittenen Speichertemperatur angefordert ist. Ab Minute 770 wird dieser Heizvorgang abgebrochen und die Wärmepumpe wird für den HTP angefordert. Sie beheizt diesen bis die obere Temperaturgrenze erreicht ist und wird danach wieder für den NTP angefordert. Dies stellt das Resultat der Priorisierung des HTP dar.

### 3.4 Pufferspeicher

Dieses Kapitel beschreibt die Modellbildung, die Methodik, die Parametrierung und die Ergebnisse der Pufferspeicher. Diese werden nicht – wie Kapitel 3.2 und 3.3 – anhand von exemplarischen Heizzyklen dargestellt, sondern über einen längeren Zeitraum abgebildet, um modellbedingte Zusammenhänge veranschaulichen zu können.

#### 3.4.1 Modellbildung

Das thermische Verhalten des Pufferspeichers wird unter Verwendung eines Volumenmodells nach dem Vorbild der Studie (vgl. Kepplinger u.a. 2019) abgebildet. Dabei wird eine einheitliche Durchschnittstemperatur über den gesamten Speicher angenommen. Die Abbildung 23 zeigt die Pufferspeicher und deren energierelevanten Wärmeflüsse. Grundsätzlich kann der energetische Füllstand über die spezifische Wärmekapazität  $c_w$ , die Masse  $m_w$  und die mittlere Speichertemperatur  $\bar{T}_{S_{NTP}}$  bzw.  $\bar{T}_{S_{HTP}}$  des Inhalts bestimmt werden. Dabei ist die Speichertemperatur von den Energieflüssen über die Systemgrenzen abhängig. Es erhalten beide Speicher einen positiven Wärmeeintrag über den Kondensator der Wärmepumpe  $\dot{Q}_{Kond}$ , sofern diese für den jeweiligen Speicher angefordert ist. Beide Speicher erleiden Wärmeverluste an die Umgebung, die in Abbildung 23 als  $UA(\bar{T}_\infty - \bar{T}_{S_{NTP}})$  und  $UA(\bar{T}_\infty - \bar{T}_{S_{HTP}})$  dargestellt sind. Die Temperatur  $\bar{T}_\infty$  ist die mittlere Lufttemperatur am Speicher. Der NTP deckt den Wärmebedarf, der durch den Heizwärmebedarf des Gebäudes  $\dot{Q}_{HWB}$  entsteht. Der HTP deckt den BWW-Bedarf. Dabei geht der Warmwasserabfluss  $\dot{m}_{DHWcalc}c_wT_a$  negativ und der Kaltwasserzufluss  $\dot{m}_{DHWcalc}c_wT_e$  positiv in die Energiebilanz ein. Die Temperatur des Speichers wird nicht

wie bei der Realanlage über einen Sensor gemessen, sondern über die nachfolgende Methodik errechnet.

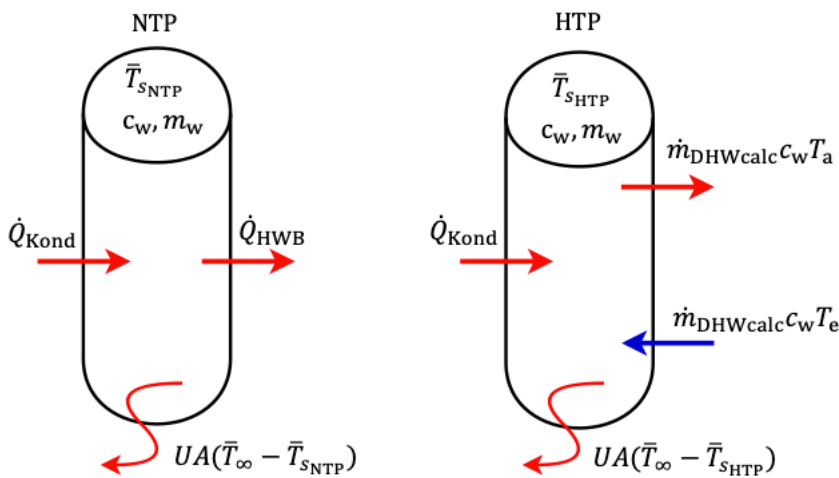


Abbildung 23 Einschichtmodell der Pufferspeicher mit Energieflüssen über die Systemgrenzen  
Quelle: Eigene Darstellung

### 3.4.2 Methodik

Die zeitliche Änderung der Energie des Systems  $\frac{dE_s}{dt}$  wird über die thermische Speichermasse des Wassers in Formel (48) beschrieben.

$$\frac{dE_s}{dt} = c_w m_w \frac{d\bar{T}_s}{dt} \quad (48)$$

Dabei ist  $c_w$ , eine konstante spezifische Wärmekapazität des Speicherinhalts,  $m_w$  das Nennvolumen des Pufferspeichers und  $\frac{d\bar{T}_s}{dt}$  die zeitliche Änderung des Speichertemperatur.

Das Speichervolumen  $m_w$  und die konstante spezifische Wärmekapazität  $c_w$  werden durch den Ausdruck der Wärmekapazität  $C_w$  ersetzt und man erhält:

$$C_w = c_w m_w \quad (49)$$

Gl. (49) in Gl. (48) eingesetzt ergibt:

$$\frac{dE_s}{dt} = C_w \frac{d\bar{T}_s}{dt} \quad (50)$$

Ausgehend vom 1. Hauptsatz der Thermodynamik für offene Systeme in Gl. (51), ergibt sich anhand der Bilanzierung des Kontrollvolumen in Gl. (52) die dargestellte lineare, inhomogene Differenzialgleichung erster Ordnung.

$$\frac{dU}{dt} = \sum \dot{Q}(t) + \sum P(t) - \sum \dot{m}_a \left( h_a + \frac{\omega_a^2}{2} + g z_a \right) + \sum \dot{m}_e \left( h_e + \frac{\omega_e^2}{2} + g z_e \right) \quad (51)$$

$$\frac{d\bar{T}_s}{dt} = \frac{\dot{Q}_{\text{Kond}}(t)}{C_w} - \frac{\dot{Q}_{\text{BWW}}(t)}{C_w} - \frac{\dot{Q}_{\text{HWB}}(t)}{C_w} - \frac{UA(\bar{T}_\infty - \bar{T}_s(t))}{C_w} \quad (52)$$

Dabei ist  $\dot{Q}_{\text{Kond}}$  die Wärmeabgabe am Kondensator der Wärmepumpe und wird als verlustfreier Wärmeeintrag in den Speicher betrachtet.  $\dot{Q}_{\text{Verlust}}$  ist der Wärmeverlust an die Umgebung,  $\dot{Q}_{\text{HWB}}$  der Heizwärmebedarf und  $\dot{Q}_{\text{BWW}}$  der Brauchwarmwasserbedarf.

Unter der Annahme von konstanten Heizraten, Speicherverlusten und Energiebedarfen für den Zeitschritt  $[t_0, t_0 + t]$  ist die analytische Lösung in Gl. (53) gegeben.

$$\bar{T}_s(t) = \bar{T}_s(0)e^{\left(-\frac{UA}{C}(t-t_0)\right)} + \left(1 - e^{\left(-\frac{UA}{C}(t-t_0)\right)}\right) \left[ \frac{\dot{Q}_{\text{Kond}}}{UA} - \frac{\dot{Q}_{\text{BWW}}}{UA} - \frac{\dot{Q}_{\text{HWB}}}{UA} + \bar{T}_\infty \right] \quad (53)$$

Der Wärmeverlust  $\dot{Q}_{\text{Verlust}}$  des Speichers an die Umgebung wird durch den Term

$$\dot{Q}_{\text{Verlust}} = UA(\bar{T}_\infty - \bar{T}_s) \quad (54)$$

ausgedrückt. Dabei beschreibt  $U$  den Wärmedurchgangskoeffizienten,  $A$  die Oberfläche des Speichers und  $\bar{T}_\infty$  die mittlere Lufttemperatur am Speicher. Der  $U$ -Wert wird anhand der Formel (55) und die Fläche anhand der Formel (56) berechnet.

$$U = \frac{\lambda}{m} \quad (55)$$

Dabei ist  $\lambda$  die Wärmeleitfähigkeit des Speichers und  $m$  die Schichtdicke der Dämmung. Die Oberfläche des Speichers  $A$  errechnet sich über den Ausdruck:

$$A = 2\pi r^2 + 2\pi r h \quad (56)$$

Hierbei ist  $r$  der Speicherradius und  $h$  die Speicherhöhe. Der Wärmeeintrag  $\dot{Q}_{\text{Kond}}$  wird durch den Term

$$\dot{Q}_{\text{Kond}} = \dot{m}_k c_k (T_2 - T_3) \quad (57)$$

beschrieben. Dabei ist  $\dot{m}_k$  der Kältemittelmassenstrom,  $c_k$  die spezifische Wärmekapazität des Kältemittels,  $T_2$  die Temperatur am Kondensatoreintritt und  $T_3$  die Temperatur am Kondensatoraustritt.

### 3.4.3 Parametrierung der Pufferspeicher

Die Informationen zur Parametrierung des Pufferspeichers stammen aus den Herstellerunterlagen (vgl. „Pufferspeicher\_PS-R.pdf“ o. J.). Die Pufferspeicher haben ein Nennvolumen von  $m_w = 1500$  l, einen Durchmesser von 0,950 m und eine Höhe von 2,174 m. Das Material ist Stahl S235JR mit einer 120 mm Faservliesdämmung. Die Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$  des Faservlies beträgt  $0,036 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$ . Da keine Angabe über die Dicke des Stahls in den Herstellerunterlagen gelistet ist, wird der Wärmedurchgangskoeffizient ( $U$ -Wert) nur über die Dämmung berechnet. Für den Wärmedurchgangskoeffizient wird ein Wert von  $0,304 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$  berechnet. Dieser  $U$ -Wert wird für beide Systeme verwendet. Der Geo-NTP und Geo-HTP haben eine berechnete Oberfläche des Speichers von  $7,9 \text{ m}^2$  bei einem Nennvolumen von 1500 l. Der See-NTP und See-HTP hat ein Nennvolumen von 2300 und 2100 l bei einer Oberfläche von  $10,05 \text{ m}^2$  und  $9,5 \text{ m}^2$ . Für die Bestimmung der spezifischen Wärmekapazität des Wassers wird beim NTP bzw. HTP eine Temperatur von  $42,5^\circ\text{C}$  bzw.  $52^\circ\text{C}$  angenommen. Dies entspricht der mittleren Temperatur der oberen und unteren Temperaturgrenzen  $T_H$  und  $T_K$  der beiden Speicher. Der HTP hat nach der Regelungsparameterliste eine obere Temperaturgrenze von  $T_H = 65^\circ\text{C}$  und eine untere Temperaturgrenze von  $T_K = 55^\circ\text{C}$ . Allerdings gibt es für die Polynome einen festgelegten Geltungsbereich der Eingabewerte. Demnach darf die Kondensationstemperatur nur zwischen  $20$  und  $62^\circ\text{C}$  sein. Um dies über das gesamte Modell zu gewährleisten, wird die obere Temperaturgrenze auf  $T_H = 57^\circ\text{C}$  und die untere auf  $T_K = 47^\circ\text{C}$  festgelegt. Damit ist es nicht möglich, wie im Heizungsschema angegeben, die Mindesttemperatur von  $55^\circ\text{C}$  des Warmwassers an jedem Punkt zu gewährleisten. Demnach kann das Modell die notwendige Temperatur von  $55^\circ\text{C}$  für die Legionellenprophylaxe am Austritt des Warmwassers nicht gewährleisten. Gleichzeitig wird die untere Systemgrenze der Speichertemperatur von  $15^\circ\text{C}$  festgelegt, denn dies führt zu einer Kondensationstemperatur von exakt  $20^\circ\text{C}$ . Der NTP hat eine obere Temperaturgrenze von  $T_H = 45^\circ\text{C}$  und eine untere Temperaturgrenze von  $T_K = 40^\circ\text{C}$ . Das Modell der Regelung wird identisch zur Beschreibung in Kapitel 2.1.1 und der Abbildung 3 implementiert. Damit die Wärmeverluste an die Umgebung berechnet werden können, werden für die mittlere Lufttemperatur beim Speicher  $\bar{T}_\infty$  die Daten in Abbildung 10 (s. links) verwendet.

### 3.4.4 Ergebnisse

Die Ergebnisse sind in den geothermischen Hochtemperaturpuffer (Geo-HTP), den geothermischen Niedertemperaturpuffer (Geo-NTP), den seethermischen Hochtemperaturpuffer (See-HTP) und den seethermischen Niedertemperaturpuffer (See-NTP) aufgeteilt.

#### Geothermische Pufferspeicher

In Abbildung 24 (s. links) sind ausgewählte Ergebnisse in Bezug auf den Geo-HTP dargestellt. Die Ergebnisse (s. oben links) zeigen, dass der HTP über einen Zeitraum von zehn Stunden durch zwei Heizzyklen beheizt wird. Der erste Heizzyklus hat eine Dauer von 58 Minuten. Dabei ist die übertragene Leistung am Kondensator über diesen Zeitraum von 80 kW auf 74 kW abfallend. Die Leistungsaufnahme des Kompressors liegt bei 21,3 kW und steigt bis 27,2 kW an und führt zu einem mittleren COP von 3,55. Der zweite Heizzyklus dauert 15 Minuten, die Leistungsabgabe am Kondensator beträgt 79,6 kW und fällt auf 71,1 kW gleichmäßig ab. Die Leistungsaufnahme am Kompressor variiert zwischen 21,3 und 27,3 kW und hat einen mittleren COP von 3,2 zur Folge. Die Speichertemperatur des HTP (s. Mitte links) beträgt zunächst 56°C, bricht stark ein und stagniert etwa 50 Minuten zwischen 45 und 47°C. Ab Minute 500 befindet sich die Speichertemperatur wieder über der unteren Temperaturgrenze von 47°C. Während Minute 780 fällt die Temperatur des Speichers noch einmal stark ab und ist innerhalb von 15 Minuten an der oberen Temperaturgrenze der Regelung von 57°C. Der Brauchwarmwasserbedarf (s. unten links) ist dargestellt, damit die Warmwasserentnahmen mit dem Verhalten des Speichers gegenübergestellt werden können. Dabei gibt es starke Warmwasserzapfungen morgens um 06:30 Uhr (etwa Minute 400), die sogar Leistungen bis zu 125 kW erreichen können.

In Abbildung 24 (s. rechts) sind außerdem ausgewählte Ergebnisse in Bezug auf den Geo-NTP dargestellt. Dieser wird ebenfalls in zwei Heizzyklen beheizt. (s. oben rechts). Der erste Heizzyklus hat eine Dauer von 11 Minuten, die übertragene Leistung am Kondensator fällt von 83,8 auf 78,4 kW ab und die Leistungsaufnahme erhöht sich von 18,1 auf 20,4 kW. Dabei fällt der COP von 4,61 auf 3,86 ab und führt zu einem mittleren COP von 4,20. Der zweite Heizzyklus dauert 24 Minuten. In dieser Zeit sinkt die übertragene Leistung am Kondensator von 83,5 auf 77,3 kW, während die Leistungsaufnahme am Kompressor von 18,1 auf 20,5 kW steigt. Die Speichertemperatur des NTP (s. Mitte rechts) sinkt von der Minute 200 bis 311 immer weiter ab. Innerhalb von 14 Minuten steigt die Speichertemperatur zurück auf 45°C. Über die nachfolgenden Zeitschritte reduziert sich die Speichertemperatur innerhalb von 13 Minuten um 5°C. Daraufhin wird die Speichertemperatur innerhalb von 24 Minuten zurück auf 45°C gebracht. Der Heizwärmebedarf (s. unten rechts) steigt von Minute 200 bis 300 langsam auf 10 kW an und nimmt die nächsten 75 Minuten auf bis zu 60 kW zu.

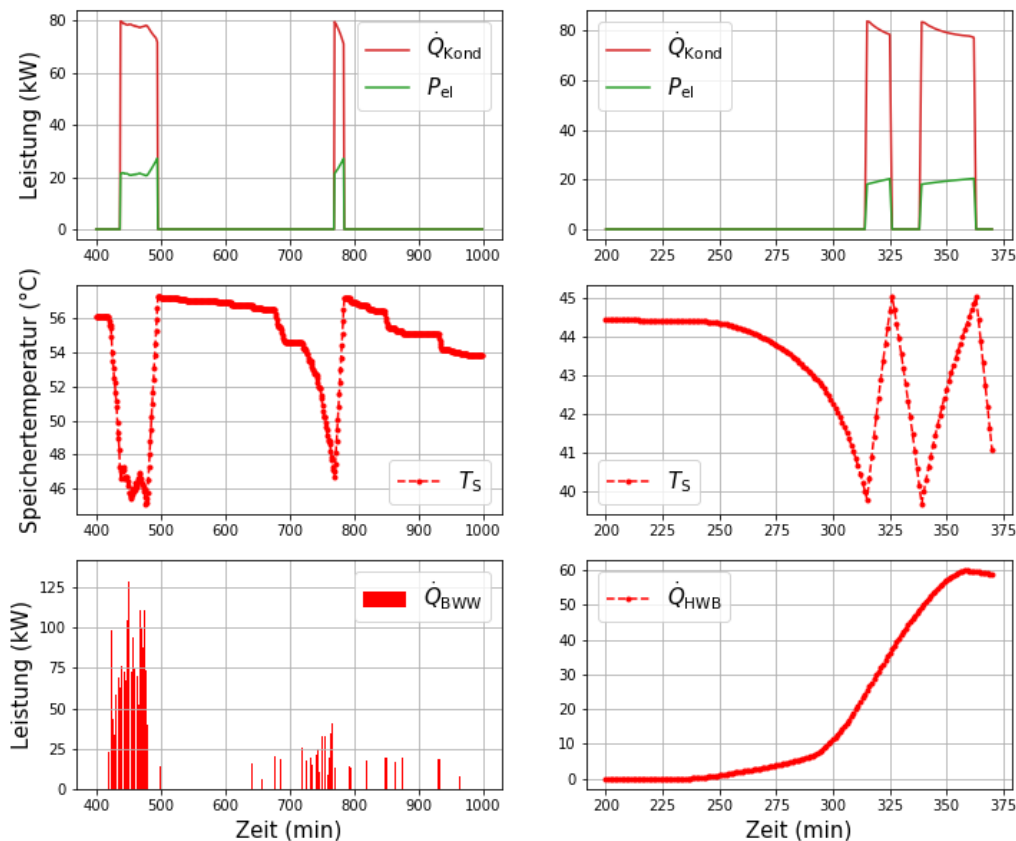


Abbildung 24 Ergebnisse des Geo-HTP und Geo-NTP

Die Wärmeabgabe am Kondensator an  $\dot{Q}_{\text{Kond}}$  an den HTP und die elektrische Leistungsaufnahme des Kompressors  $P_{\text{el}}$  (oben links), die Speichertemperatur  $\bar{T}_s$  des HTP (Mitte links), die Leistung des Brauchwarmwasserbedarfs  $\dot{Q}_{\text{BWW}}$  (unten links), die Wärmeabgabe am Kondensator an  $\dot{Q}_{\text{Kond}}$  an den NTP und die elektrische Leistungsaufnahme des Kompressors  $P_{\text{el}}$  (oben rechts), die Speichertemperatur  $\bar{T}_s$  des NTP (Mitte rechts), die Leistung des Heizwärmebedarfs  $\dot{Q}_{\text{HWB}}$  (unten rechts)

### Seethermische Pufferspeicher

In Abbildung 25 (s. rechts) sind ausgewählte Ergebnisse in Bezug auf den See-HTP dargestellt. Die Resultate (s. oben rechts) zeigen, dass der HTP über einen Zeitraum von zehn Stunden über zwei Heizzyklen beheizt wird. Der erste Heizzyklus hat eine Dauer von 52 Minuten. Dabei ist die übertragene Leistung am Kondensator über diesen Zeitraum von 87,9 kW auf 79,1 kW abfallend. Die Leistungsaufnahme des Kompressors liegt bei 22,3 kW und steigt bis 29 kW an und führt zu einem mittleren COP von 3,59. Der zweite Heizzyklus dauert 18 Minuten. Die Leistungsabgabe am Kondensator beträgt 87,9 kW und fällt auf 80 kW ab. Die Leistungsaufnahme steigt über den Heizzyklus von 22,9 auf 29,4 kW an. Der mittlere COP beträgt dabei 3,27. Die Speichertemperatur des HTP (s. Mitte links) beträgt zunächst 56°C, bricht stark ein und stagniert etwa 40 Minuten zwischen 45 und 48,5°C. Ab Minute 500 befindet sich die Speichertemperatur wieder über der unteren Temperaturgrenze von 47°C. Die

Speichertemperatur erreicht bei Minute 955 die untere Temperaturgrenze von 47°C und steigt innerhalb von 18 Minuten zurück auf 57°C.

In Abbildung 25 (s. rechts) sind ausgewählte Ergebnisse in Bezug auf den See-NTP dargestellt. Dieser wird ebenfalls in zwei Heizzyklen beheizt. (s. oben rechts). Im ersten Heizzyklus mit einer Dauer von 19 Minuten, fällt die übertragene Leistung am Kondensator von 90,6 auf 85,7 kW ab und die Leistungsaufnahme erhöht sich von 19,2 auf 21,8 kW. Dabei fällt der COP von 4,71 auf 3,93 ab und führt zu einem mittleren COP von 4,32. Der zweite Heizzyklus dauert 28 Minuten und die übertragene Leistung am Kondensator sinkt währenddessen von 90,6 auf 85,7 kW. Die Leistungsaufnahme am Kompressor steigt von 19,2 auf 21,8 kW. Die Speichertemperatur des NTP (s. Mitte rechts) sinkt von der Minute 200 bis 324 immer weiter bis 40°C ab. Innerhalb von 19 Minuten steigert sich die Speichertemperatur zurück auf 45°C. In den nachfolgenden Zeitschritten reduziert sich die Speichertemperatur innerhalb von 16 Minuten um über 5°C. Daraufhin wird die Speichertemperatur innerhalb von 28 Minuten zurück auf 45°C gebracht. Der Heizwärmebedarf (s. unten rechts) steigt von Minute 200 bis 300 langsam auf 10 kW an und nimmt die nächsten 75 Minuten auf bis zu 60 kW zu.

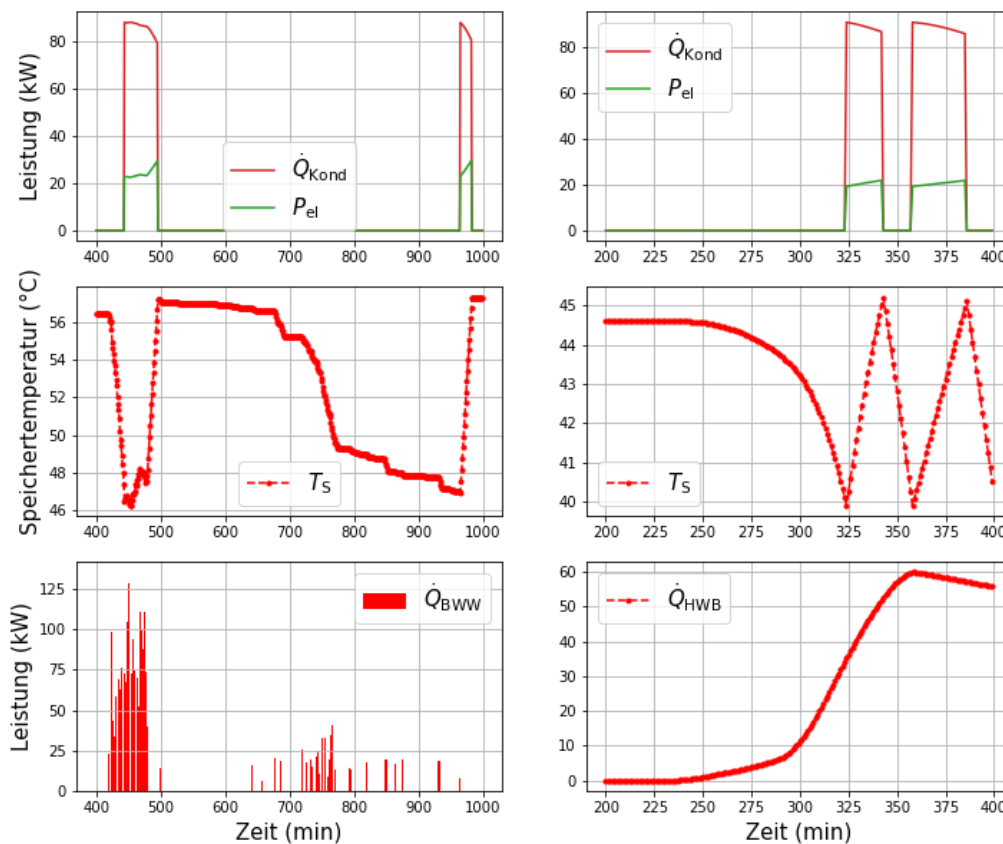


Abbildung 25 Ergebnisse des See-HTP und See-NTP



Die Wärmeabgabe am Kondensator an  $\dot{Q}_{\text{Kond}}$  an den HTP und die elektrische Leistungsaufnahme des Kompressors  $P_{\text{el}}$  (oben links), die Speichertemperatur  $\bar{T}_s$  des HTP (Mitte links), die Leistung des Brauchwarmwasserbedarfs  $\dot{Q}_{\text{BWW}}$  (unten links), die Wärmeabgabe am Kondensator an  $\dot{Q}_{\text{Kond}}$  an den NTP und die elektrische Leistungsaufnahme des Kompressors  $P_{\text{el}}$  (oben rechts), die Speichertemperatur  $\bar{T}_s$  des NTP (Mitte rechts), die Leistung des Heizwärmebedarfs  $\dot{Q}_{\text{HWB}}$  (unten rechts)

Um die Wärmesysteme abschließend unter gleichen Bedingungen vergleichen zu können, ist es notwendig einen Heizzyklus zum identischen Zeitpunkt und ohne Wärmebedarf zu betrachten. Daher wird für alle Pufferspeicher angenommen, dass die Speichertemperatur am 01.01.2021 um 00:00 Uhr an der unteren Temperaturgrenze liegt und somit wird für einen Heizzyklus die WP angefordert. Die Ergebnisse sind in Tabelle 1 dargestellt. Die Aufteilung des Vergleichs erfolgt in HTP und NTP der individuellen Wärmesysteme. Der See-HTP hat 40% mehr Speicherkapazität als der Geo-HTP und benötigt 7,9 kWh mehr übertragene Wärme am Kondensator, um die obere Temperaturgrenze der Regelung zu erreichen. Damit diese zusätzliche Wärmeenergie übertragen wird, benötigt die See-WP fünf zusätzliche Minuten. Das Leistungsmaximum am Kondensator der See-WP ist um 3% höher. Die elektrische Energieaufnahme der See-WP beträgt etwa 2,6 kWh mehr und zeigt sich weniger effizient durch einen um 0,11 niedrigeren mittleren COP. Der See-HTP hat durch seine größere Oberfläche bei einer Temperatur von 47 bis 57°C einen Wärmeverlust zwischen 78 bis 115,6 W. Der Geo-HTP bei niedrigerer Oberfläche zwischen 73 bis 95,3 W. Damit sind die Wärmeverluste des See-HTP um 7 bis 21% höher.

Tabelle 1 Auswertung der Pufferspeicher für einen Heizzyklus ohne Wärmebedarf

Bezeichnung	See-HTP	Geo-HTP	See-NTP	Geo-NTP
Speichervolumen (l)	2100	1500	2300	1500
Wärmeabgabe am Kondensator (kWh)	25,4	17,5	13,4	8,8
Heizdauer (min)	18	13	9	5
Strombedarf (kWh)	7,84	5,23	3,06	1,91
Mittlerer COP (-)	3,26	3,37	4,39	4,6
Leistungsmaximum am Kondensator (kW)	87,71	85,0	90,6	89,7
Wärmeverluste (W)	78 – 115,6	73 – 95,3	66 – 78,3	56 - 64,5

Das Speichervolumen des See-NTP ist um 53% höher als das der Geo-NTP und damit sind 4,6 kWh zusätzlich notwendig, um diesen von der unteren Temperaturgrenze auf die obere aufzuheizen. Dies hat eine 4 Minuten längere Heizdauer zur Folge. Der Strombedarf der See-WP am Verdichter beträgt 1,15 kWh mehr und hat einen um 0,21 niedrigeren mittleren COP als die Geo-WP. Gleichzeitig unterscheidet sich das Leistungsmaximum des Kondensators der beiden Systeme um 0,9 kW zugunsten der See-WP. Der See-NTP hat durch seine höhere Oberfläche bei einer Temperatur von 40 - 45°C einen Wärmeverlust zwischen 66 bis 78,3 W.

Für den Geo-NTP ist die Wärmeverlustspanne zwischen 56 bis 64,5 W und damit um 17 bis 21% höher.

### 3.4.5 Diskussion

Die Ergebnisse der Pufferspeicher zeigen, dass die Regelung der Wärmesysteme funktioniert. Dabei wird für den jeweiligen Pufferspeicher die Wärmepumpe angefordert, sobald die untere Temperaturgrenze des HTP von 47°C oder des NTP von 40°C erreicht ist. In Abbildung 21 und Abbildung 22 (s. oben und Mitte) wird der Anstieg der Speichertemperatur aufgrund einer angeforderten Wärmepumpe veranschaulicht. In diesen Abbildungen wird auch der Zusammenhang zwischen Speichertemperatur und steigendem Wärmebedarf deutlich. Die Ergebnisse des HTP zeigen, dass die Speichertemperatur bei starken Warmwasserentnahmen auch stärker absinkt als bei geringen Entnahmen. Aus den Ergebnissen lässt sich ableiten, dass während maximalen Leistungsentnahmen bei Warmwasserzapfungen, welche die maximale Leistung der Wärmepumpe von 85 bzw. 87 kW übersteigen, dazu führen können, dass die Speichertemperatur von 57°C im Speicher nicht erreicht werden kann, obwohl die Wärmepumpe angefordert wird. Das führt zu einer stagnierenden Speichertemperatur zwischen 46 und 48°C, wie es in Abbildung 25 (s. Mitte links) zwischen Minute 400 und 500 zu sehen ist. Die Auswertung der Speichertemperatur des Geo-NTP und See-NTP zeigt, dass während Zeitpunkten mit hoher Heizleistung aufgrund niedriger Außenlufttemperaturen auch die Heizdauer für einen Heizzyklus höher ist. Dies ist in Abbildung 25 (s. Mitte rechts und unten rechts) exemplarisch dargestellt und während die Leistung des Heizwärmebedarfs über den ausgewählten Zeitraum ansteigt, steigt auch die Heizdauer von 19 auf 28 Minuten an. Die Ergebnisse zeigen, dass die thermische Speicherkapazität des See-HTP um 7,9 kWh und des See-NTP um 4,6 kWh höher ist als im Vergleich zu ihren jeweiligen Gegenstücken im geothermischen Wärmesystem. Dabei wurde vereinfacht angenommen, dass die übertragene Energie am Kondensator an den Pufferspeicher die thermische Kapazität des individuellen Pufferspeichers ist. Zusätzliche thermische Speicherkapazität dient außerdem dazu, dass hohe Leistungsentnahmen aus dem Pufferspeicher eine weniger abfallende Speichertemperatur zur Folge haben. Größere Pufferspeicher führen auch zu höheren Heizdauern, höherem Strombedarf und zusätzlichen Wärmeverlusten an die Umgebung.

Das Ziel des Kapitel 3 – das Grundmodell – war es, der lesenden Person die Modellbildung, die Methodik, die Parametrierung, die Ergebnisse und die Diskussion dieses Grundmodells darzulegen. Das nachfolgende Kapitel zielt darauf ab, mithilfe von Sensitivitätsanalysen die optimale Auslegung ausgewählter Komponenten zu identifizieren sowie die Auswirkung von Randbedingungen auf die Systemeffizienz zu untersuchen.

## 4 Sensitivitätsanalysen

In diesem Kapitel werden drei Sensitivitätsanalysen durchgeführt, die die optimale Auslegung ausgewählter Komponenten betrachten sowie den Einfluss von Randbedingungen auf die Effizienz des Systems untersuchen. Es wird jeweils die Methodik dargelegt und die wesentlichen Einflussgrößen werden parametrisiert, ausgewertet und diskutiert.

### 4.1 Beschreibung

Bei der Sensitivitätsanalyse werden Eingabevariablen variiert und die Auswirkungen auf Ausgabevariablen dargelegt. Das Modell des seethermischen Wärmesystems ist in dem Kapitel 3 beschrieben und es wurden Annahmen für die physikalischen Eigenschaften des Rohrbündelwärmeübertragers und das Nennvolumen der Pufferspeicher verwendet. Der Hintergrund für diese Annahmen wird in diesem Kapitel im Detail erläutert. Die Sensitivitätsanalyse 1 (SA1) befasst sich mit der Variation der Eingangsvariablen des Rohrbündelwärmeübertragers. Hierbei wird die Länge und Anzahl der Rohrbündel variiert. Die Auswirkungen werden über die Ausgangsvariable mittlerer COP (mCOP) über den Betrachtungszeitraum ausgewertet. Die Sensitivitätsanalyse 2 (SA2) variiert das Nennvolumen des HTP und des NTP und legt die Auswirkungen auf den mittleren COP, die Speichertemperatur und die Anzahl und Dauer der Heizzyklen dar. Die Sensitivitätsanalyse 3 (SA3) variiert die Temperatur der Wärmequellen und soll die Auswirkungen einer Temperaturveränderung auf die Effizienz des Wärmesystems darstellen.

### 4.2 Methodik

Die drei Sensitivitätsanalysen werden basierend auf dem Grundmodell in Kapitel 3 berechnet. Es werden an dieser Stelle nur die variierenden Eingangsvariablen erwähnt.

Für die SA1 werden folgende Eingangsvariablen variiert: Anzahl Rohrbündel und Länge des Wärmeübertragers. Dabei wirkt sich die Länge direkt auf die Variable  $L$  und die Anzahl der Rohrbündel auf den Massenstrom zur Berechnung nach der Formel (5) aus. In Gleichung (58) ist die Veränderung des Eingangsparameter der Länge der Sensitivitätsanalyse  $L_{\text{var}}$  dargestellt.

$$L_{\text{var}} = [x_1, x_2, x_3, \dots, x_n] \quad (58)$$

Dabei ist  $x_1$  der niedrigste Wert der Länge und  $x_n$  der höchste Wert der Länge. Die Veränderung der Anzahl Rohrbündel und die Auswirkungen auf den Massenstrom nach der Formel (5) sind in Formel (59) dargestellt.

$$\dot{m}_{h_{\text{var}}} = \left[ \frac{\dot{m}_h}{y_1}, \frac{\dot{m}_h}{y_2}, \frac{\dot{m}_h}{y_3}, \dots, \frac{\dot{m}_h}{y_n} \right] \quad (59)$$

Dabei ist  $y_1$  die niedrigste und  $y_n$  die höchste Anzahl der Rohrbündel. Damit teilt sich der Massenstrom – wie bereits in Kapitel 3 beschrieben – gleichmäßig auf die Anzahl der Rohrbündel auf. Für die SA2 wird das Speichervolumen  $m_w$  nach Formel (48) und die Oberfläche des Pufferspeichers  $A$  nach der Formel (54) variiert. Das variierte Speichervolumen  $m_{w_{\text{var}}}$  wird über den Ausdruck in Formel (60) verändert.

$$m_{w_{\text{var}}} = [x_1, x_2, x_3, \dots, x_n] \quad (60)$$

Dabei ist  $x_1$  die niedrigste Kapazität und  $x_n$  die höchste Kapazität des Pufferspeichers. Die variierte Oberfläche des Pufferspeichers  $A_{\text{var}}$  und ist in Formel (61) dargelegt.

$$A_{\text{var}} = [y_1, y_2, y_3, \dots, y_n] \quad (61)$$

Dabei ist  $y_1$  die niedrigste Oberfläche und  $y_n$  die höchste Oberfläche des Pufferspeichers. Die Oberfläche ist immer an das zugehörige Speichervolumen gekoppelt.

Für die SA3 wird die Quelltemperatur  $T_{\text{Quelle}}$  nach Formel (9) variiert. Die variierte Temperatur der Quelle  $T_{\text{Quelle}_{\text{var}}}$  ist über die Formel (62) bestimmt.

$$T_{\text{Quelle}_{\text{var}}} = [x_1, x_2, x_3, \dots, x_n] \quad (62)$$

Dabei ist  $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$  eine definierte Temperatur der Quelle.

### 4.3 Parametrierung

Der ausgewählte Zeitraum für die SA bezieht sich auf repräsentative Wochen, um hohe Rechenzeiten des Modells zu vermeiden. Daher werden auf Basis der mittleren Lufttemperaturen am Standort Bregenz für jede Jahreszeit ein Mittelwert berechnet. So beträgt die mittlere Lufttemperatur für das Jahr 2021 in Bregenz im Frühling 9,6°C, im Sommer 18,3°C, im Herbst 9,5°C und im Winter 1,85°C. Darauffolgend sind Wochen des Jahres ausgewählt worden, die diesen mittleren Lufttemperaturen im Mittel am nächsten kommen. Für den Frühling und Herbst ist die naheliegendste mittlere Lufttemperatur 9,3°C in der Woche vom 04.10.21 bis 10.10.21. Aus diesem Grund werden diese Jahreszeiten zusammengefasst und über die repräsentative Woche der Übergangszeit abgebildet. Für die repräsentative Sommerwoche wird die Woche vom 26.07.21 – 01.08.21 bei einer mittleren Lufttemperatur von 18,7°C ausgewählt. Die repräsentative Winterwoche ist vom 08.02.21 - 14.02.21 bei einer mittleren Lufttemperatur von 2,1°C festgelegt.

Die SA1 nutzt für  $L_{\text{var}}$  eine Wertespanne von 0,96 – 5,5 m. Dabei ist 0,96 m der Ausgangswert des Wärmeübertragers nach der Studie (Wu u.a. 2020) – wie in Kapitel 3 beschreiben – und 5,5 m ein Wert der in einem iterativen Prozess gewählt wurde, bis sich eine Sättigung der Ausgangsvariabel einstellt. Insgesamt werden 26 Werte von 0,96 – 5,5 m (mit dem Start- und Endwert) für die Analyse ausgewählt, bezogen auf die Formel (58) ist  $x_n = x_{26} = 5,5 \text{ m}$ . Die Anzahl der Rohrbündel wird zwischen 100 und 550 Stück variiert. Die Anzahl von 100 dient als niedrigster Wert und ist damit höher als der Ausgangswert der Studie (Wu u.a. 2020). Hintergrund dafür ist, dass die Übertragungsfläche zu niedrig sein kann, um den Energiebedarf am Verdampfer decken zu können. Der Wert von 550 wurde analog zur Beschreibung des Maximalwertes  $L_{\text{var}}$  ausgewählt. Insgesamt werden auch hier 26 Werte von  $y_1 = 100$  bis  $y_n = y_{26} = 550$  (mit dem Start- und Endwert) für die Analyse nach Formel (59) ausgewählt. Der betrachtete Ausgabewert ist der mCOP des Systems über die repräsentative Winterwoche vom 8.2. – 14.2.2021. Es gibt 676 ( $26 \cdot 26$ ) verschiedene Ausgabewerte des mCOP über die verschiedenen Variationen der Eingabe.

Die SA2 variiert die Speichergößen des HTP und des NTP zwischen 1500 l und 2500 l Nennvolumen. Dabei wird für die Pufferspeicher der mCOP, die Speichertemperatur, die Anzahl und Dauer der Heizzyklen als Ausgabewert betrachtet. Die Speichergöße  $m_{w\text{var}}$  wird in elf gleichbleibenden 100 l Abständen von 1500 l auf 2500 l variiert. Mit steigender Speichergöße vergrößert sich auch die Oberfläche und damit die Verluste an die Umgebung. Aus diesem Grund wird basierend auf dem Nennvolumen des Pufferspeichers eine Oberfläche  $A_{\text{var}}$  zugewiesen. Folglich sind Speichergöße und Oberfläche im Modell gekoppelt. Der betrachtete Ausgabewert wird über die Winterwoche vom 8.2. – 14.2.2021 betrachtet.

Die SA3 wird für das Geo-WS und See-WS individuell vorgenommen. Beginnend mit dem geothermischen System ist ein alternativer Temperaturverlauf über die Tiefe in Abbildung 26

als  $T_{\text{ErdreichVAR}}$  dargestellt. Huber (vgl. Huber 2014) zeigt über Messergebnisse, dass die Erdreichtemperatur in Tiefen bis 200 m höher sind als erwartet. Allerdings beziehen sich diese Ergebnisse auf die Stadt Zürich. Sollte dies auch für den Standort in Lochau übertragbar sein, kann über diese SA die Auswirkung auf die Effizienz dargestellt werden. Bis 100 m Tiefe wird die mittlere Erdreichtemperatur von etwa  $10^\circ\text{C}$  angenommen. Dann gibt es zwei alternative Vorgehen. Die Alternative eins ist der abgebildete Temperaturverlauf  $T_{\text{Erdreich}}$ , welcher auch in dem Grundmodell verwendet wird. Dies ist in Kapitel 3.2 im Detail beschrieben. Für die Alternative zwei wird ebenfalls eine konstante Temperatur bis zu einer Tiefe von 100 m angenommen. Ab 100 m wird die Temperatur von Huber mit  $12,75^\circ\text{C}$  mit einer Steigerung von  $0,032 \frac{\text{K}}{\text{m}}$  angenommen. Dies führt zu einer mittleren Erdreichtemperatur von  $\bar{T}_{\text{ErdreichVAR}} = 12,07^\circ\text{C}$ . Für die Sensitivitätsanalyse wird diese mittlere Temperatur als die maximale mittlere Temperatur des Erdreichs betrachtet und im weiteren Verlauf als  $\bar{T}_{\text{ErdreichVAR}_{\text{max}}}$  beschrieben. Damit können positive Auswirkungen auf das System durch eine höhere Temperatur des Erdreichs aufgezeigt werden. Die Temperatur  $\bar{T}_{\text{ErdreichVAR}_{\text{max}}}$  ist um  $1,47^\circ\text{C}$  höher als die mittlere Erdreichtemperatur  $\bar{T}_{\text{Erdreich}}$ . Um mögliche negative Folgen einer geringeren Erdreichtemperatur darzustellen, wird die Temperaturdifferenz von der mittleren Erdreichtemperatur  $\bar{T}_{\text{Erdreich}}$  abgezogen und erhalten  $\bar{T}_{\text{ErdreichVAR}_{\text{min}}} = 9,1^\circ\text{C}$ . Die mittlere Erdreichtemperatur wird folglich zwischen  $9,1^\circ\text{C}$  und  $12,07^\circ\text{C}$  in 200 gleichgroßen Schritten variiert.

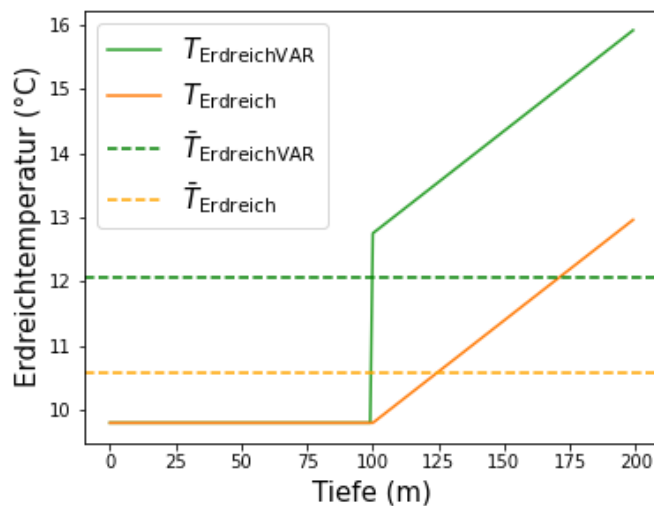


Abbildung 26 Alternative Entwicklung der Erdreichtemperatur  
Quelle: Eigene Darstellung nach (vgl. Huber 2014)

Das seethermische System verwendet die Seewassertemperatur des Bodensees bei einer Tiefe von 40 m. Auf diesen Daten beruhend ist die mittlere Temperatur des Seewassers über das gesamte Jahr bei etwa  $6,5^\circ\text{C}$ . Die untere Temperaturgrenze der SA3 ist durch die Dichteanomalie des Wassers bestimmt. Auf Basis dieser Information kann es auf dem Grund eines Sees nicht kälter als  $4^\circ\text{C}$  werden. Es wird neben einer geringeren Temperatur auch der Effekt

von einer steigenden Temperatur der Quelle betrachtet. Das ISF bestätigt, dass die Klimakatastrophe das Ökosystem des Bodensees durch Veränderungen in den Wassertemperaturen und dem Mischungs- und Schichtverhalten beeinflusst (vgl. ISF 2022a). Dabei wird eine mittlere Temperaturveränderung des Wassers an der Oberfläche (bei 0,5 m Tiefe) von 0,9°C genannt. Es war allerdings nicht möglich, weitere Informationen über klimabedingte Auswirkungen über die gesamte Tiefe des Bodensees zu erhalten. Aus diesem Grund wird für diese Betrachtung die gesamte Temperaturspreizung des vorhandenen Datensatzes als Basis verwendet. Es werden in dieser Arbeit die Auswirkungen auf die Systemeffizienz durch eine sich verändernde Wassertemperatur dargestellt. Der Datensatz des Instituts für Seenforschung beschreibt ein Temperaturmaximum des Bodensees bei 40 m Tiefe bei 8,77°C. Diese Temperatur wird als obere Temperaturgrenze betrachtet. Folglich wird die Temperatur des Bodensees für die SA3 zwischen 4°C und 8,77°C in 200 Schritten variiert und die Auswirkungen auf den mCOP über die repräsentativen Wochen im Sommer, Winter und der Übergangszeit betrachtet. Dabei wird eine mittlere Temperatur angenommen, weil damit kann die Forschung auch auf andere Seen übertragbar wird.

#### **4.4 SA1: Optimaler Rohrbündelwärmeübertrager**

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse des optimalen Rohrbündelwärmeübertragers dargestellt und diskutiert.

##### **4.4.1 Ergebnisse**

In Abbildung 27 ist der mCOP in Abhängigkeit der Übertragungsfläche dargestellt. Dabei entspricht jeder Punkt in der Abbildung einer von 676 Simulationen der repräsentativen Woche im Winter. Es zeigt sich ein steigender Wert des mCOP von 3,2 bis 3,87 über die größer werdende Übertragungsfläche. Der punktierte Graph der Abbildung 27 ähnelt einer exponentiellen Annäherung an den y-Wert von 3,9, da der mCOP bis zu einer Übertragungsfläche von 35 m<sup>2</sup> stark, von 35 bis 60 m<sup>2</sup> mittel und ab 100 m<sup>2</sup> kaum zunehmend ist. Die detaillierte Effizienzveränderung über die steigende Übertragungsfläche wird nachfolgend erläutert. Beginnend bei der niedrigsten Übertragungsfläche von 5 m<sup>2</sup> beträgt der mCOP 3,21. Bei einer Zunahme der Übertragungsfläche auf 10 m<sup>2</sup> steigt der mCOP auf 3,35 an. Eine Verdopplung der Fläche auf 20 m<sup>2</sup> hat eine Verbesserung des mCOP von 0,2 auf 3,55 zur Folge. Eine weitere Verdopplung der Fläche auf 40 m<sup>2</sup> führt zu einer Zunahme des mCOP auf 3,75. Bei einer Übertragungsfläche von 80 m<sup>2</sup> ist der mCOP 3,83. Damit haben weitere 40 m<sup>2</sup> zusätzliche Übertragungsfläche noch eine Steigerung des mCOP von 0,08 zur Folge. Von einer Fläche von 80 m<sup>2</sup> auf 150 m<sup>2</sup> steigt der mCOP von 3,84 auf 3,87 an. Die vorliegende Streuung der Ergebnisse in Abbildung 27 deutet daraufhin, dass die Übertragungsfläche nicht proportional zu der Effizienz ansteigt. Dabei ist grundsätzlich ein proportionaler Trend zu erkennen, aber mit minimalen Abweichungen.

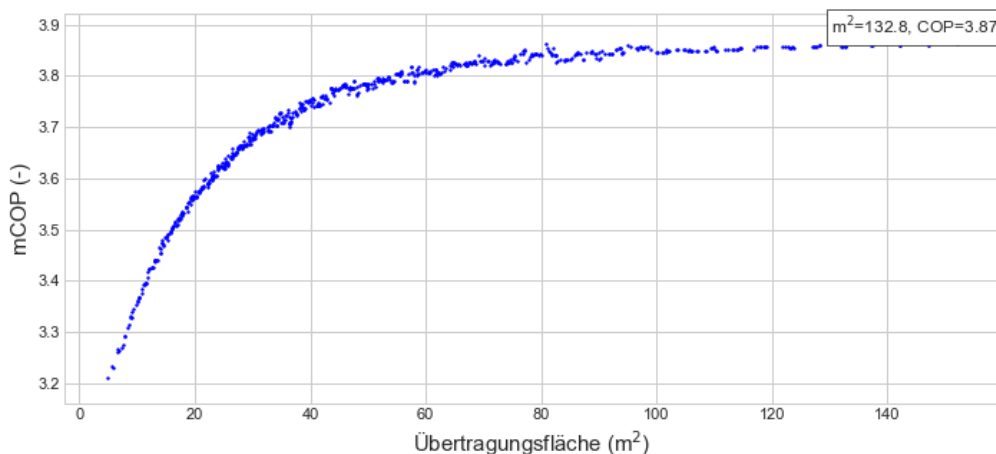


Abbildung 27 Mittlere COP in Abhängigkeit der Übertragungsfläche

Die Abbildung 28 zeigt den mCOP in Abhängigkeit des Verhältnisses der Anzahl zur Länge des Rohrbündelwärmeübertragers und bestätigt damit, dass dieses Verhältnis einen Einfluss auf die Effizienz hat. Wie in Abbildung 28 ersichtlich ist, ist bei dem maximalen Verhältnis von 573 ein mCOP von 3,64 und bei dem niedrigsten Verhältnis von 18 einer von 3,66. Die Ergebnisse deuten auf ein vorteilhaftes Verhältnis von 50 bis 250 (Anzahl pro Länge) hin, um einen mCOP von größer als 3,8 zu erreichen. Auffallend ist außerdem, dass der mCOP sich von einem Verhältnis von 18 auf 100 m<sup>2</sup> von 3,67 auf 3,87 steigern lässt. Diese Verhältnisdifferenz von 82 kann zu einer Effizienzveränderung des mCOP von 0,21 führen. Wird im Gegensatz dazu das Verhältnis von 101 auf 183 verändert – um das Verhältnis ebenfalls um 82 zu steigern - dann führt dies zu einem sinkenden mCOP von 3,87 auf 3,84. Dabei kann der mCOP lediglich um 0,03 verändert werden. Die Ergebnisse bestätigen, dass der maximale mCOP von 3,87 bei 101 liegt. Dieses Verhältnis wurde basierend auf einer Rohrbündellänge von 5,1 m und einer Anzahl von Rohrbündeln von 514 berechnet. Diese Parameter wurden als Annahmen in dem Grundmodell für den Rohrbündelwärmeübertrager nach Kapitel 3.2 verwendet.



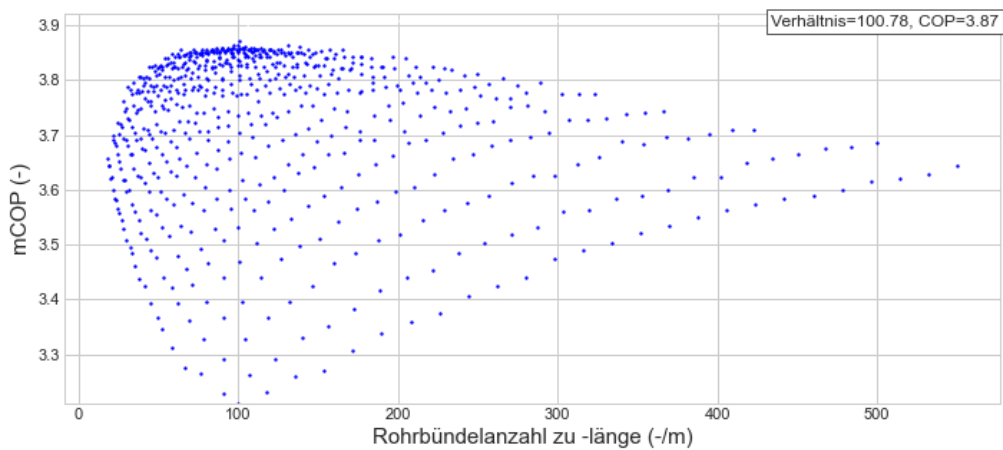


Abbildung 28 Mittlere COP in Abhängigkeit des Verhältnisses von Rohrbündelanzahl zu -länge

In Abbildung 29 sind alle 676 Variationen mit den exakt veränderten Ein- und Ausgabewerten dargestellt. Dabei ist deutlich erkennbar, welche Anzahl und Länge des Rohrbündels als Eingabe in die Simulation verwendet wurden. Über die Farbpalette der Heat-Map zeigt sich der betrachtete Ausgabewert des mCOP. Auffallend an dieser Auswertung sind die mCOP, wenn nur ein Eingabeparameter variiert wird. Mit Blick auf die minimale Rohrbündellänge von 0,96 m über die steigende Anzahl von Rohrbündeln (s. oben links bis oben rechts) zeigt sich der mCOP ab 3,6 nur schwach ansteigend. Vergleichbar verhält sich auch der COP bei einer konstanten Rohrbündelanzahl von 100 und steigender Länge (s. unten links und unten rechts). Zudem verdeutlicht die Abbildung 29 über den Farbverlauf die abfallende Wirkung von zusätzlicher Übertragungsfläche auf den mCOP.

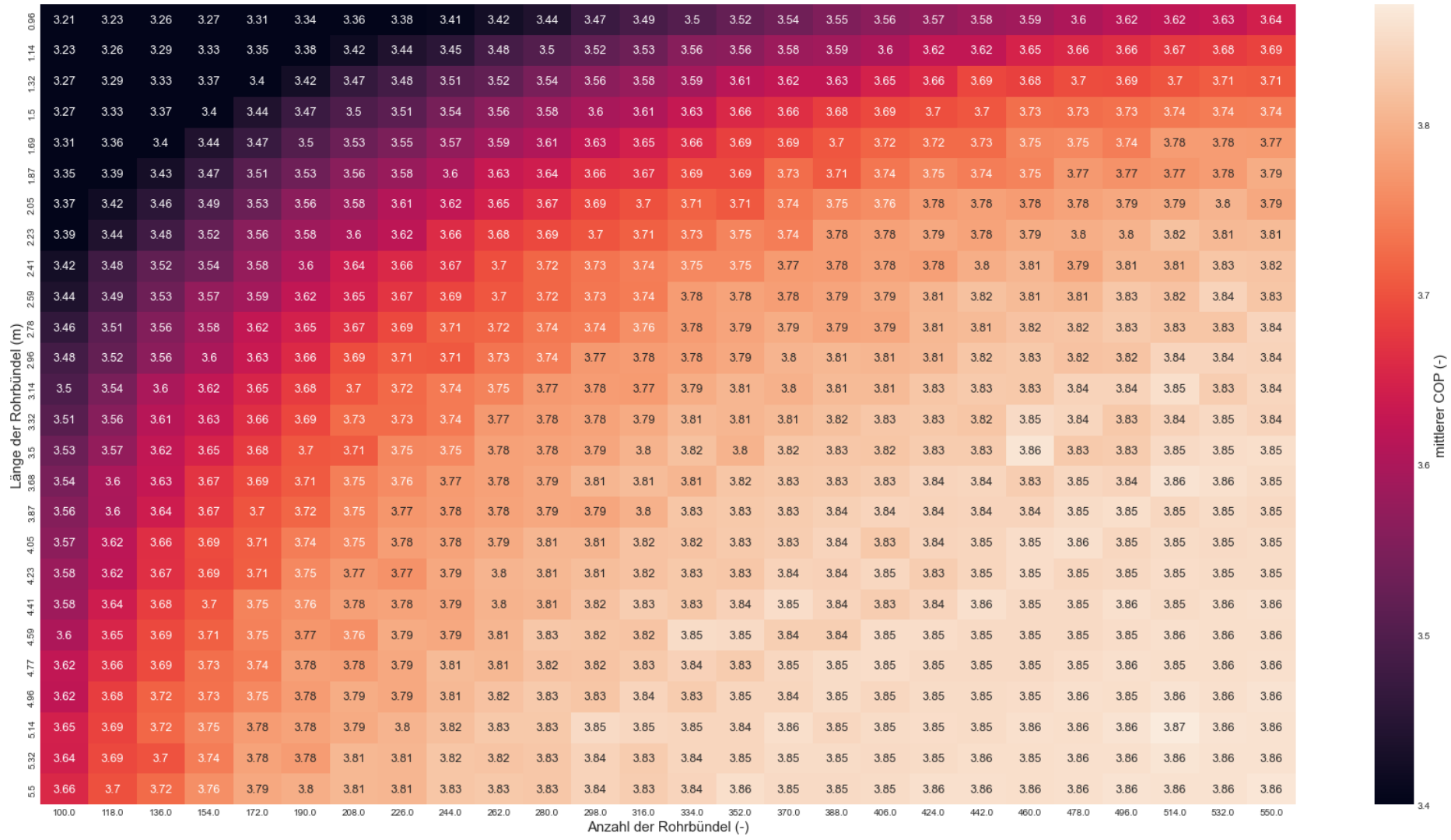


Abbildung 29 Mittlere COP in Abhängigkeit der Länge und Anzahl der Rohrbündel

#### 4.4.2 Diskussion

In Kapitel 4.4 wurde eine einwöchige Simulation durchgeführt, um die Auswirkungen der Parameter Länge und Anzahl der Rohrbündel des Wärmeübertragers auf die Effizienz des seethermischen Wärmesystems in 676 verschiedenen Simulationen zu analysieren. Ziel war es, die optimalen Parameter „Länge der Rohrbündel“ und „Anzahl der Rohrbündel“ zu bestimmen. Die Ergebnisse zeigen, dass der mCOP des Gesamtsystems durch die Zunahme der Übertragungsfläche des Rohrbündelwärmeübertragers von 3,2 bis 3,87 erhöht werden kann. Aufgrund des exponentiellen Annäherungsverlaufs der Simulationsergebnisse zeigt sich, dass eine Vergrößerung der Übertragungsfläche zunächst einen hohen und mit steigender Übertragungsfläche eine geringere Auswirkung auf die Effizienzverbesserung hat. Weitere Ergebnisse aus Kapitel 4.4 legen nahe, dass es neben der Übertragungsfläche auch noch ein optimales Verhältnis zwischen Anzahl und Länge der Rohrbündeln gibt. Die Untersuchung dieses Sachverhalts ergab ein vorteilhaftes Verhältnis, welches zwischen 50 und 250 liegt. Die Simulationsergebnisse, die ein Verhältnis in dieser Wertspanne hatten, konnten einen mCOP von größer 3,8 erreichen. Es zeigte sich außerdem, dass sich der mCOP im vorteilhaften Verhältnis zwischen 50 und 250 zu dem optimalen Verhältnis von 101 aus beiden Richtungen verbessert. Die Ergebnisse stellen den maximalen mCOP von 3,87 bei einer Länge von 5,14 m und einer Rohrbündelanzahl von 514 fest. Hingegen der Erwartung diesen Punkt bei der maximalen Übertragungsfläche vorzufinden, liegt dieser aufgrund des optimalen Verhältnisses bei 132 m<sup>2</sup>.

Im Forschungsstand wurde der in den See eingetauchte Wärmeübertrager als die Schlüsselkomponente eines geschlossenen Seewasserwärmepumpensystems definiert (vgl. Yu; Zhang; You 2012). Die Forschungsergebnisse dieser Arbeit können den Einfluss dieser Schlüsselkomponente auf die Effizienz des Gesamtsystems anhand der Übertragungsfläche bei einem Rohrbündelwärmeübertrager mit Stahlrohren darstellen. Die Ergebnisse des Kapitels zeigen, dass die Effizienz des Gesamtsystems durch zusätzliche Übertragungsfläche des Rohrbündelwärmeübertragers um bis zu 21% gesteigert werden kann. Gleichzeitig zeigte sich, dass bereits nach 55 von 145 m<sup>2</sup> zusätzlicher Übertragungsfläche eine Effizienzverbesserung von 18,8% die Folge war. Der Effekt von zusätzlicher Übertragungsfläche auf die Effizienzverbesserung flacht demnach stark ab. Diese Ergebnisse können bei der Planung von See- oder Gewässerwärmepumpen berücksichtigt werden. In der Praxis stellt sich allerdings noch die elementare Frage: Bis zu welcher Übertragungsfläche des Rohrbündelwärmeübertragers sind zusätzliche Einsparungen über die Lebensdauer höher als die zusätzlich anfallenden Investitionskosten?

Eine weitere Studie bestätigte den Wärmewiderstand als wichtigsten Faktor, der den Wärmeübergang des Wärmeübertragers einschränkt (vgl. Wu u.a. 2019). An diese Studie anknüpfend konnte durch diese Forschungsarbeit ein weiterer Einflussfaktor bestimmt werden. Dabei

handelt es sich um das Verhältnis zwischen Länge und Anzahl der Rohrbündel, welches anhand der Ergebnisse in Kapitel 4.4 bestimmt worden ist und zwischen 50 bis 250 als vorteilhaft und bei 101 als optimal eingeordnet wurde.

## **4.5 SA2: Optimale Speichergröße**

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse und die Diskussion der optimalen Speichergröße dargelegt und diskutiert.

### **4.5.1 Ergebnisse**

Das Speichervolumen der Pufferspeicher für den HTP und NTP wurde zwischen 1500 l und 2500 l variiert und die daraus resultierenden Ergebnisse sind in Abbildung 30 dargestellt. Der mCOP wird als repräsentative Größe für die Beurteilung der Systemeffizienz verwendet. Gleichzeitig werden die Anzahl der Heizzyklen, deren Dauer und die Speichertemperatur für den Vergleich mitberücksichtigt. Die Abbildung 30 ist aufgeteilt in Ergebnisse des HTP (s. links) und des NTP (s. rechts). Es wird zunächst der HTP betrachtet und es zeigt sich, dass der maximale mCOP für die Trinkwassererwärmung 3,32 beträgt und bei einem Nennvolumen von 2000 l liegt (s. oben links). Das Speichervolumen hat von 1500 l bis 2000 l einen tendenziell positiven Effekt auf den mCOP und steigert sich von 3,26 auf 3,32. Ab 2100 l bis 2500 l ist der mCOP von 3,32 auf 3,26 rückläufig und sinkt bei 2200 l auf 2,23 ab. Insgesamt variiert der mCOP für die Trinkwassererwärmung um einen Wert von 0,09. Die Auswertung (s. Mitte links) veranschaulicht den prozentualen Anteil der Speichertemperatur im Sollbereich während des Betrachtungszeitraums. Dies entspricht dem Anteil, während dem die Speichertemperatur zwischen der unteren und oberen Temperaturgrenze der Regelung ist und wird im weiteren Verlauf der Masterarbeit auch als Deckungsanteil der Speichertemperatur bezeichnet. In diesem Fall ist der Sollbereich zwischen 47 und 57°C. Hier wird deutlich, dass die Speichertemperatur des HTP zu einem Anteil zwischen 99,6 und 99,8% im Temperatursollbereich ist. Basierend auf den Ergebnissen verändert das Nennvolumen den Anteil um 0,2% und es lässt sich ein leicht positiver Einfluss auf den Deckungsanteil über das steigende Nennvolumen beobachten. Den Resultaten der Heizzyklen zufolge (s. unten links) zeigt sich mit steigendem Nennvolumen auch eine fallende Anzahl an Heizzyklen. So ist durch eine Erhöhung des Speichervolumens von 1500 auf 2500 l eine Reduktion der Heizzyklen um etwa 33% von 27 auf 18 möglich. Über die Simulationsergebnisse in Abbildung 31 (s. oben) wird die Dauer der Heizzyklen über einen Zeitraum von einer Woche dargestellt und dient als Erweiterung der Abbildung 30.

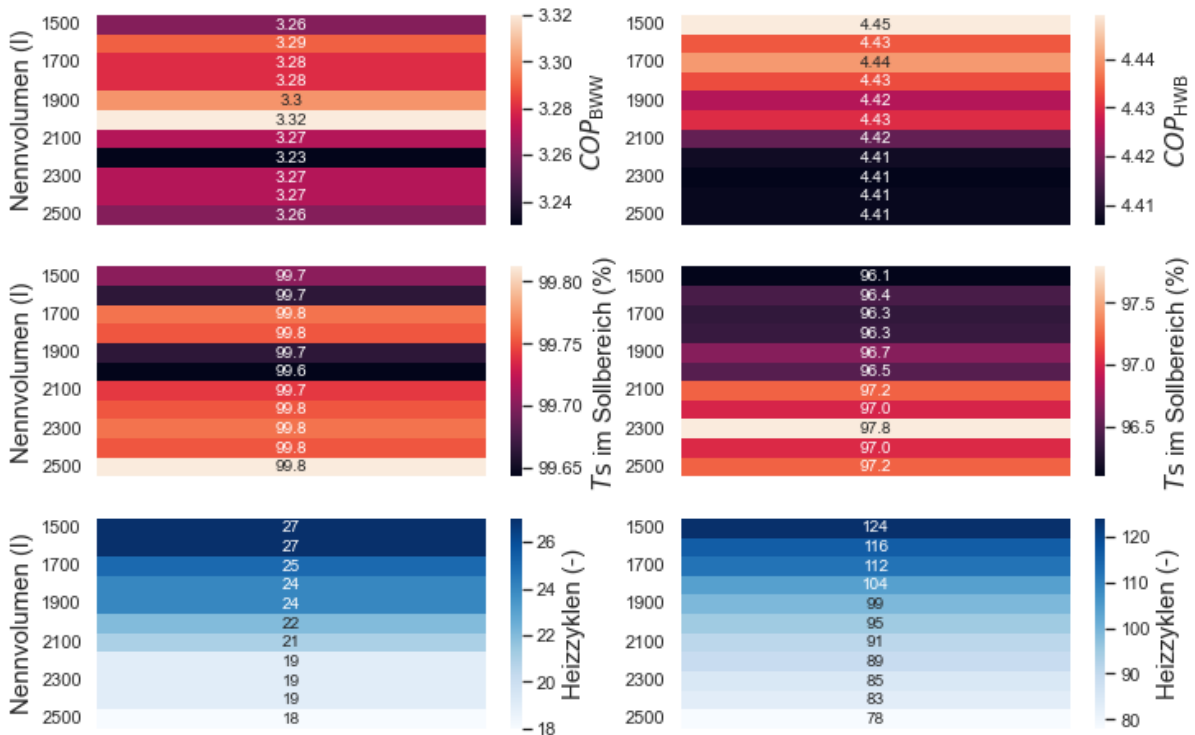


Abbildung 30 Ergebnisse des COP, der Speichertemperatur und der Heizzyklen in Abhängigkeit des Nennvolumens für eine repräsentative Winterwoche

Dabei ist der mCOP über die Speichergröße des HTP (oben links), der prozentuale Anteil der HTP-Speichertemperatur im Sollbereich (Mitte links), die Anzahl an Heizzyklen für den HTP (unten links), der mCOP über die Speichergröße des NTP (oben rechts), der prozentuale Anteil des NTP-Speichertemperatur im Sollbereich (Mitte rechts) und die Anzahl an Heizzyklen für den NTP (unten rechts)

Die Untersuchungen haben gezeigt, dass durch ein ansteigendes Nennvolumen die mittlere Heizdauer von 19,4 auf 29 Minuten ansteigt. Dabei steigt auch die Mindestlaufzeit für die Trinkwassererwärmung von 12 auf 21 Minuten an. Die maximale Laufzeit sinkt von 1500 auf 2100 l von 50 auf 42 Minuten ab, steigt bei 2200 l auf 61 Minuten und fällt bis 2500 l wieder auf 59 Minuten ab. Außerdem reduzieren sich tendenziell über das ansteigende Nennvolumen auch die Ausreißer für ungewöhnlich lange Heizdauern. Die Daten weisen darauf hin, dass bis zu einem Nennvolumen von 2200 l die Größe der Box, in der die mittleren 50% der Daten liegen, zunimmt und danach wieder rückläufig ist. Analog dazu verhält sich auch die Spannweite zwischen Maximum und Minimum, also die Größe des Wertebereichs. In Abbildung 30 (s. rechts) ersichtlich sind die Ergebnisse des NTP für den Heizbetrieb dargestellt. Der mCOP für den Heizbetrieb (s. oben rechts) sinkt bei ansteigendem Nennvolumen von 4,45 auf 4,41 tendenziell ab. Als Erweiterung um diese Effizienzverbesserung bei steigendem Nennvolumen zu beurteilen, zeigt der Stromverbrauch einen Anstieg von 494 bis 499 kWh. Der Deckungsanteil der Speichertemperatur (s. Mitte rechts) ist bei 1500 l etwa 96,1%, steigt bis 2300 l auf 97,8% an, reduziert sich bis 2400 l auf 97% und nimmt noch einmal bei 2500 l leicht bis 97,2% zu. Bei einem Nennvolumen von 1500 l unterschreitet der Speicher die Solltemperatur für 392 Minuten und bei 2500 l für 221 Minuten. Die Ergebnisse legen nahe, dass ein

Nennvolumen von 2300 l die Minutenanzahl der Speichertemperatur unterhalb des Sollbereichs gegenüber einem Nennvolumen von 1500 l um 171 Minuten reduzieren kann. Die Ergebnisse lassen zudem erkennen, dass sich die Anzahl der Heizzyklen über ein ansteigendes Nennvolumen um 38% von 124 auf 78 Stück reduzieren lassen.

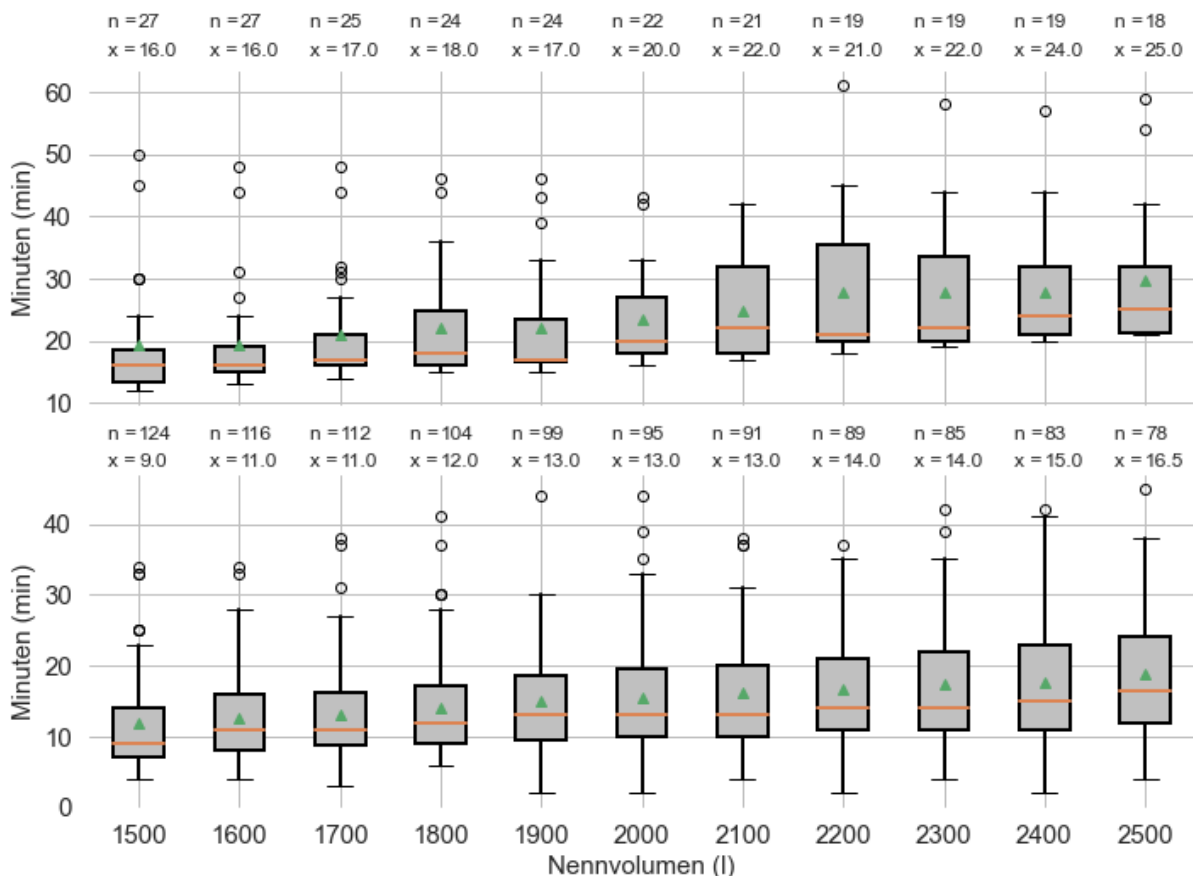


Abbildung 31 Dauer von Heizzyklen (Boxplot) des HTP und NTP in Abhängigkeit des Nennvolumens  
 Boxplot der Dauer von Heizzyklen des HTP (oben) und des NTP (unten) über die repräsentative Winterwoche mit dem Median als orangefarbene Linie und als x, dem Mittelwert als grünes Dreieck, n als Anzahl der Heizzyklen und Ausreißer werden als Kreise dargestellt

Die Untersuchung wird durch die Resultate des Boxplots für den Heizbetrieb erweitert (s. Abbildung 31 unten). Es zeigt sich über ein ansteigendes Nennvolumen eine Zunahme der mittleren Heizdauer von 12 auf 19 Minuten. Die Ergebnisse zeigen, dass die Mindestlaufzeit für den Heizbetrieb willkürlich zwischen 2 und 6 Minuten variiert. Die maximale Heizdauer steigt bei einem Nennvolumen von 1500 bis 2000 l auf 44 Minuten an, fällt bis 2200 l auf 37 Minuten ab und steigert sich bis 2500 l wieder auf 45 Minuten. Die Spannweite zwischen Minimum und Maximum steigert sich bis zu einem Nennvolumen von 2400 l und ist dann minimal rückläufig bis 2500 l. Außerdem verringert sich tendenziell die Anzahl der Ausreißer des Boxplots über ein ansteigendes Nennvolumen.

Die bisherige Analyse des Nennvolumens der Pufferspeicher basierte auf einer individuellen Betrachtung des jeweiligen Speichers. Die Erkenntnisse des bisherigen Kapitels werden nun

verwendet, damit verschiedene Nennvolumen-Profile für den HTP und den NTP erstellt werden können. Dabei wird ein Heizzyklus aus der Perspektive der Wärmepumpe abgebildet und das definiert einen Heizzyklus basierend auf der ununterbrochenen Zeit, in der diese angefordert ist. Das erste Nennvolumen-Profil „Default“ orientiert sich an den Speichergrößen des Bestandsystems von HTP 1500 l und NTP 1500 l. Das zweite Nennvolumen-Profil „Effizienz“ basiert auf den Nennvolumina der Pufferspeicher mit dem maximalen mCOP. Dabei beträgt das Nennvolumen des HTP 2000 l und des NTP 1500 l. Ein weiteres Nennvolumen-Profil „Auswahl des Autors“ wird auf der Grundlage von ausgeglichenen Eigenschaften in allen betrachteten Bereichen ausgewählt. Das Nennvolumen des HTP von 2100 l wird aufgrund eines mCOP von 3,27, einem Deckungsanteil von 99,7%, Anzahl der Heizzyklen von 21, einer mittleren Heizdauer von 25 Minuten, einer Mindestlaufzeit von 17 Minuten und einer maximalen Laufzeit von 42 Minuten ausgewählt. Das Nennvolumen des NTP von 2300 l bei einem mCOP von 4,41, einem Deckungsanteil von 97,8%, 85 Heizzyklen, mittlere Heizdauer von 17 Minuten, einer Mindestlaufzeit von 4 Minuten und einer maximalen Laufzeit von 42 Minuten ausgewählt. Basierend auf dem hohen Einfluss des Nennvolumens des NTP auf den Anteil der Speichertemperatur im Sollbereich wurde hier das Maximum ausgewählt. Das vierte und damit letzte Nennvolumen-Profil „Max. Nennvolumen“ soll als Referenz die maximalen Nennvolumen von 2500 l für die Pufferspeicher darstellen. Die Ergebnisse dieser verschiedenen Profile sind in Abbildung 32 dargestellt.

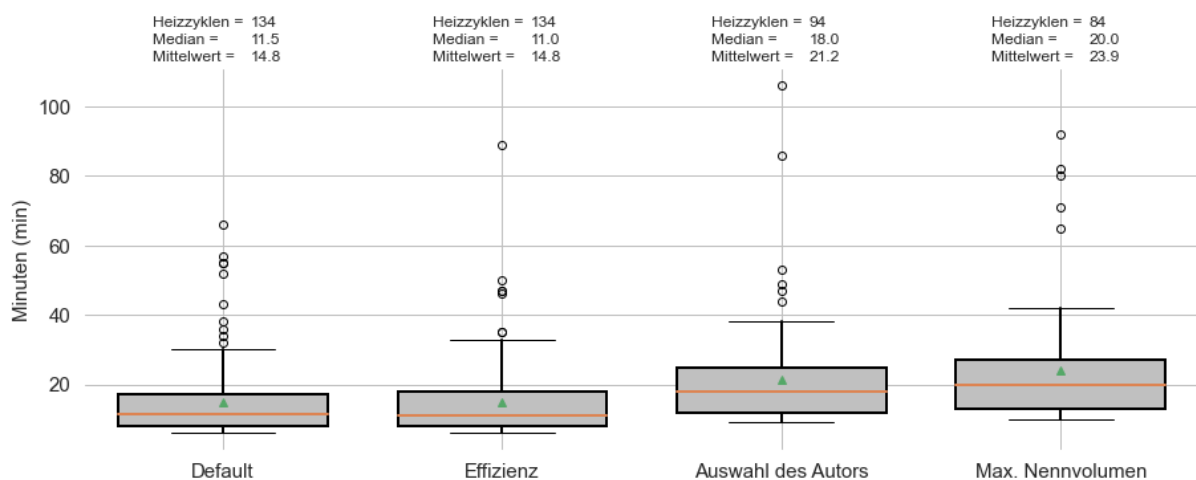


Abbildung 32 Heizzyklen und Heizdauern der Nennvolumenprofile

Dabei ist der Mittelwert als grünes Dreieck, der Median als orangefarbene Linie und Ausreißer werden als Kreise dargestellt. Das Szenario „Default“ mit dem Nennvolumen von 1500 l (HTP) und 1500 l (NTP), das Szenario „Auswahl des Autors“ mit Nennvolumen von 2100 l (HTP) und 2300 l (NTP), das Szenario „Effizienz“ mit Nennvolumen von 2000 l (HTP) und 1500 l (NTP) und das Szenario „Max. Nennvolumen“ mit Nennvolumen von 2500 l (HTP) und 2500 l (NTP)

Die Analyse der einzelnen Nennvolumenprofile lässt erkennen, dass der mCOP und der Deckungsanteil des Nennvolumenprofil „Default“ bei 3,86 und 97,9%, des „Effizienz“-Profil bei 3,82 und 98%, des „Auswahl des Autors“-Profil bei 3,82 und 98,8% und des „Max. Nennvolumens“ bei 3,83 und 98,9% liegt. Abbildung 32 veranschaulicht die Anzahl und Dauern der Heizzyklen für die individuellen Profile. So zeigt sich eine Anzahl und mittlere Heizdauer des

Nennvolumenprofils „Default“ von 134 und 14,8 Minuten, des „Effizienz“-Profils von 134 und 14,8 Minuten, des „Auswahl des Autors“-Profil von 94 und 21,2 Minuten und des „Max. Nennvolumen“ von 84 und 24 Minuten. Die minimale und maximale Heizdauer des „Default“-Profils beträgt 6 und 66 Minuten, des „Effizienz“-Profil 6 und 89 Minuten, des „Auswahl des Autors“-Profil 9 und 106 Minuten und des „Max. Nennvolumens“-Profils 10 und 92 Minuten.

#### **4.5.2 Diskussion**

In Kapitel 4.4.2 wurde eine Simulation vom 8.2. – 14.2.2021 durchgeführt, bei der das Nennvolumen für den HTP und NTP zwischen 1500 und 2500 l variiert wurde. Dabei wurde die Effizienz, die Speichertemperatur, die Heizzyklen und die Heizdauer mit in die Bewertung der Forschungsergebnisse integriert. Die Ergebnisse nach Kapitel 4.4.2 zeigen, dass sich der mCOP zwischen 3,23 und 3,32 über die Speichergröße verändert und bei 2000 l maximal ist. Die Effizienz verhält sich unerwartet, da der mCOP bis zu einem Nennvolumen von 2000 l tendenziell ansteigt und bis 2500 tendenziell wieder abnimmt. Weitere Analysen der Ergebnisse zeigen, dass der Deckungsanteil der Speichertemperatur zwischen 99,6 bis 99,8% variiert. Die Resultate bestätigen den tendenziellen Trend, dass mit steigendem Nennvolumen auch ein höherer Deckungsanteil vorliegt. Allerdings sind einzelne Ergebnisse vorhanden, die diesem Trend nicht folgen. Eine Erklärung hierfür ist, dass ein verändertes Nennvolumen aufgrund von unterschiedlichen thermischen Kapazitäten der Speicher den Zeitpunkt verändert, an dem die Wärmepumpe angefordert wird und an dem leistungshohe Warmwasserentnahmen stattfinden. Wenn bspw. eine 125 kW Warmwasserentnahme stattfindet – wie in Abbildung 7 - und die Speichertemperatur an der unteren Temperaturgrenze liegt, fällt diese zwangsläufig in tiefere Temperaturbereiche ab, als wenn die Speichertemperatur zu Beginn höher gewesen wäre. Auch wenn aufgrund der Priorisierung die Wärmepumpe sofort angefordert wird, kann diese nur etwa 85 kW Wärmeleistung an den Speicher übertragen. Das hat zur Folge, dass starke Warmwasserentnahmen nur durch thermische Kapazität abgedeckt werden können. Ein erwartetes Ergebnis wurde durch die Anzahl der Heizzyklen bei steigendem Nennvolumen erzielt. Dabei reduzieren sich die Heizzyklen von 27 auf 18 bei einem ansteigenden Nennvolumen von 1500 bis 2500 l. Die Reduktion der Heizzyklen führt zu einer erwarteten Verlängerung der Heizdauer und Steigerung der minimalen Laufzeit.

Bei der Untersuchung der Ergebnisse des NTP wurde festgestellt, dass sich der mCOP nicht wie erwartet verhält und mit steigendem Volumen von 4,45 auf 4,41 fällt. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die Effizienz der Wärmepumpe bei einer niedrigeren Speichertemperatur besser ist. Aufgrund der Annahme, dass die Temperatur am Kondensatoraustritt immer 3°C höher ist als die Speichertemperatur, führt eine Absenkung der Speichertemperatur dazu, dass die Wärmepumpe auch eine niedrigere Temperatur am Kondensatoraustritt bedienen muss. Diese Schlussfolgerung wird durch die Auswertung der Speichertemperatur bestätigt. Der Deckungsanteil der Speichertemperatur variiert ist über ein ansteigendes Nennvolumen



tendenziell von 96,1 bis 97,8% zunehmend. Die Anteile der Zeit, in denen die Speichertemperatur nicht zwischen unterer und oberer Temperaturgrenze der Regelung ist, betragen zwischen 2,2 und 3,9%. In diesen Zeiten kann der Heizwärmebedarf nur bedingt gedeckt werden, da die notwendige Vorlauftemperatur für die Fußbodenheizung nicht vollumfänglich gewährleistet werden kann. Die Resultate zeigen, dass die Anzahl der Heizzyklen durch höheres Nennvolumen von 124 auf 78 wirksam reduziert werden können und die mittlere Heizdauer von 10 auf 20 Minuten verdoppelt werden kann.

Die Auswertung der einzelnen Nennvolumenprofile nach Abbildung 32 zeigt, dass das „Effizienz“-Profil zu einem mCOP und Stromverbrauch des Kompressors von 3,88 und 495,5 kWh führt, das „Default“-Profil zu einem von 3,86 und 494,7 kWh, das „Max. Nennvolumen“-Profil zu 3,83 und 501,7 kWh und das „Auswahl des Autors“-Profil zu 3,82 und 500,4 kWh. Diese Untersuchung bestätigt, dass ein niedrigerer mCOP wie bei „Auswahl des Autors“ von 3,82 auch einen niedrigeren relativen Stromverbrauch haben kann. Das ist damit begründet, dass ein größerer Pufferspeicher höhere Wärmeverluste an die Umgebung hat. Dabei wird der zusätzliche anfallende Wärmebedarf durch die Speicherverluste des „Max. Nennvolumen“-Profils dafür effizienter gedeckt. Das „Default“-Profil weist den geringsten Stromverbrauch am Kompressor auf und das „Effizienz“-Profil die höchste Effizienz. Der Deckungsanteil der Speichertemperatur korreliert negativ mit dem Stromverbrauch des Kompressors. So zeigt sich, dass das „Max. Nennvolumen“-Profil mit 98,9%, die „Auswahl des Autors“-Profil 98,8%, das „Effizienz“-Profil mit 97,9% und „Default“-Profil mit 97,8%. Dieses Ergebnis war zu erwarten, da eine höhere thermische Kapazität der Speicher unempfindlicher gegenüber hohen Wärmeentnahmen ist. Durch die Steigerung des Nennvolumens kann die Speichertemperatur zu zusätzlichen 1,2% zwischen der unteren und oberen Regelungsgrenze gehalten werden. Die Speichertemperatur hat direkten Einfluss auf die Vorlauftemperatur des Warmwassers und der Fußbodenheizung. Den maximalen Deckungsanteil von 98,9% wird durch das „Max. Nennvolumen“-Profil gewährleistet. Die Analyse der Anzahl und mittleren Heizdauer der Nennvolumenprofile ergab, dass das „Default“- und das „Effizienz“-Profil eine Anzahl der Heizzyklen von 134 bei einer mittleren Heizdauer von 14,8 Minuten hat. Das sind außerordentlich hohe Taktungen in Anbetracht, dass diese über ein Nennvolumen der Pufferspeicher von 2500 l auf 84 wirksam reduziert werden können. Um eine lange Lebensdauer der Wärmepumpe zu gewährleisten, sind niedrige Taktungen und lange Heizzyklen von Vorteil. Das „Max. Nennvolumen“ hat mit 84 Heizzyklen und einer mittlerer Heizdauer von 24 Minuten hier einen minimalen Vorteil zu des „Auswahl des Autors“-Profil von 94 und 21,2 Minuten.

Die Schlussfolgerungen aus der Betrachtung einzelner Pufferspeicher konnte auf über die Nennvolumen-Profile übertragen werden und das Wärmesystem als Gesamtes ausgewertet werden. Es zeigte sich, dass anhand der benötigten Anwendung die Profile in ihrer jeweiligen Verwendung sinnvoll sind. Das Nennvolumenprofil des Bestands zeigt sich als energieeffizient

und am günstigsten, hat aber eine hohe Taktung der Wärmepumpe, niedrige Mindestlaufzeiten und einen niedrigen Deckungsanteil. Das Nennvolumenprofil „Effizienz“ hat den maximalen mCOP und dafür aber einen höheren Stromverbrauch als der Bestand, hohe Taktungen, niedrige Mindestlaufzeiten und einen minimal besseren Deckungsanteil als der Bestand. Das „Auswahl des Autors“-Profil hat hohe Mindestlaufzeiten, hohe mittlere Heizdauern, die höchste maximale Heizdauer und einen hohen Deckungsanteil aber den niedrigsten mCOP. Das „Max. Nennvolumen“-Profil hat die niedrigste Anzahl an Heizzyklen, die höchste mittlere Heizdauer und den maximalen Deckungsanteil. Dafür ist der Stromverbrauch am höchsten und im Falle betrachteter Kosten, ist diese Variante aufgrund der großen Nennvolumina der Pufferspeicher auch die teuerste unter der zugrundeliegenden Annahme, dass größere Pufferspeicher auch teurer sind.

## **4.6 SA3: Effizienzveränderung durch Temperaturänderung der Wärmequelle**

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse und die Diskussion der Effizienzveränderung durch Temperaturänderungen der Wärmequelle dargestellt.

### **4.6.1 Ergebnisse**

Die Ergebnisse der Sensitivitätsanalyse sind in die repräsentativen Wochen Winter, Sommer und Übergangszeit aufgeteilt. Beginnend mit dem See-WS ist in Abbildung 33 der mCOP über die Winterwoche vom 8.2. – 14.2.2021 dargestellt. Die mittlere Temperatur des Datensatzes des ISF wird bei einer Tiefe von 40 m von der gestrichelten Linie abgebildet. Bei einer Temperatur von 4°C liegt der mCOP bei 3,57. Wird die Temperatur des Seewassers auf 6°C erhöht, dann führt dies zu einem mCOP von 3,77. Damit liegt die Zunahme des mCOP über eine Temperaturerhöhung von 2°C bei 0,2. Folglich beträgt die Steigung mCOP-Werts pro zusätzlichem Grad Celsius der Wassertemperatur zwischen 4 und 6°C im Mittel 0,1. Bei einer Seewassertemperatur von 8°C liegt der mCOP bei 4,0. Das führt zu einer mittleren Steigung von 0,115. Bis zu der maximalen Temperatur von 8,77°C steigt der mCOP auf 4,08. In dieser betrachteten Temperaturspanne zwischen 4 bis 8,77°C sind die Auswirkungen auf den mCOP durch eine Änderung der Wassertemperatur zwischen den 6 bis 8°C etwas höher als zwischen 4 bis 6°C. Das Geo-WS hat bei einer mittleren Erdreichtemperatur von 9,1°C einen mCOP von 3,76. Steigt die Erdreichtemperatur um einen Grad Celsius auf 10,1°C an, dann beträgt der mCOP 3,83. Die Steigung des mCOP-Werts beträgt damit 0,07. Ein Temperaturanstieg des Erdreichs auf 11,1°C führt zu einem mittleren COP von 3,91. Damit ist die Steigung des y-Werts bei 0,08 zwischen den x-Werten 10,1 und 11,1°C. Das Temperaturmaximum von 12,06°C hat einen mCOP von 3,98. Die mittlere Steigung des mCOP des Geo-WS beträgt 0,075 und die des See-WS 0,1075. Das führt zu dem Schnittpunkt der Graphen bei etwa 11°C Erdreich- bzw. 7,05°C Seewassertemperatur.

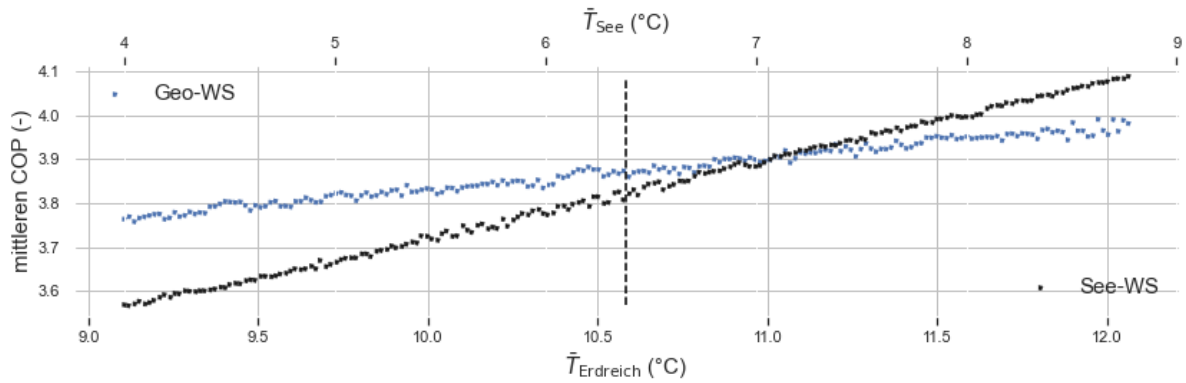


Abbildung 33 Mittlere COP in Abhängigkeit der Wärmequellentemperatur (Winter)

Mit  $\bar{T}_{\text{See}}$  als die mittlere Seewassertemperatur,  $\bar{T}_{\text{Erdreich}}$  als die mittlere Erdreichtemperatur und der gestrichelten Linie als Ausgangstemperaturen der Wärmequellen

Die Ergebnisse der Sommerwoche vom 26.7. – 1.8.2021 sind in Abbildung 34 dargestellt. Da es über den Sommer keinen Heizwärmebedarf gibt, besteht der mCOP nur aus der Bereitstellung von Warmwasser. Entgegen der repräsentativen Winterwoche ist der Unterschied zwischen dem mCOP des Geo-WS und See-WS deutlich. Beginnend mit dem See-WS liegt der mCOP bei einer Temperatur des Seewassers von 4°C bei 3,1. Ein Temperaturanstieg auf 6°C führt zu einer Erhöhung des mCOP von 0,17 auf 3,27. Die mittlere Steigung zwischen den x-Werten 4 bis 6 °C beträgt 0,085. Bei einer Seewassertemperatur von 8°C beträgt der mCOP 3,44. Dabei ergibt die mittlere Steigung einen Betrag von 0,085 zwischen den x-Werten 6 bis 8°C. Der maximale Temperaturwert von 8,77°C hat einen mCOP von 3,51. Das Geo-WS hat bei einer Temperatur des Erdreichs von 9,1°C einen mCOP von 3,60. Es wird direkt deutlich, dass dieser Wert den maximalen COP des See-WS bei einer maximalen Temperatur des Seewassers von 8,77°C im Sommer um 0,086 übersteigt. Ein Anstieg der Erdreichtemperatur auf 10,1°C führt zu einer Steigerung des y-Werts um 0,05 auf 3,65. Eine weitere Temperaturerhöhung auf 11,1°C führt zu einer Erhöhung des mCOP auf 3,72. Die Steigerung erhöht sich leicht auf 0,07. Bei einer Temperatur von 12,06°C beträgt der mCOP 3,8. Der Graph des See-WS verläuft im Mittel mit einer Steigung von 0,085 und im Vergleich die Geo-WS mit einer von 0,065.

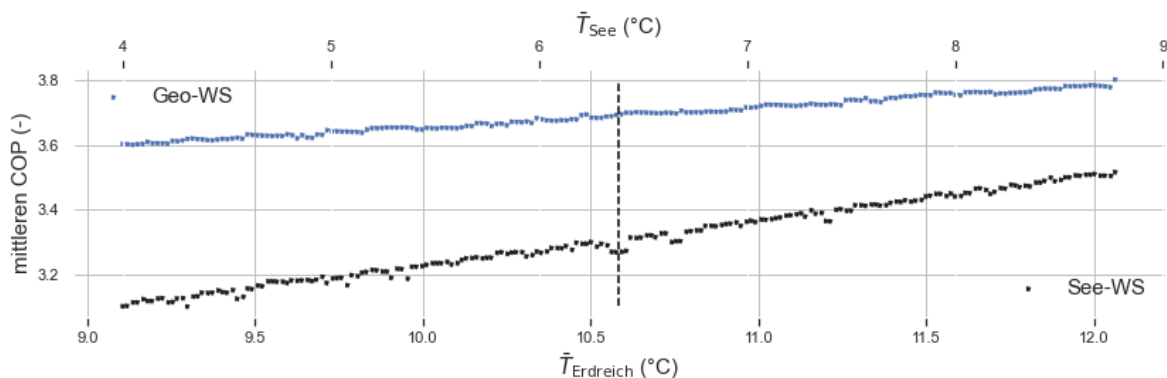


Abbildung 34 Mittlere COP in Abhängigkeit der Wärmequellentemperatur (Sommer)

Mit  $\bar{T}_{\text{See}}$  als die mittlere Seewassertemperatur,  $\bar{T}_{\text{Erdreich}}$  als die mittlere Erdreichtemperatur und der der gestrichelten Linie als Ausgangstemperaturen der Wärmequellen

Die Ergebnisse der Übergangszeit vom 4.10. – 10.10.2021 sind in Abbildung 35 dargestellt. Während der Übergangszeit nähern sich die Graphen der Wärmesysteme im Vergleich zu den Sommermonaten an. Bei einer Seewassertemperatur von 4°C beträgt der mCOP 3,59. Wenn die Seewassertemperatur 6°C beträgt, liegt der mCOP bei 3,78. Die mittlere Steigung des y-Werts beträgt zwischen 4 und 6°C auf 0,095. Bei 8°C beträgt der mCOP 4,0. Die Zunahme liegt bei 0,22 und damit bei einer mittleren Steigung von 0,11. Bei einer Temperatur von 8,77°C ist der mCOP 4,09. Das Geo-WS hat bei einer Erdreichtemperatur von 9,1°C einen mCOP von 3,91. Bei einer Steigerung der Temperatur des Erdreichs auf 10,1°C erhöht sich der mCOP auf 4,0. Damit steigt der y-Wert um 0,09. Eine weitere Zunahme der Erdreichtemperatur auf 11,1°C führt zu einem mCOP von 4,09. Die Steigung beträgt dabei 0,09. Der mCOP an der maximalen mittleren Erdreichtemperatur 12,06°C beträgt 4,18. Die mittlere Steigung des mCOP des Geo-WS beträgt 0,09 und die des See-WS 0,1025.

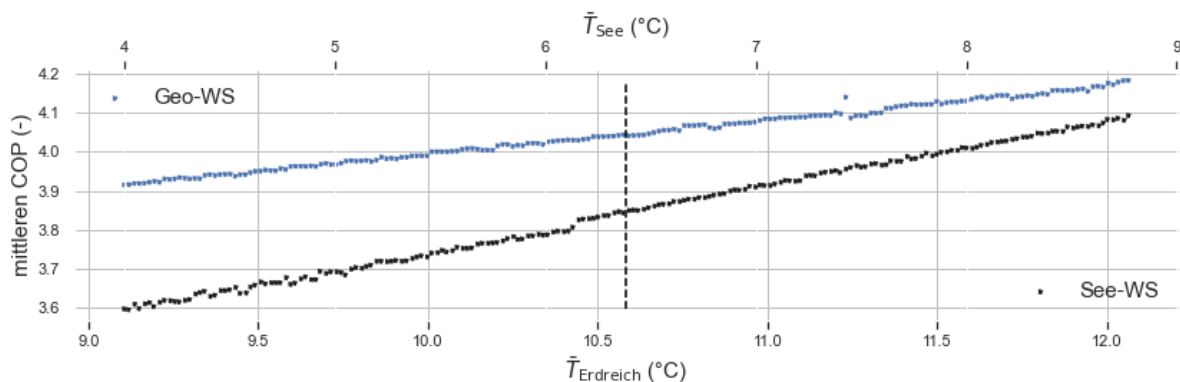


Abbildung 35 Mittlere COP in Abhängigkeit der Wärmequellentemperatur (Übergangszeit)

Mit  $\bar{T}_{\text{See}}$  als die mittlere Seewassertemperatur,  $\bar{T}_{\text{Erdreich}}$  als die mittlere Erdreichtemperatur und der der gestrichelten Linie als Ausgangstemperaturen der Wärmequellen

## 4.6.2 Diskussion

In Kapitel 4.6 wurden drei einwöchige Simulationen durchgeführt, um die Auswirkungen einer Temperaturänderung der Wärmequelle auf die Effizienz des Wärmesystems für die repräsentativen Wochen der Sommer-, Winter- und Übergangszeit zu analysieren. Ziel war es, zu prüfen, welche Auswirkung eine Veränderung der Seewassertemperatur auf die Effizienz des seethermischen Wärmesystems hat. Im Zuge dessen wurde basierend auf einer vorhandenen Studie eine veränderte Erdreichtemperatur in die Untersuchung inkludiert.

Die Ergebnisse zeigen, dass während des repräsentativen Sommers das Geo-WS bei einer Erdreichtemperatur von 10,6°C um einen Wert von 0,35 effizienter ist als das See-WS bei einer Seewassertemperatur von 6,5°C. Im Sommer könnte die Temperatur des Seewassers sogar auf die maximal betrachtete Temperatur steigen und das Geo-WS wäre effizienter. Die Ursache für den deutlichen Vorteil beruht auf der Annahme, dass die Vorlauftemperatur der

Erdsonde und des Rohrbündelwärmeübertragers im ersten Zeitschritt eines Heizzyklus gleich der Außentemperatur ist. Folglich bedeutet das, dass die Vorlauftemperatur im Sommer Temperaturen von 20°C und mehr erreichen kann. Wenn das Wärmeträgermedium die Wärmequelle durchströmt, nähert sich die Temperatur des Fluids der Erdsonde der Temperaturspanne<sup>12</sup> 9,6 – 12,6 °C und des Rohrbündelwärmeübertragers 4 - 8,77 °C an. Aufgrund der hohen Übertragungsfläche des Rohrbündelwärmeübertragers nähert sich die Temperatur des Fluids stark an die Seewassertemperatur an. Während sich die Temperatur des Fluids der Erdsonde aufgrund einer geringeren Übertragungsfläche auch weniger stark an die Erdreichtemperatur annähert. Dies hat in diesem Szenario die Folge, dass die Rücklauftemperatur während des ersten Zeitschritts sogar größer als die mittlere Erdreichtemperatur sein kann. Die hohe Rücklauftemperatur der Erdsonde führt daraufhin zu einer hohen Temperaturspreizung des Wärmeträgermediums am Ein- und Austritt des Verdampfers. Das hat wiederum die Folge, dass der Massenstrom – basierend auf der Berechnung nach der Formel (22) – aufgrund der hohen Temperaturspreizung zwischen Ein- und Austrittstemperatur am Verdampfer niedriger ausfällt. Durch den niedrigeren Massenstrom für den nächsten Zeitschritt kann sich das zirkulierende Fluid eher an die Erdreichtemperatur annähern. Nach einigen Zeitschritten flacht dieser Effekt ab. Im Sommer ist das geothermische Wärmesystem deutlich effizienter. Allerdings muss an dieser Stelle erwähnt sein, dass am Realsystem des Seedomizils eine solarthermische Anlage installiert ist. Diese stellt während den Sommermonaten den Brauchwarmwasserbedarf zur Verfügung und entkräftet damit den Effizienzvorteil des Geo-WS. Die Untersuchung der repräsentativen Übergangszeit – Frühling und Herbst – zeigte, dass sich der mCOP der Wärmesysteme unter den Ausgangstemperaturen auf eine Differenz zugunsten des Geo-WS von 0,2 annähert. Dabei beträgt der mCOP des Geo-WS 4,05 und der des See-WS 3,85. Die Effizienzwerte der Systeme sind während des Frühlings, des Herbsts und des Winters im Vergleich zum Sommer höher, da während des Sommers nur die Effizienz für die Trinkwassererwärmung betrachtet wird. Die Auswertung der Ergebnisse des repräsentativen Winters ergab, dass sich der mCOP des See-WS mit 3,82 und das Geo-WS mit 3,87 bis auf einen Wertunterschied von 0,05 annähert. Die Ergebnisse legen zudem nahe, dass die Lufttemperatur starken Einfluss auf die Effizienz des Geo-WS hat. So zeigt sich eine Differenz des mCOP der Wärmesysteme von 0,35 im Sommer bei 18,7°C, von 0,2 in Frühling bzw. Herbst bei 9,3°C und im Winter von 0,05 bei 2,1°C. Ein weiterer interessanter Gesichtspunkt ist dabei, welche Auswirkungen eine weiter abfallende Temperatur von unter 2,1°C auf die Effizienz der Systeme im direkten Vergleich hat. Dies wird in Kapitel 5 im Detail erläutert. Über alle Ergebnisse der SA3 lässt sich damit der Schluss ziehen, dass die Effizienz des See-WS in allen repräsentativen Wochen stärker

---

<sup>12</sup> Die Temperaturspanne repräsentiert den Variationsbereichs der Wärmequellentemperatur der Simulation

auf eine Veränderung der Seewassertemperatur reagiert als das Geo-WS auf eine Veränderung der Erdoberflächentemperatur. Die Ergebnisse bestätigen außerdem, dass das See-WS während der Heizperiode eine vergleichbar hohe Effizienz aufweist und dort im direkten Vergleich der Wärmesysteme auch das Potential dieser Technologie liegt.

Während der Darlegung des Forschungsstands wurde eine Studie genannt, welche für weitere Arbeiten die Forschungsempfehlung gibt, die Empfindlichkeit der Temperaturschwankungen des Sees über einen langfristigen Zeitraum zu berücksichtigen (vgl. Ma; Kim; Hao 2019). In Anlehnung an diese Studie zeigt sich auch in den vorliegenden Daten, dass das geschlossene Seewasserwärmepumpensystem auf Temperaturänderungen von einem Grad Celsius empfindlicher reagiert als das Geo-WS. Im Sommer beträgt die Veränderung der Effizienz bei einer Temperaturveränderung des Wassers um ein Grad Celsius im Mittel 0,085, in der Übergangszeit 0,1025 und im Winter 0,085. Zudem reagiert das See-WS im Sommer um 0,02, in der Übergangszeit um 0,0125 und in der Winterzeit um 0,0325 empfindlicher auf Temperaturänderungen der Wärmequelle als das Geo-WS. Die Forschungslücke konnte nicht vollständig gefüllt werden, da es nicht möglich war, langfristige Temperatureffekte des Bodensees in tieferen Schichten zu erhalten. Sollte die langfristige Temperaturveränderung der betrachteten Wärmequelle sich über die Jahre bzw. Jahrzehnte jedoch in dieser Temperaturspanne bewegen, ist es möglich diese Auswirkungen auf die Effizienz der Wärmesysteme zu bestimmen. Wenn die Wassertemperatur in tieferen Schichten eines Sees ansteigen sollte, profitiert das See-WS stark davon. Außerdem bestätigen diese Ergebnisse, dass es für die nachhaltige Wärmeversorgung durch die thermische Nutzung von Oberflächengewässern aller Art wichtig ist, jede erdenkliche Möglichkeit in Betracht zu ziehen.

## 5 Jährlicher Vergleich

Dieses Kapitel vergleicht die individuellen Wärmesysteme anhand von Effizienz und Wärmebedarfsdeckung. Dabei wird das komplette Jahr 2021 ausgewertet.

### 5.1 Beschreibung

Die Modellierung wurde in minütlicher Auflösung von dem 01.01.2021 00:00 bis 31.12.2021 23:59 vorgenommen. Die verwendete Methodik gleicht dem Vorgehen in Kapitel 3. Die Parametrierung des geothermischen Bestandssystems und das optimale See-WS basieren auf Daten aus Kapitel 3 mit dem Unterschied, dass für das optimale See-WS der Rohrbündelwärmeübertrager mit einer Länge von 5,1 m und einer Anzahl von 514 Rohrbündeln nach Kapitel 4.4 angenommen wird und die Speichergrößen basierend auf dem Nennvolumenprofil „Auswahl des Autors“ mit einem Nennvolumen für den HTP von 2100 l und für den NTP von 2300 l nach Kapitel 4.5 angenommen wird. Dabei wird zunächst die Systemeffizienz analysiert und abschließend die Wärmebedarfsdeckung.

### 5.2 Ergebnisse

Die Ergebnisse der jährlichen Auswertung des Geo-WS und des See-WS sind in Abbildung 36 dargestellt. In Anhang A.3 ist die verwendete Datengrundlage abgebildet. In Abbildung 36 wird die systemindividuelle Energiebereitstellung dargestellt, so ist Geo-WS (s. grün) und See-WS (s. blau). Der Stromverbrauch am Kompressor der Wärmepumpe unterscheidet sich um etwa 2,5% und beträgt bei dem Geo-WS 20.253 kWh und bei dem See-WS 20.777 kWh. Die übertragene Wärmeenergie am Kondensator und die JAZ betragen beim Geo-WS 79.799,4 kWh und 3,94 und beim See-WS 80.126,3 kWh und 3,86. Für die Wärmebereitstellung aus einer jährlichen Sichtweise arbeitet das Geo-WS um einen JAZ-Wert von 0,08 effizienter. Eine monatliche Auswertung der Ergebnisse ist über die Angaben in Anhang A.3 möglich, so zeigt sich in zehn von zwölf Monaten ein niedrigerer Stromverbrauch des Geo-WS. Dieser Wert variiert zwischen 24 und 84 kWh pro Monat. Die Ergebnisse bestätigen einen um 21 kWh geringeren Stromverbrauch des See-WS im November und einen gleichhohen Stromverbrauch im Dezember. Die Ergebnisse weisen darauf hin, dass das See-WS während kälteren Jahreszeiten eine vergleichbar hohe Effizienz haben könnte. Aus diesem Grund wird eine detaillierte Analyse des COP über die einzelnen Monate im nachfolgenden Absatz vorgenommen. Neben der Energiebereitstellung ist in Abbildung 36 auch der Energiebedarf bestehend aus BWW-Bedarf, HWB und Wärmeverluste am Speicher dargestellt. Der Wärmebedarf, um den Heizwärmebedarf und den Brauchwarmwasserbedarf zu decken, ist für die Wärmesysteme identisch. Unterschieden wird nach den Wärmeverlusten aufgrund unterschiedlicher Pufferspeichergrößen. So ist der Wärmeverlust am Speicher bei dem See-WS um 22% höher.

Das führt zu zusätzlichen Wärmeverlusten an die Umgebung von 284 kWh über das gesamte Jahr und ist durch die größere Übertragungsfläche des Pufferspeichers begründet.

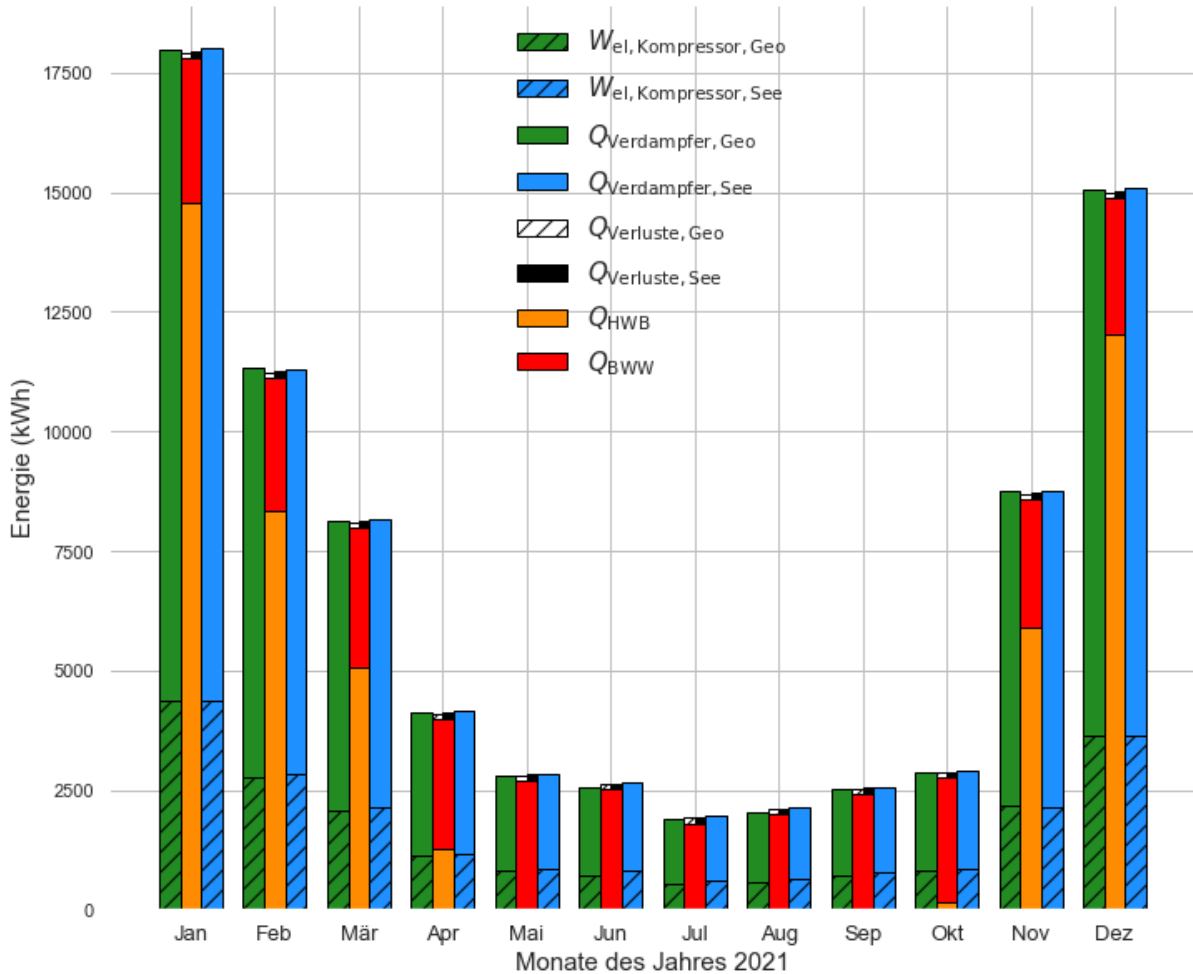


Abbildung 36 Balkendiagramm zur Wärmeerzeugung und -bedarf des Geo-WS und des See-WS für 2021  
 Mit  $W_{el, Kompressor}$  als die elektrische Energie des Kompressors,  $Q_{Verdampfer}$  als die übertragene Energie am Verdampfer,  $Q_{Verluste}$  als die Wärmeverluste durch den Pufferspeicher an die Umgebung,  $Q_{HWB}$  als den HWB und  $Q_{BWW}$  als den BWW-Bedarf. Dabei repräsentiert auf monatlicher Ebene der linksliegende Balken das Geo-WS (s. grün) und der rechte Balken das See-WS (s. blau). Der mittlere Balken stellt jeden Monat den Wärmebedarf dar, welcher aus dem BWW-Bedarf, dem HWB und den systemspezifischen Wärmeverluste durch den Pufferspeicher an die Umgebung besteht.

Damit die Effizienz der Wärmesysteme basierend auf den einzelnen Monaten interpretiert werden kann, ist in Abbildung 37 die Verteilung der minütlichen COP für alle Monate des Jahres 2021 – sofern die Wärmepumpe angefordert war - dargestellt. Die Abbildung ist aufgeteilt in den COP für das BWW und für den HWB. Beginnend mit dem COP für die Trinkwassererwärmung (s. Abbildung 37 oben). Über die Monate Januar bis März hat das See-WS eine gleichmäßigere Streuung der Werte und ist robuster aufgrund des Interquartilsabstand und der Spannweite des Boxplots. Zudem zeigen die Monate April bis Dezember eine vergleichbaren Interquartilsabstand und die gleiche Robustheit. Dabei variiert das Minimum zwischen 2,25 bis 2,5 und das Maximum zwischen 4 bis 4,15 über das gesamte Jahr. Die Ergebnisse zeigen, dass die Spannweite im Januar zwischen 2,3 und 4,35 liegt, weiter ansteigt, bis



die maximale Spannweite im Juni zwischen 2,55 und 5 erreicht wird und sich zum Dezember wieder reduziert und zwischen 2,1 und 4,25 liegt. Die Analyse der Ergebnisse ergab, dass der mCOP des Geo-WS im Vergleich zu dem See-WS im Januar 3,31 (um 0,04 höher), im Februar 3,31 (um 0,09 höher) und im März 3,33 (und um 0,1 höher) ist. Während dieser Effizienzsteigerung des Geo-WS variiert der mCOP des See-WS nur zwischen 3,28 und 3,3. Die Untersuchung der Monate April bis Juni zeigen, dass der mCOP des Geo-WS von 3,42 über 3,52 auf 3,60 ansteigt und dabei den Effizienzvorteil zum See-WS von 0,13 über 0,21 auf 0,33 erhöht. Der mCOP des Geo-WS beträgt im Juli 3,63 (um 0,33 höher), im August 3,61 (um 0,3 höher) und im September 3,52 (um 0,2 höher). Währenddessen variiert der mCOP des See-WS zwischen 3,32 und 3,34. Die Ergebnisse zeigen außerdem, dass der mCOP des Geo-WS im Oktober 3,42 (um 0,11 höher), im November 3,37 (um 0,02 höher) und im Dezember 3,29 (um 0,025 niedriger) ist.

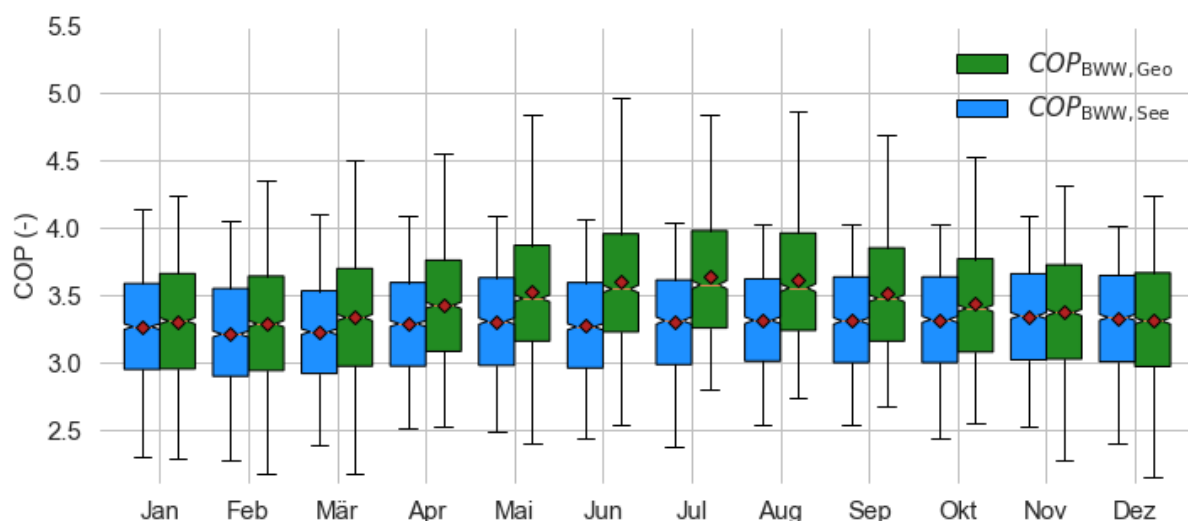


Abbildung 37 COP für die Trinkwassererwärmung über das Jahr 2021 mit Ausreißer (Boxplot)

Der COP für den Heizbetrieb ist in Abbildung 38 dargestellt. Über alle Monate haben die Werte des See-WS eine geringere Spannweite und sind insgesamt kompakter als beim Geo-WS, wie Abbildung 38 deutlich darstellt. Die Heizsaison ist für diese Auswertung in Januar bis April und Oktober bis Dezember aufgeteilt. Während des ersten Teils der Heizperiode schwankt der COP des Geo-WS zwischen 1,5 und 9,1 und der des See-WS zwischen 2 und 7,1. Eine detaillierte Betrachtung der Abbildung 38 stellt die enorme Spannweite der COP des Geo-WS über alle Monate dar. Im Gegensatz dazu hat das See-WS deutlich weniger Ausreißer vorzuweisen. Der mCOP des See-WS variiert in den Monaten Januar bis April zwischen 4,3 und 4,46. Dem entgegen ist der mCOP des Geo-WS im Januar 4,39 (um 0,02 höher), im Februar 4,39 (um 0,07 höher), im März 4,44 (um 0,09 höher) und im April 4,49 (um 0,04 höher). Der mCOP des See-WS liegt im Vergleich zum Geo-WS im Oktober bei 4,46 (0,13 niedriger), im November bei 4,54 (0,07 höher) und im Dezember bei 4,43 (0,01 höher). Eine detaillierte Betrachtung ermöglicht es, weitere Ergebnis-gestützte Erkenntnisse über die Effizienz der individuellen Systeme zu erhalten. Die nachfolgenden Ergebnisse stellen den COP und die

Speichertemperatur in Zusammenhang, damit Daten ausgewertet werden können und in der Diskussion die Wärmebedarfsdeckung des Wärmesystems interpretiert werden kann.

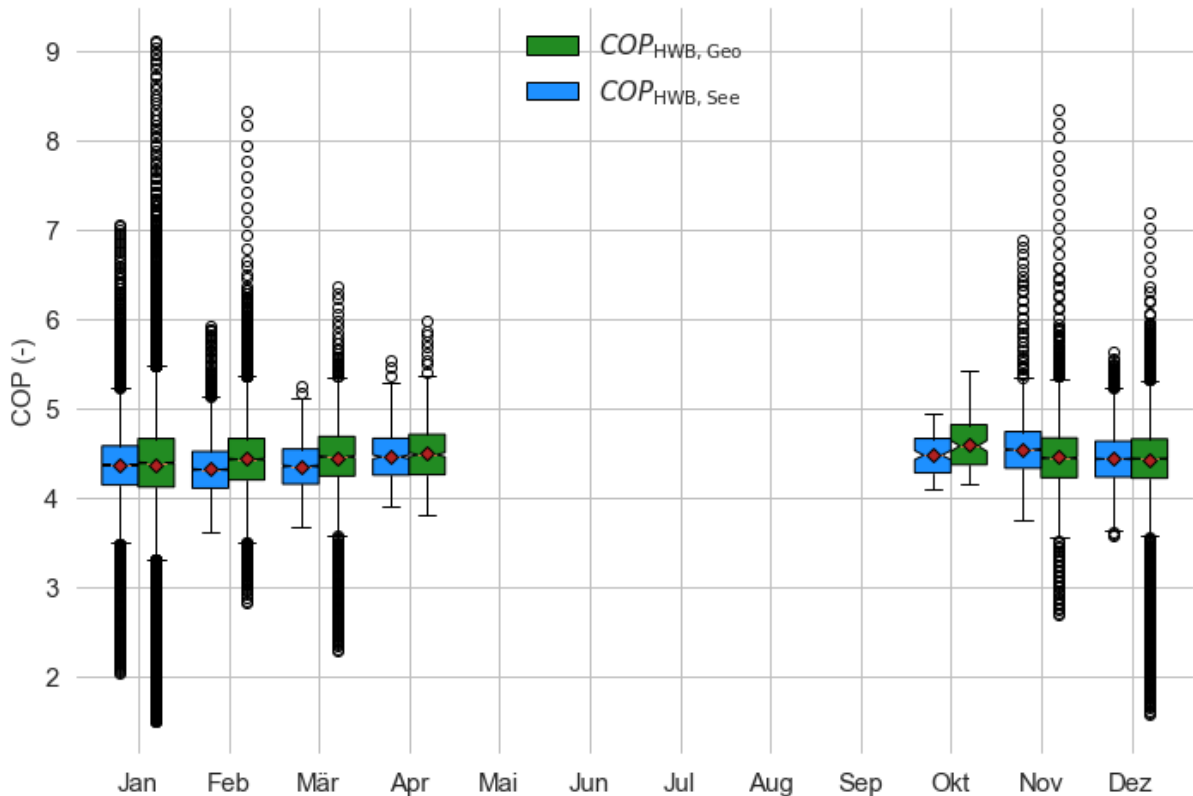


Abbildung 38 COP für den Heizbetrieb über das Jahr 2021 mit Ausreißer (Boxplot)

Die Abbildung 39 stellt den COP der Wärmesysteme gesammelt über das Jahr 2021 dar (s. links). Das Geo-WS hat einen mCOP für die Aufbereitung von Brauchwarmwasser von 3,43 und das See-WS von 3,29 (s. links). Insgesamt variieren die COP des Geo-WS bzw. See-WS zwischen 2,1 und 5,3 bzw. 2,3 und 4,1. Die Ergebnisse zeigen, dass das Geo-WS einen um bis zu 1,2 höheren maximalen COP für die Trinkwassererwärmung hat, aber auch eine höhere Spannweite der COPs – wie bereits durch Abbildung 37 bestätigt. Diese Resultate zeigen, dass sich der mCOP des See-WS nur zwischen 2,2 und 4,1 (s. links) verändert und auch die minütliche Speichertemperatur nur zwischen 45 und 57°C (s. rechts) variiert. Dem entgegen stellen die Ergebnisse des Geo-WS eine Spannweite des COP zwischen 2,1 bis 5,1 und einen Speichertemperaturbereich zwischen 44,3 und 57°C dar. Dabei ist die mittlere Speichertemperatur des Geo-WS minimal höher und beträgt 52,7°C und die des See-WS 52,4°C. Die Auswertung der Ergebnisse zeigt, dass der Deckungsanteil der Speichertemperatur des Geo-HTP und See-HTP die untere Temperaturgrenze der Regelung von 47°C zu 0,32% (etwa 30 Stunden) und 0,24% (etwa 20 Stunden) unterschreitet. Unter eine Temperaturgrenze von 46°C fällt die Speichertemperatur des Geo-HTP und See-HTP für 0,01% (etwa eine Stunde)

und 0,006% (etwa 0,5 Stunden). Die geringste Speichertemperatur des HTP beträgt bei dem Geo-WS 44,3°C und bei dem See-WS 45°C.

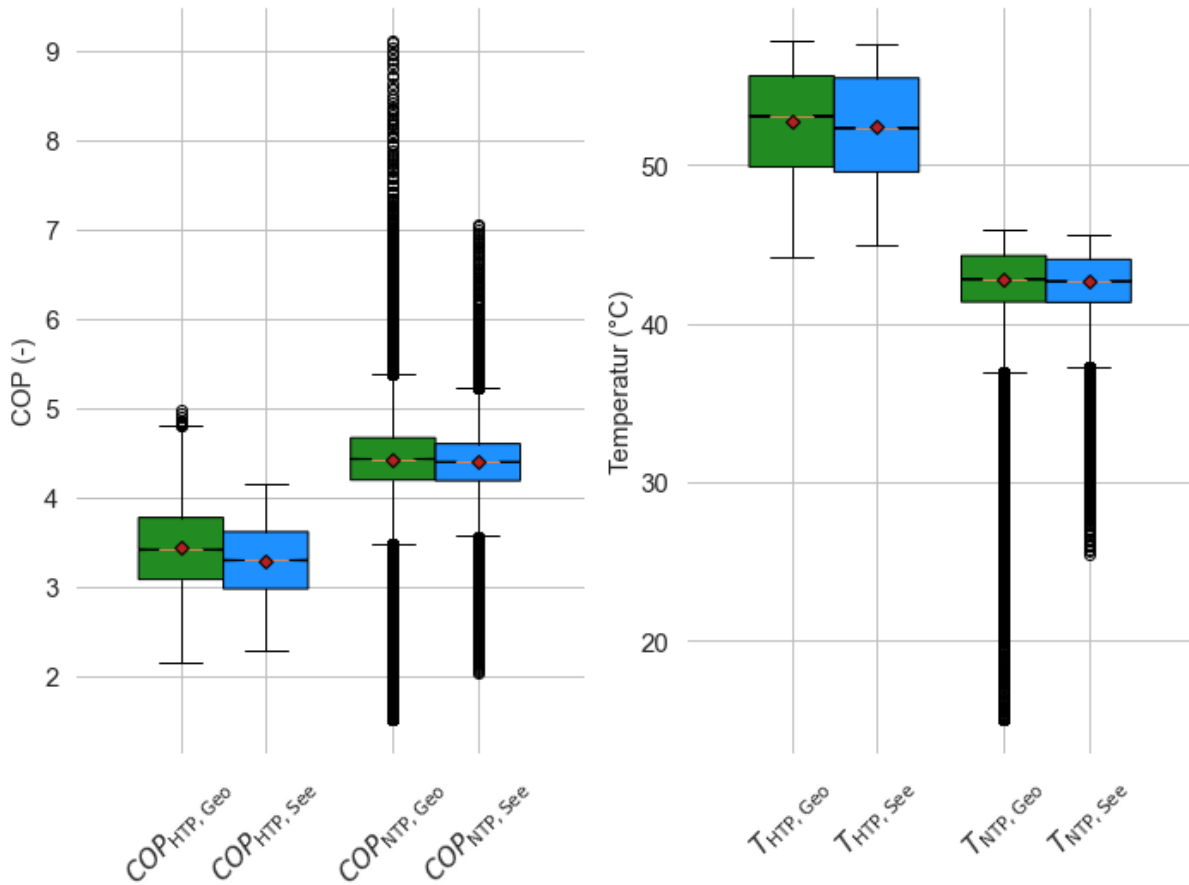


Abbildung 39 COP für Heizbetrieb und Trinkwassererwärmung und die Speichertemperaturen (Boxplot) über das Jahr 2021  
 Der COP der Wärmesysteme für HTP bzw. Trinkwassererwärmung und NTP bzw. Heizbetrieb (links) und die Auswertung der Speichertemperaturen der Pufferspeicher. Der Betrachtungszeitraum der Auswertungen liegt bei einem Jahr

Die Abbildung 39 veranschaulicht den COP für den Heizbetrieb (s. links) und die minütliche Speichertemperatur des NTP (s. rechts). Die JAZ für den Heizbetrieb des Geo-WS beträgt 4,42 und der des See-WS beträgt 4,40. Es besteht ein Effizienzunterschied für den Heizbetrieb von 0,02 zugunsten des Geo-WS. Die Ergebnisse zeigen, dass der minimale und maximale COP des Geo-WS zwischen 1,5 und 9,1 und der des See-WS zwischen 2 und 7,1 liegt. In Abbildung 39 wird zusätzlich ersichtlich, dass die Box, der Interquartilsabstand und die maximale Spannweite der COPs des See-WS geringer ausfällt. Den Daten zufolge ist der COP des See-WS damit weniger breit gestreut und tendenziell stabiler. Neben der Effizienz wird in Abbildung 39 (s. links) die Speichertemperatur dargestellt. Anhand der Ergebnisse zeigt sich ein Temperaturminimum des Geo-NTP und des See-NTP von 15°C und 25°C. An dieser Stelle soll erwähnt sein, dass die Temperatur des Geo-NTP einmalig eine Systemgrenze des Modells von 15°C erreicht. Die genauen Umstände und Ursachen werden in der Diskussion beschrieben. Eine weitere Analyse stellt die Dauer der Speichertemperaturen der NTP dar. So

ergab es sich, dass der Geo-NTP und der See-NTP die Speichertemperatur von 40°C für 136 Stunden (2,6% der Heizperiode) und 93 Stunden (1,8% der Heizperiode) unterschreiten, eine Speichertemperatur von 38°C für 61 Stunden (1,2% der Heizperiode) und 31 Stunden (0,6% der Heizperiode) unterschreiten und eine Speichertemperatur von unter 32°C für 16,25 Stunden (0,3% der Heizperiode) und 2,5 Stunden (0,05% der Heizperiode) unterschreiten. Die Anzahl der Heizzyklen des Geo-WS und See-WS beträgt 3701 und 2726 und davon sind 1266 und 922 für die Trinkwassererwärmung und 2494 und 1804 für den Heizbetrieb. Die Anzahl der Heizzyklen des See-WS sind um 27,5% reduziert. In Abbildung 40 ist die Dauer der Heizzyklen der individuellen Wärmesysteme ohne Ausreißer (s. oben) und mit Ausreißern (s. unten) dargestellt. Die Resultate zeigen, dass die minimale, mittlere und maximale Heizdauern des Geo-WS und See-WS 6 und 9 Minuten, 16,1 und 21,2 Minuten, 833<sup>13</sup> und 212 Minuten sind. Die detaillierte Auswertung der Ergebnisse zeigt, dass der Heizzyklus des Geo-WS von 833 Minuten und das Erreichen der Systemgrenze der Speichertemperatur des Geo-NTP um den gleichen Zeitpunkt handelt.

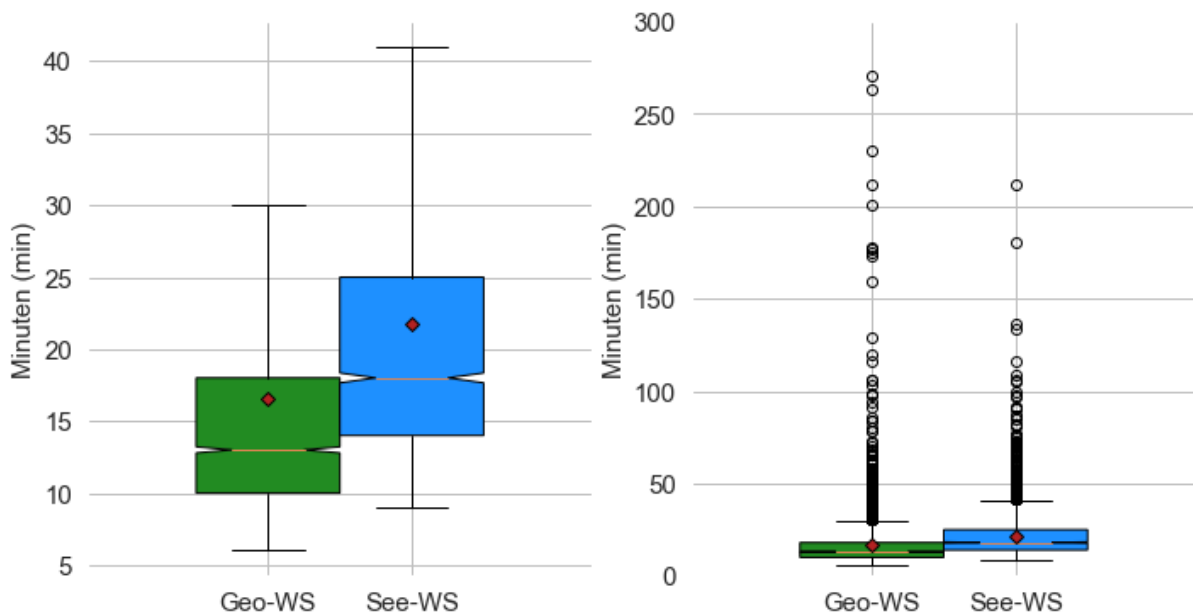


Abbildung 40 Dauer der Heizzyklen des Geo-WS und des See-WS für das Jahr 2021  
 Ohne Ausreißer (links) und mit Ausreißer (rechts)

Dieses Kapitel stellt die Ergebnisse des jährlichen Vergleichs der Wärmesysteme dar. Dabei wurde zunächst die Effizienz der individuellen Systeme im Detail betrachtet. Eine weitere Auswertung untersuchte die Speichertemperaturen und Heizzyklen der Wärmesysteme, um Aussagen über die Wärmebedarfsdeckung des Wärmesystems in der Diskussion tätigen zu können. Während des nächsten Kapitels werden die Ergebnisse zusammengefasst, interpretiert, in den Forschungsstand eingeordnet und abschließend limitiert.

<sup>13</sup> Aus Gründen der Übersichtlichkeit nicht in der Abbildung 40 dargestellt.

### 5.3 Diskussion

In Kapitel 5 wurde eine einjährige Simulation und direkte Gegenüberstellung der Wärmesysteme durchgeführt. Ziel ist es, diese anhand von zwei Kriterien zu vergleichen. Das erste Kriterium bewertet die Energieeffizienz und das zweite Kriterium evaluiert die Temperatur des HTP und NTP. Dabei kann beurteilt werden, ob und zu welchem Anteil die Pufferspeicher die notwendige Vorlauftemperatur für das Warmwasser und die Heizung gewährleisten können. Auf Basis dieser Daten soll eine Aussage getroffen werden inwiefern das Wärmesystem der Wärmebedarfsdeckung nachkommen kann.

Das erste Kriterium – die Energieeffizienz – wird nachfolgend bewertet. Die Auswertung der Simulationsergebnisse zeigt, dass das See-WS über das Jahr um 3,3% mehr elektrische Energie und ca. 6% mehr Wärme aus der Quelle benötigt. Dabei werden am Kondensator 0,3% mehr Wärmeenergie an den Speicher übertragen. Daraus folgt eine JAZ des Geo-WS von 3,94 und des See-WS von 3,86. Aus einer jährlichen Sichtweise hat das Geo-WS demnach einen um 0,08 höheren Effizienzwert vorzuweisen. Eine detaillierte Analyse der minutlichen Ergebnisse betrachtet die Effizienz für die Trinkwassererwärmung und für den Heizbetrieb individuell. Die detaillierte Auswertung der Ergebnisse der COPs für die Trinkwassererwärmung zeigt, dass das Geo-WS von Januar bis November eine höhere Effizienz hat. Dabei wurde festgestellt, dass der Effizienzvorteil während der Heizperiode zwischen 0,025 und 0,14 liegt und außerhalb der Heizperiode zwischen 0,21 bis 0,33. Während des Dezembers ist die mittlere Leistungszahl des Geo-WS um 0,025 niedriger. Die Simulationsergebnisse zeigen vor allem eine Annäherung der Effizienzwerte im Januar von 0,04, im Februar von 0,09, im März von 0,1 und im November von 0,02. Zwischen März und August steigt dieser Wert zugunsten des Geo-WS mit einer von 5,4 bis 19°C ansteigenden mittleren Lufttemperatur um 0,1 bis 0,33 an. Diese Tatsache bestätigt den Einfluss der Lufttemperatur auf die Systemeffizienz, wie auch schon in Kapitel 4.6 festgestellt wurde. Während des Septembers und des Oktobers nähert sich die Effizienz des Systems wieder auf bis 0,11 an. Um die Robustheit eines Wärmepumpensystems zu bewerten, ist es wichtig, den minimalen, mittleren und maximalen COP zu betrachten. Die Leistungszahl für die Trinkwassererwärmung schwankt beim See-WS zwischen 2,3 und 4,15, während sie beim Geo-WS zwischen 2,1 und 5 liegt. Das See-WS ist aufgrund der mCOP-Werte zwischen 3,22 und 3,34 robuster als das Geo-WS bei mit 3,31 bis 3,64. Das bedeutet, dass die Effizienz des See-WS auch bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen eine ähnlich gute Leistung erbringt, während das Geo-WS stärker auf Veränderungen reagiert und eine größere Bandbreite an COPs aufweist. Insgesamt ist das See-WS aufgrund seiner robusteren Daten eine zuverlässigere Wahl für die Trinkwassererwärmung. Aus einer energieeffizienten Sichtweise ist das Geo-WS mit einer JAZ von 3,43 gegenüber dem See-WS mit einer JAZ von 3,29 zu bevorzugen.

Die Ergebnisse der Untersuchung des Heizbetriebs zeigen, dass sich während des ersten Teils der Heizperiode der mCOP des See-WS im Januar um 0,02, im Februar um 0,07, im

März um 0,09 und im April um 0,04 geringer ist. Diese Resultate legen nahe, dass sich die mittlere Leistungszahlen der Wärmepumpensysteme über die Heizperiode bzw. bei niedrigen Lufttemperaturen annähert. Die zweite Hälfte der Heizperiode zeigte, dass der mCOP des See-WS im Oktober um 0,13 niedriger, im November um 0,07 höher und im Dezember um 0,01 höher ist. Für die Bereitstellung des Heizwärmebedarfs arbeitet das Geo-WS in den Monaten Januar bis April und Oktober effizienter, während das See-WS im November und Dezember effizienter arbeitet. Es handelt sich hierbei um Unterschiede der Leistungszahl zwischen minimal 0,02 und maximal 0,13. Über ein gesamtes Jahr betrachtet beträgt die JAZ für den Heizbetrieb des See-WS 4,4 und des Geo-WS 4,42. Die Robustheit der Wärmesysteme wird anhand des minimalen, mittleren und maximalen COP bewertet. Dabei zeigt sich, dass der minimale und maximale COP des Geo-WS bei 1,5 bis 9,1 und der des See-WS bei 2,0 bis 7,1 liegt. Es handelt sich bei der maximalen Leistungszahl um hohe Werte, was im Rahmen des zweiten Kriteriums detailliert erläutert wird. Wie Abbildung 38 zeigt, variiert der COP des Geo-WS über alle Monate stärker als das beim See-WS. Aus diesem Grund wird das See-WS auch als die zuverlässigere und robustere Alternative zur Bereitstellung der Heizwärmebedarfs eingeordnet. Die mittlere Leistungszahl des Geo-WS variiert zwischen 4,35 bis 4,59 und die des See-WS zwischen 4,31 und 4,54. Die Resultate zeigen, dass die mittlere Leistungszahl des Geo-WS sich um einen Wert von 0,24 und die des See-WS um einen Wert von 0,23 verändern. Außerdem zeigen die Daten, dass das See-WS für die Bereitstellung der Heizwärme aus einer energieeffizienten Sichtweise sinnvolle Alternative darstellt, aber in einem jährlichen Effizienzvergleich dem Geo-WS um einen Wert von 0,02 unterliegt.

Für die Einordnung der Erkenntnisse in den Forschungsstand werden nun Erkenntnisse aus anderen Forschungsarbeiten aus der Situationsanalyse nach Kapitel 1.3 gelistet und die Ergebnisse eingeordnet. Die Erdwärmepumpe mit Erdsonden hat den Vorteil, dass die Temperaturen des Erdreichs bei einer Tiefe von 100 m konstant und unabhängig von den Tages- und Jahreszeit sind (vgl. Sarbu; Sebarchievici 2014). Basierend auf dieser Forschungsarbeit zeigten die Ergebnisse des Erdwärmepumpensystem mit Erdsonden, dass die Systemeffizienz im direkten Vergleich mit einem Seewasserwärmepumpensystem stärker von den Tages- und Jahreszeiten bzw. der Lufttemperatur am Standort abhängt, wie die Daten bestätigen. An dieser Stelle muss allerdings erwähnt sein, dass die dafür verantwortliche Annahme eine starke Vereinfachung der Realität ist. Im Forschungsstand wurde auch festgestellt, dass Oberflächenwasser-Wärmepumpensysteme eine hohe Leistungszahl (COP) aufweisen (vgl. Mitchell; Spitler 2013). Das Seewasserwärmepumpensystem mit geschlossenem Kreislauf, das in dieser Arbeit betrachtet wurde, zeigte eine JAZ von 3,86 und ist dem Erdwärmepumpensystem mit 200 m tiefen Erdsonden um einen Effizienzwert von 0,08 unterlegen. Trotz des geringen Unterschieds ist es vorteilhaft, dass eine Seewärmepumpe auf einem ähnlichen Effizienzniveau wie eine Erdwärmepumpe arbeitet. Wenn der Standort des Gebäudes nahe am Meer oder an einem See liegt, kann die Nutzung von Seewasser als Wärmequelle eine praktikable Alternative zu Erdsonden darstellen. Bei einer Simulation über 20 Jahre wurde eine

Erdwärmepumpensystem und ein Seewasserwärmepumpensystem mit offenem Kreislauf anhand ihres COP analysiert. Es zeigte sich, dass die Seewasserwärmepumpe über die Laufzeit eine stabilere Leistungszahl aufweist (vgl. Ma; Kim; Hao 2019). An diesen Ergebnissen kann angeknüpft werden, denn diese Simulation betrachtete eine See-WS mit geschlossenem Kreislauf und vergleicht diese mit einem Erdwärmepumpensystem auf jährlicher Basis. Die Leistungszahl der Seewärmepumpe bzw. Erdwärmepumpe für die Trinkwassererwärmung variiert zwischen 2,3 bzw. 2,1 bis 4,15 bzw. 5 und für den Heizbetrieb zwischen 2 bzw. 2,1 bis 7,1 bzw. 9,1. Die stabilere Leistungszahl der Seewasserwärmepumpe ist den Daten zufolge sowohl in Bezug auf die Trinkwassererwärmung als auch auf den Heizbetrieb zu beobachten. In einer weiteren Studie wurde das thermische Verhalten eines Rohrbündelwärmeübertragers mit metallischer Rohrwand mit einem geschlossenen Kreislauf für eine Seewasser-Wärmepumpe untersucht. Hierbei erfolgte eine Beschreibung der Wärmeübertragungsqualität zwischen dem Wasser und dem Wärmeträgermedium anhand des Gesamtübertragungskoeffizienten (vgl. Wu u.a. 2019). Diese Schlussfolgerungen, dass durch den Austausch des hochdichten Polyethylens der Rohrwand mit Metallrohren der Wärmeübergang deutlich verbessert werden kann, wurde als Grundbestandteil des Modellaufbaus verwendet. Dabei wurde eine Seewasserwärmepumpe mit geschlossenem Kreislauf durch einen Rohrbündelwärmeübertrager aus Metallrohren für einen Vergleich mit einem bestehenden Erdwärmepumpensystem vorgenommen, wie es in der Forschung bisher nicht vorkommt. Basierend auf einer jährlichen Simulation der Seewasser-Wärmepumpe mit einem Rohrbündelwärmeübertrager mit Stahlrohren zeigte sich, dass die JAZ für den Heizbetrieb und die Trinkwassererwärmung 4,4 und 3,29 beträgt. Dabei ist die JAZ für den Heizbetrieb um 0,02 und für die Trinkwassererwärmung um 0,14 geringer als bei dem Geo-WS. Dies deutet darauf hin, dass der Einsatz eines Rohrbündelwärmeübertragers mit Metallrohren für Seewasser-Wärmepumpensysteme eine vielversprechende Alternative zu anderen Wärmequellen und sogar gegenüber Erdwärmepumpen mit Erdsonden darstellen kann. Die Ergebnisse belegen, dass eine hohe Robustheit und eine gleichmäßige Leistungszahl des Systems über das Jahr hinweg erreicht werden können, indem eine hohe Übertragungsfläche des Wärmeübertragers genutzt wird. Dies ist aufgrund minimaler Schwankungen der Seetemperaturen in tieferen Schichten möglich und resultiert in gleichmäßigen Rücklauftemperaturen des Wärmeübertragers. Dabei wird deutlich, dass die Seewasserwärmepumpe vor allem während der Heizperiode eine sinnvolle Alternative sein kann. Wird der Warmwasserbedarf im Sommer über eine solarthermische Anlage bereitgestellt, verbessert sich auch dieser Wert im Vergleich.

Neben der Effizienz ist das zweite betrachtete Kriterium die Wärmebedarfsdeckung des Wärmesystems. Dabei wird das individuelle Wärmesystem zur Wärmebedarfsdeckung in vollständig, bedingt und nicht funktionsfähig eingeordnet. Diese Einordnung wird für jeden Zeitschritt vorgenommen. So gilt aufgrund der unteren Temperaturgrenze der Regelung von 47°C das System bei einer Speichertemperatur von gleich und über 47°C als vollständig funktionsfähig, von unter 47°C als bedingt funktionsfähig und bei Erreichen einer Systemgrenze von 15°C als

nicht funktionsfähig. Diese Randdaten beziehen sich auf die Bereitstellung des Brauchwarmwassers unter der Prämisse das eine Unterschreitung der notwendigen Vorlauftemperatur das System nicht mehr optimal arbeitet. Der Geo-HTP bzw. See-HTP ist zu 99,68% bzw. 99,76% vollständig funktionsfähig und zu 0,32% (etwa 30 Stunden) bzw. 0,24% (etwa 20 Stunden) bedingt funktionsfähig. Dabei beträgt die niedrigste Temperatur des Geo-HTP liegt bei 44,3°C und der See-HTP bei 45°C. Der See-HTP ist aufgrund des höheren Nennvolumens des Pufferspeichers für zehn Stunden weniger bedingt funktionsfähig im Vergleich zum Geo-HTP. Bevor das zweite Kriterium für den NTP der individuellen Systeme dargestellt wird, werden die Ursachen für die hohen Leistungszahlen während des Heizbetriebs erklärt. Der COP des See-WS erreicht ein maximalen Wert von 7,1, während der des Geo-WS sogar 9,1 erreicht. In beiden Fällen handelt es sich um einen ungewöhnlich hohen COP. Die Ursache für diese großen Leistungszahlen werden anhand des Geo-WS und dessen Speichertemperatur beschrieben. Dafür ist es notwendig zu wissen, dass die Effizienz der Wärmepumpe in diesem Modell ansteigt, wenn die Speichertemperatur absinkt. Das ist damit begründet, dass die Wärmepumpe bei einer fallender Speichertemperatur ein niedrigeres Temperaturniveau am Kondensator bedienen muss. Das basiert auf der Annahme, dass die Temperatur am Austritt des Kondensators um 3°C höher als die Speichertemperatur ist. Während des Heizbetriebs steigt der COP des Geo-WS über einen Heizzyklus auf 9,1 an. Dabei beträgt die Speichertemperatur 15°C und erreicht eine Systemgrenze, die aufgrund des Geltungsbereichs des Polynoms definiert wurde. Die Kondensationstemperatur darf demnach nur zwischen 20 und 62°C sein. Bei einer Speichertemperatur von 15°C ist die Kondensationstemperatur aufgrund der getroffenen Annahmen bei 20°C. Jetzt stellt sich die große Frage: Wie kann die Speichertemperatur des Geo-NTP überhaupt 15°C erreichen?

Um diese Frage zu beantworten, muss zunächst die Situation des Heizzyklus erklärt werden. Es handelt sich hierbei um einen kalten Wintertag, während dem der Heizwärmebedarf die maximale Leistung erreicht. Dabei ist die Wärmepumpe nicht in der Lage die Temperatur beider Pufferspeicher im Sollbereich zu halten und aufgrund der Priorisierung des Trinkwasserpuffers (HTP) sinkt die Temperatur des Heizungspuffers (NTP) stark ab. Das führt dazu, dass immer mehr Energie aus dem NTP entnommen wird. Wie kann die Speichertemperatur des NTP auf bis zu 15°C absinken? Die Ursache dafür ist durch den Aufbau des Modells bedingt. Der HWB ist eine Zeitreihe aus dem IDA ICE Modell, die in minütlicher Auflösung die Leistungsabgabe der Fußbodenheizung an den Raum in Kilowatt darstellt. Das IDA ICE Modell generierte diese Daten unter der Annahme, dass die notwendige Vorlauftemperatur für die Fußbodenheizung erreicht wird. Wenn die Daten in dieser Arbeit verwendet werden, geht die Leistung der Fußbodenheizung negativ in die Bilanz des Speichers ein, unabhängig davon, ob der Speicher eine Temperatur von 45°C oder 15°C hat. Angenommen, bei einem realen Wärmesystem sinkt die Vorlauftemperatur der Fußbodenheizung aufgrund einer fallenden Temperatur des Speichers, führt dies zu einer reduzierten Wärmeabgabe an den Raum. Dabei würde sich die Leistungsentnahme durch die Fußbodenheizung aus dem Pufferspeicher



mit fallender Speichertemperatur immer weiter reduzieren, weil das Temperaturdelta zwischen Vorlauftemperatur und Raumtemperatur kleiner wird. Das führt dazu, dass die Temperatur des Speichers nicht so stark abfällt, wie es bei dem Geo-NTP der Modellierung der Fall ist. Die Konsequenz wäre, dass die Heizung die notwendige Raumwärme nicht vollständig bereitstellen kann. Damit wäre die Heizung des realen Wärmesystems zu diesen Zeiten nur bedingt funktionsfähig. An dieser Aussage trifft das Modell auf die Realität. Sollte die Speichertemperatur unter der gewünschten Vorlauftemperatur der Heizung sein, dann ist das Heizsystem nur bedingt funktionsfähig, weil der Wärmeübergang durch ein Temperaturdelta getrieben ist und dann nicht vollumfänglich funktioniert. Dies ist der Grundgedanke, weshalb anhand der Speichertemperatur das System als vollständig, bedingt und nicht funktionsfähig eingeordnet wird. Wenn die Speichertemperatur während eines Zeitschritts unter die Systemgrenze von 15°C abfällt ist das Wärmesystem nicht funktionsfähig. Um die Ergebnisse einzuordnen zur Wiederholung: Die untere und obere Temperaturgrenze der Regelung für den NTP soll bei mindestens 40°C gehalten werden und liegt bei 40 bzw. 45°C. Die Speichertemperatur des Geo-NTP bzw. See-NTP unterschreitet für 136 Stunden bzw. 93 Stunden und damit 2,6% bzw. 1,8% der Heizperiode die Temperaturgrenze von 40°C. Laut des Heizungsschemas wird die Speichertemperatur 2°C über der Vorlauftemperatur der Fußbodenheizung von 38°C gehalten. Wenn jetzt vereinfacht angenommen wird, dass es keine Wärmeverluste zwischen Pufferspeicher und Fußbodenheizung gibt, dann kann das Heizsystem bei unter 38°C Speichertemperatur als bedingt funktionsfähig eingeordnet werden. Dies führt zu folgenden Ergebnissen: Das Heizsystem des Geo-WS gilt für 61 Stunden und das See-WS für 31 Stunden als bedingt funktionsfähig. Das Heizsystem des Geo-WS ist allerdings für 123 Minuten an der unteren Systemgrenze von 15°C und folglich zu diesen Zeiten nicht funktionsfähig. Die niedrigste Speichertemperatur des See-NTP beträgt 25,5°C während desselben extremen Ereignisses.

Abschließend lässt sich zum zweiten Kriterium für die Trinkwassererwärmung also sagen, dass beide Systeme eine sehr zuverlässige Leistung erbringen und nur sehr selten Temperaturen unterhalb des Sollbereichs erreichen. Der größere Pufferspeicher beim See-HTP trägt dazu bei, dass die Solltemperatur noch zuverlässiger eingehalten wird. Dabei stellt sich die grundsätzliche Frage, ob diese zusätzliche Kapazität des See-HTP in Bezug auf den Deckungsanteil der Speichertemperatur wirklich notwendig ist. Aufgrund der Priorisierung des Speichers zeigen die Daten, dass die zusätzliche thermische Speicherkapazität kaum Einfluss auf die Wärmebedarfsdeckung des Brauchwarmwasserbedarfs hat.

Zusammenfassend kann man für den Heizbetrieb festhalten, dass das zusätzliche Nennvolumen des See-NTP zu einer niedrigeren bedingten Funktionsfähigkeit des Wärmesystems von 31 statt 61 Stunden führt. Hinzu kommt, dass diese bedingte Funktionsfähigkeit nur zu Zeiten anfällt, wenn die Bewohnenden aufgrund der kalten Außenlufttemperaturen am meisten darauf angewiesen sind. Außerdem gilt das Geo-WS für 123 Minuten als nicht funktionsfähig bei

der Deckung des Heizwärmebedarfs. Wenn die Funktionsfähigkeit des Wärmesystems mit der thermischen Behaglichkeit der bewohnenden Personen verknüpft wird, führt das See-WS während der Winterzeit zu deutlich höherer Behaglichkeit, da die Raumtemperaturen mit der notwendigen Vorlauftemperaturen auch zu einem höheren Anteil die Solltemperatur erreicht. Aus der Sichtweise der Funktionsfähigkeit bzw. der Wärmebedarfsdeckung ist somit das See-WS zu empfehlen.

Eine weitere Auswertung der Daten zeigt, dass das See-WS insgesamt 27,5% weniger Heizzyklen benötigt, eine um 4,5% kürzere Laufzeit der Wärmepumpe hat und eine um 23,6% längere mittlere Heizdauer hat. Dabei handelt es sich um Indikatoren, die vorteilhaft für eine längere Lebensdauer einer Wärmepumpe sind. Die Pufferspeicher des Geo-WS sind aufgrund des geringeren Nennvolumens in der Regel günstiger und haben über das Jahr betrachtet um 22% weniger Wärmeverluste als das See-WS.

## 5.4 Limitation

Dieses Kapitel stellt abschließend zu den betrachteten Ergebnissen Annahmen dar, die im Modell getroffen wurden und Limitationen mit sich bringen. Sie bieten ebenfalls mögliche Anknüpfungspunkte für weitere Forschungsarbeiten.

Die erste Limitation der Arbeit ist die Annahme, dass die Vorlauftemperatur des Wärmeübertragers in der Wärmequelle im ersten Zeitschritt des Heizzyklus der Lufttemperatur entspricht. Diese Annahme führt dazu, dass das geothermische Wärmesystem trotz konstanter Erdreichtemperatur vor allem über die Sommermonate weniger robust als das seethermische ist. Aufgrund der großen Übertragungsfläche des Rohrbündelwärmeübertragers werden diese Schwankungen ausgeglichen. Die Übertragungsfläche der Erdsonden reicht dazu nicht immer aus. Aus diesem Grund wurde auch die Annahme dahingehend modifiziert, dass die Vorlauftemperatur aufgrund der Lufttemperatur für beide Systeme nicht unter 0°C fallen kann.

Eine weitere Limitation ist die Annahme, dass der Verdampfer groß genug ist, um 99% der Wärme zu übertragen. Dies dient vorrangig dem Zweck, dass keine Aussagen über die physikalischen und thermischen Eigenschaften des Verdampfers getätigt werden müssen, da keine Herstellerangaben vorlagen. In einer weiteren Arbeit wäre es daher interessant, den Verdampfer neben dieser Vereinfachung basierend auf realen Daten abzubilden. Die Auswirkungen auf die Ergebnisse zeigen, dass das Wärmeträgermedium, das durch den Wärmeübertrager und den Verdampfer zirkuliert, sich sehr stark der Eintrittstemperatur des Kältemittels annähert. Das hat aufgrund höherer Temperaturspreizungen des Wärmeträgermediums am Ein- und Austritt des Verdampfers auch die Auswirkung, dass der Massenstrom des wärmeübertragerseitigen Fluids niedriger ist, da dieser anhand der Temperaturspreizung berechnet wird. Da diese Annahme allerdings für beide Systeme gilt bleibt die Vergleichbarkeit erhalten.

Eine weitere Begrenzung ist, dass in jedem ersten Zeitschritt des Heizzyklus die wärmepumpenseitige Temperatur am Austritt des Verdampfers die wärmeübertragerseitige Temperatur am Eintritt in den Verdampfer  $-1^{\circ}\text{C}$  ist. Diese Annahme vereinfacht den Wärmeübergang zwischen Wärmeträgermedium und Kältemittel und ist notwendig, damit die Variablen für die nächsten Zeitschritte aus dem Kältekreis berechnet werden können. Da sich das Kältemittel und der Kältemittelmassenstrom des R410A und des R32 unterscheidet, hat diese Annahme nicht den gleichen Effekt auf beide Systeme. Allerdings ist es nicht möglich, diesen Effekt für die individuellen Systeme zu beurteilen.

Eine weitere Limitation ist die Annahme, dass die Temperatur am Austritt des Kondensators immer um  $3^{\circ}\text{C}$  höher ist als die Speichertemperatur. Dabei handelt es sich um eine Vereinfachung, damit sich der Kältekreis berechnen lässt. Es wird angenommen, dass diese Temperatur immer  $3^{\circ}\text{C}$  höher sein muss, um einen ausreichend guten Wärmeübergang an den Speicher zu ermöglichen. Auch hier gilt, dass aufgrund des unterschiedlichen Kältemittels und des unterschiedlichen Kältemittelmassenstroms der Effekt auf die beiden Systeme verschieden ausfallen könnte. Die genauen Auswirkungen können aber nicht beurteilt werden.

Eine weitere Grenze des Modells sind die nicht zur Verfügung stehenden realen energetischen Verbräuche der Wärmepumpe, des Warmwasserbedarfs, des Heizwärmebedarfs etc., denn neben technischen Komponenten und des Thermal-Response-Tests sind nur Modelldaten als Eingabedaten für die Modellierung verwendet worden. Für die Abbildung des Modells wurde auf viele unterschiedliche Datenquellen zurückgegriffen, um diese Arbeit zu ermöglichen. Eine interessante Komponente wäre es gewesen, die Ergebnisse der Modelldaten mit den Realdaten abzugleichen.

Ein weiterer Aspekt, der in der Arbeit nicht berücksichtigt wurde, war die wirtschaftliche Betrachtung der Wärmesysteme. Die Untersuchung der systemindividuellen Kosten und welches System aus einer wirtschaftlichen Sicht am sinnvollsten ist, wäre eine praxisnahe Erweiterung der Masterarbeit. Darüber hinaus könnte die Suche nach den optimalen Parametern um Kosten erweitert werden. Dies könnte auch ein weiterer Einflussfaktor für den optimalen Rohrbündelwärmeübertrager nach Kapitel 4.4 und die optimale Speichergröße 4.5 sein.

Aus Gründen des Umfangs war es nicht mehr möglich, die Pumpleistungen für die individuellen Systeme mit in die JAZ zu integrieren. Das ist eine weitere Möglichkeit, an dieser Forschung anzuknüpfen.

Andere Forschungsarbeiten zeigen außerdem eine Vakuumeis-/ Direktverdampfungstechnologie für offene Systeme. Mit dieser Technologie wird das Wasser bis zur teilweisen Vereisung am Verdampfer der Wärmepumpe vorbeigeführt, sodass durch einen latenten Wärmeentzug etwa fünfmal so viel Energie entzogen werden kann. Das hat direkte Auswirkungen auf die notwendige Pumpleistung und kann bei offenen Kreisläufen eine interessante Komponente im direkten Vergleich mit anderen Wärmepumpensystemen sein.

Ein weiterer zu berücksichtigender Faktor ist die Auswahl der polynomialen Annäherungen für die Abbildung der Verdichter, welche basierend auf den Vorgaben der Bitzer Software erfolgte. Dabei wurden die Grenzen für den Geltungsbereich dieser genannt und in das Modell integriert. Aus diesem Grund war es nicht möglich, dass die Regelungstemperaturen für den Hochtemperaturpuffer anhand des Bestandes gewählt werden konnten.

Eine letzte Limitation ist die nicht berücksichtigte solarthermische Anlage im Modell. Diese konnte aus Gründen des Umfangs nicht mehr in die Arbeit integriert werden. Die Auswirkungen auf die Simulationsergebnisse hätten sich im Sommer gezeigt, denn zu diesen Zeiten wäre das Warmwasser durch die solarthermische Anlage und nicht durch die Wärmepumpe bereitgestellt worden.

## 6 Fazit

Um die Forschungsfragen bezüglich der Effizienz von einem geothermischen im Vergleich zu einem seethermischen Wärmepumpensystem zu beantworten und dabei auch ausgewählte Aspekte des Verhaltens der einzelnen Komponenten der beiden Systeme zu untersuchen, wurde in dieser Masterarbeit mithilfe eines in Python erstellten Modells eine quantitative Forschung durchgeführt. Dafür wurde in Kapitel 3 ein Grundmodell gebildet, parametrisiert und die Ergebnisse dargelegt, um die Funktionsweise und Zusammenhänge zu erläutern. In Kapitel 4 wurden drei Sensitivitätsanalysen durchgeführt, in denen Eingangsvariablen variiert wurden, um den optimalen Rohrbündelwärmeübertrager und die optimalen Nennvolumen der Pufferspeicher zu bestimmen. Die SA3 untersucht die Auswirkungen von Temperaturveränderungen der Wärmequelle auf die Systemeffizienz der See- und Erdwärmepumpe. Die Masterarbeit gipfelte in einem jährlichen Vergleich des geothermischen und des seethermischen Wärmepumpensystems in Kapitel 5. Das Fazit ist untergliedert in die wichtigsten Ergebnisse, die Zusammenfassung der Schlussfolgerungen und die Beantwortung der Forschungsfragen.

### 6.1 Ergebnisse und Schlussfolgerung

Die SA1 beschäftigte sich mit den Auswirkungen der Rohrbündelanzahl und -länge auf die Effizienz des Gesamtsystems. Die Ergebnisse zeigten, dass der mCOP des Gesamtsystems durch die Zunahme der Übertragungsfläche des Rohrbündelwärmeübertragers von 3,2 bis 3,87 erhöht werden kann. Aufgrund des exponentiellen Annäherungsverlaufs der Simulationsergebnisse zeigt sich, dass eine Vergrößerung der Übertragungsfläche zunächst eine hohe und mit steigender Übertragungsfläche eine abfallende Auswirkung auf die Effizienz hat. Die Untersuchung dieses Sachverhalts ergab, dass ein vorteilhaftes Verhältnis zwischen 50 und 250 liegt, um einen mCOP von größer als 3,8 zu erreichen. Das optimale Verhältnis für den maximalen mCOP von 3,87 liegt bei 101. Diese maximale mCOP wurde bei einer Länge von 5,14 m und einer Rohrbündelanzahl von 514 festgestellt. Entgegen der Erwartung diesen Punkt bei der maximalen Übertragungsfläche vorzufinden, liegt dieser aufgrund des optimalen Verhältnisses von 101 bei 132 m<sup>2</sup>. Aus den Ergebnissen lässt sich ableiten, dass sowohl die Länge als auch die Anzahl der Rohrbündel gemeinsam optimiert werden müssen, um die maximale Effizienz des seethermischen Wärmepumpensystems zu erreichen. Eine höhere Effizienz kann durch eine größere Übertragungsfläche und durch ein optimales Verhältnis von Rohrbündeln zu Länge erreicht werden. Die Ergebnisse des Kapitels 4.4 zeigen, dass eine Effizienzsteigerung von 0 bis 0,67 bei einer zusätzlichen Übertragungsfläche von 0 bis 145 m<sup>2</sup> möglich ist. Allerdings ist bereits nach 55 zusätzlichen Quadratmetern eine Zunahme des mCOP von etwa 0,6 die Folge. Neben der technischen Betrachtung dieser Masterarbeit ist allerdings noch folgende Frage zu prüfen, um dies in einen realen Kontext einzuordnen: Bis

zu welcher Übertragungsfläche des Rohrbündelwärmeübertragers sind zusätzliche Einsparungen über die Lebensdauer höher als die zusätzlich anfallenden Investitionskosten?

Die SA2 beschäftigt sich mit den Auswirkungen des Speichervolumens auf die Effizienz, den Deckungsanteil und die Heizzyklen. Insgesamt lassen die erzielten Ergebnisse die Aussagen zu, dass eine Erhöhung des Nennvolumens auf 2000 l des HTP die Effizienz zur Trinkwassererwärmung um 1,8% steigern kann. Der Deckungsanteil der Speichertemperatur zur Bereitstellung des Brauchwarmwassers lässt sich um 0,2% erhöhen. Durch eine Erhöhung des Nennvolumens kann die Anzahl der Heizzyklen um 33% reduziert, die durchschnittliche Heizdauer um 50% erhöht und die kürzeste Heizdauer um 75% erhöht werden. Diese Indikatoren tragen maßgeblich dazu bei, die Lebensdauer einer Wärmepumpe zu verbessern. Bei dem NTP führt eine Steigerung des Nennvolumens von 1500 auf 2500 l dazu, dass sich die Effizienz des Heizbetriebs um 1% reduziert. Das Nennvolumen nimmt einen höheren Einfluss auf den Deckungsanteil der Speichertemperatur zur Bereitstellung des Heizwärmebedarfs und kann dabei um 1,6% erhöht werden. Das heißt, dass die Temperatur des Pufferspeichers zu zusätzlichen 1,6% im optimalen Bereich liegt und damit die notwendige Vorlauftemperatur für das Heizsystem liefert. Dieser Temperaturbereich ist der ideale Zustand, um die Wärmeenergie im Pufferspeicher zu speichern und für die Anwendung bestmöglich zu nutzen. Durch ein größeres Nennvolumen kann die Taktung der Wärmepumpe um 37% reduziert werden und die mittlere Heizdauer um 50% erhöht werden. Auch hierbei handelt es sich um Einflussfaktoren, die die Lebenszeit einer Wärmepumpe verlängern können. Basierend auf diesen Erkenntnissen wurden Nennvolumenprofile erstellt und ausgewertet. Das Nennvolumenprofil des Bestands zeigt sich als energieeffizient und am günstigsten, hat aber eine hohe Taktung der Wärmepumpe, niedrige Mindestlaufzeiten und einen niedrigen Deckungsanteil. Das Nennvolumenprofil „Effizienz“ hat den maximalen mCOP und dafür aber einen höheren Stromverbrauch als der Bestand, hohe Taktungen, niedrige Mindestlaufzeiten und einen minimal besseren Deckungsanteil als der Bestand. Das „Auswahl des Autors“-Profil hat hohe Mindestlaufzeiten, hohe mittlere Heizdauern, die höchste maximale Heizdauer und einen hohen Deckungsanteil aber den niedrigsten mCOP. Das „Max. Nennvolumen“-Profil hat die niedrigste Anzahl an Heizzyklen, die höchste mittlere Heizdauer und den maximalen Deckungsanteil. Dafür ist der Stromverbrauch am höchsten und im Falle betrachteter Kosten ist dies aufgrund der großen Nennvolumina der Pufferspeicher auch die teuerste. Welche Auswahl der Nennvolumenprofile in der Realität am sinnvollsten ist, ist von den individuellen Anforderungen des Wärmesystems abhängig.

In einer weiteren Untersuchung – der SA3 - wurde geprüft, welchen Effekt eine Veränderung der Seewassertemperatur auf die Effizienz des seethermischen Wärmesystems hat. Die Ergebnisse zeigen, dass das seethermische Wärmepumpensystem im Mittel durch eine Temperaturveränderung des Wassers von 1°C zwischen 4 bis 8,77°C zu einer Veränderung des mCOP im Sommer von 0,085, in der Übergangszeit von 0,1025 und im Winter von 0,1075

führt. Folglich würde eine Temperatursteigerung des Seewassers eines solchen Wärmesystems von 4 auf 8,77°C zu einer Effizienzsteigerung im Sommer von 0,41, in der Übergangszeit von 0,49 und im Winter zu einer von 0,51 führen. Die Resultate des geothermischen Wärmepumpensystems belegen, dass durch eine Temperaturveränderung des Erdreichs von 1°C zwischen 9,6 bis 12,6°C eine mittlere Veränderung des mCOP im Sommer von 0,065, im Winter von 0,075 und in der Übergangszeit von 0,09 die Folge ist. Über alle Ergebnisse der SA3 lässt sich damit der Schluss ziehen, dass die Effizienz des See-WS in allen repräsentativen Wochen stärker auf eine Veränderung der Seewassertemperatur reagiert als das Geo-WS auf eine Veränderung der Erdeichtemperatur. Die Ergebnisse bestätigen außerdem, dass das See-WS während der Heizperiode eine vergleichbar hohe Effizienz aufweist. Das geschlossene Seewasserwärmepumpensystem reagiert auf Temperaturänderungen von einem Grad Celsius empfindlicher als das Geo-WS. Die Ergebnisse zeigen, dass die Effizienz der Erdwärmepumpe besser aufrechterhalten werden kann, wenn sich das Erdreich abkühlt. Auf der anderen Seite profitiert die Effizienz der Seewasserwärmepumpe stärker von steigenden Wassertemperaturen.

Die Resultate des jährlichen Vergleichs legen dar, dass das Geo-WS einen um 224 kWh niedrigen Stromverbrauch von 20.553 kWh und eine JAZ von 3,94 im Vergleich zu dem See-WS mit 20.777 kWh und einer JAZ von 3,86 hat. Das bedeutet, dass das bestehende Geo-WS über das gesamte Jahr betrachtet die energieeffizientere Möglichkeit ist und einen um 0,08 höheren JAZ-Wert hat. Das Geo-WS hat von Januar bis September und im Dezember einen zwischen 24 bis 80 kWh geringeren Stromverbrauch. Im November ist das See-WS effizienter. Eine detaillierte Aufteilung der Ergebnisse in die Effizienz für die Trinkwassererwärmung und den Heizbetrieb führte zu weiteren Erkenntnissen. Die JAZ für die Trinkwassererwärmung des Geo-WS liegt bei 3,43 und ist um einen Wert von 0,14 höher als die des See-WS. Eine weitere Analyse zeigte, dass die Effizienz des Geo-WS bei niedrigen Lufttemperaturen am Standort vergleichbar mit der des See-WS ist, während sie bei hohen Lufttemperaturen insbesondere im Sommer um bis zu 0,33 höher ist. Die JAZ für den Heizbetrieb des Geo-WS beträgt 4,42 und für das See-WS 4,4. Die Ergebnisse weiter aufgelöst in Monate zeigen, dass sich die monatlichen mCOP der Seewasserwärmepumpe um einen Wert zwischen +0,07 und -0,13 unterscheiden. Dabei ist der Unterschied im Januar 0,02, im April 0,04, im November 0,07 und im Dezember 0,01. Es handelt sich um minimale Unterschiede aber auf den Zahlen beruhend ist das Geo-WS in fünf von sieben Monaten effizienter. Die Leistungszahl der Seewärmepumpe bzw. Erdwärmepumpe für die Trinkwassererwärmung variiert zwischen 2,3 bzw. 2,1 bis 4,15 bzw. 5 und für den Heizbetrieb zwischen 2 bzw. 2,1 bis 7,1 bzw. 9,1. Die stabilere Leistungszahl der Seewasserwärmepumpe ist sowohl in Bezug auf die Trinkwassererwärmung als auch auf den Heizbetrieb zu beobachten. Der Geo-HTP bzw. See-HTP ist zu 99,68% bzw. 99,76% vollständig funktionsfähig und zu 0,32% (etwa 30 Stunden) bzw. 0,24% (etwa 20 Stunden) bedingt funktionsfähig. Dabei beträgt die niedrigste Temperatur des Geo-HTP 44,3°C und der See-HTP 45°C. Wenn angenommen wird,

dass das Heizsystem unter einer Vorlauftemperatur von 38°C als bedingt funktionsfähig gilt, führt dies zu folgenden Ergebnissen: Das Heizsystem des Geo-WS gilt für 61 Stunden und das See-WS für 31 Stunden als bedingt funktionsfähig. Das Heizsystem des Geo-WS ist allerdings für 123 Minuten an der unteren Systemgrenze von 15°C und folglich zu diesen Zeiten nicht funktionsfähig. Die niedrigste Speichertemperatur des See-NTP beträgt 25,5°C während desselben extremen Ereignisses. Die Schlussfolgerungen bezüglich des jährlichen Vergleichs basierend auf der Effizienz zeigen, dass das See-WS eine höhere Robustheit aufweist als das Geo-WS, da seine mCOP-Werte in einem kleineren Bereich liegen. Das bedeutet, dass das See-WS auch bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen eine ähnlich gute Leistung erbringt, während das Geo-WS stärker auf Veränderungen reagiert und eine größere Bandbreite an COP-Werten aufweist. Diese Daten lassen den Schluss zu, dass das See-WS aufgrund seiner robusteren Daten eine zuverlässigere Wahl ist. Aus einer energieeffizienten Sichtweise ist das Geo-WS mit einer JAZ von 3,96 gegenüber dem See-WS mit einer JAZ von 3,86 zu bevorzugen. Die Ergebnisse zeigen aber auch, dass das See-WS für die Bereitstellung des Heizwärmebedarfs eine vergleichbar effiziente Alternative darstellt. Hier zeigte sich lediglich ein Unterschied von 0,02 zwischen den beiden Wärmesystemen. Zudem ist der Effizienzvorteil des Geo-WS während des Sommers unter der Bedingung zu bewerten, dass die solarthermische Anlage diesen Bedarf zum Teil bis vollständig während sonnenreichen Zeiten decken kann und dies im Modell nicht betrachtet worden ist.

Abschließend zu der Bewertung der Wärmebedarfsdeckung der Wärmepumpensysteme lässt sich für die Trinkwassererwärmung also sagen, dass beide Systeme eine sehr zuverlässige Leistung erbringen und nur sehr selten Temperaturen unterhalb der Speichersolltemperatur erreichen. Der größere Pufferspeicher beim See-HTP trägt dazu bei, dass die Solltemperatur noch zuverlässiger eingehalten wird. Dabei stellt sich die grundsätzliche Frage, ob dieses zusätzliche Volumen des See-HTP wirklich notwendig ist. Aufgrund der Priorisierung des Speichers zeigen die Daten, dass die thermische Speicherkapazität kaum Einfluss auf die Wärmebedarfsdeckung des Systems hat. Zusammenfassend kann man für den Heizbetrieb feststellen, dass die zusätzliche Speicherkapazität des See-NTP zu einer bedingten Funktionsfähigkeit des Wärmesystems von 31 Stunden führt. Dieser Zeitraum liegt bei dem Geo-NTP aufgrund der kleineren Speicherkapazität bei 61 Stunden, folglich also doppelt so hoch. Hinzu kommt, dass diese bedingte Funktionsfähigkeit nur zu Zeiten anfällt, wenn die Bewohnenden aufgrund der niedrigen Außenlufttemperaturen am meisten darauf angewiesen sind. Außerdem gilt das Geo-WS für 123 Minuten als nicht funktionsfähig bei der Deckung des Heizwärmebedarfs. Das führt dazu, dass das Heizsystem an dem kältesten Tag den Raum nicht beheizen kann. Das See-WS kommt folglich der Wärmebedarfsdeckung durch eine höhere vollständige Funktionsfähigkeit des Wärmesystems besser nach. Dieses problematische Szenario könnte mit einer größeren Wärmepumpe, zusätzlicher thermischer Speicherkapazität oder einem weiteren Wärmeerzeuger abgemildert werden.



## 6.2 Forschungsfragen

Dieses Kapitel stellt die Forschungsfrage vollumfassend dar und beantwortet diese im Anschluss. Ziel war es, zu prüfen, welchen Effekt eine Veränderung der Seewassertemperatur auf die Effizienz des seethermischen Wärmesystems hat und wie eine sich verändernde Erdreichtemperatur die Effizienz des geothermischen Wärmesystems beeinflusst. Damit im weiteren Verlauf das bestehende Erdwärmepumpensystem mit einem optimalen Seewärmepumpensystem verglichen werden kann, war es zunächst notwendig, dieses optimale System zu definieren. Es stellt sich die Frage nach dem optimalen seethermischen Wärmesystem, welches einerseits von der Länge und Anzahl der Rohrbündel des Rohrbündelwärmeübertragers mit der höchsten Effizienz abhängt und andererseits von dem Nennvolumen der Pufferspeicher und deren Auswirkungen auf die Anzahl und Dauer der Heizzyklen, die Effizienz und das Temperaturverhalten der Speicher. Diese Parameter wurden anhand eines jährlichen Vergleichs zwischen einem bestehenden geothermischen in einem repräsentativen Wohnquartier und einem optimalen seethermischen Wärmesystem untersucht. Dabei wurde die Effizienz basierend auf der JAZ und dem COP verglichen und die Wärmebedarfsdeckung des jeweiligen Wärmesystems anhand des Deckungsanteils der Speichersolltemperatur und der Anzahl und Dauer der Heizzyklen verglichen.

Die Ergebnisse zur Untersuchung des Einflusses von Temperaturänderungen des Seewassers oder des Erdreichs auf die jeweilige Systemeffizienz zeigen, dass eine Veränderung der Wassertemperatur beim seethermischen System zu einer Änderung des mCOP im Sommer von 0,085, in der Übergangszeit von 0,1025 und im Winter von 0,1075 führt, wenn die Temperatur des Wassers zwischen 4 bis 8,77°C variiert. Bei der geothermischen Wärmepumpe führte eine Veränderung der Erdreichtemperatur von 1°C zwischen 9,6 bis 12,6°C zu einer mittleren Veränderung des mCOP im Sommer von 0,065, im Winter von 0,075 und in der Übergangszeit von 0,09.

Das optimale seethermische Wärmepumpensystem besteht aus einer optimalen Auswahl der physikalischen Eigenschaften des Rohrbündelwärmeübertragers und einer optimalen Auswahl des Nennvolumen der Pufferspeicher. Die vorliegenden Ergebnisse der SA1 zeigen, dass der Rohrbündelwärmeübertrager eine maximale Effizienz von 3,87 aufweisen kann, wenn die Länge 5,14 m und die Anzahl der Rohrbündel 514 beträgt. Diese Ergebnisse verdeutlichen, dass die maximale Effizienz nicht nur von einer steigenden Übertragungsfläche abhängt, sondern auch von dem Verhältnis zwischen der Anzahl und Länge der Rohrbündel.

Die vorliegenden Resultate zur Untersuchung des optimalen Nennvolumens der Pufferspeicher zeigen, dass eine Steigerung des Nennvolumens des HTP die Effizienz des Systems um bis zu 1,8% erhöhen kann. Darüber hinaus konnte festgestellt werden, dass der Deckungsanteil der Speichersolltemperatur um 0,2% erhöht werden kann. Eine Vergrößerung des Nennvolumens kann auch die Anzahl der Heizzyklen um 33% reduzieren, die

durchschnittliche Heizdauer um 50% erhöhen und die kürzeste Heizdauer sogar um 75% steigern. Eine Steigerung des Nennvolumens des NTP führt zu Effizienzverlusten des Systems von bis zu 1%. Der Deckungsanteil der Speichersolltemperatur des NTP kann um 1,6% erhöht werden. Außerdem wurde festgestellt, dass die Taktung der Wärmepumpe um 37% reduziert und die mittlere Heizdauer um 50% erhöht werden kann. Diese Erkenntnisse wurden für das ausgewählte Nennvolumenprofil berücksichtigt und die optimale Speichergröße mit einem Nennvolumen des HTP von 2100 l und des NTP von 2300 l.

Die Ergebnisse zum jährlichen Vergleich der systemindividuellen Effizienz zeigen, dass die JAZ des bestehenden geothermischen Wärmesystems mit 3,94 dem optimalen seethermischen Wärmesystem einer JAZ von 3,86 um einen Effizienzwert von 0,08 minimal überlegen ist. Die monatlichen COP-Werte bestätigten, dass die Effizienz der Wärmesysteme während der Heizperiode eine annähernd identische Effizienz vorweisen. Dies wird anhand weiterer Ergebnisse der Effizienz für die Bereitstellung des Heizwärmebedarfs bzw. des Warmwassers des Geo-WS von 4,42 bzw. 3,43 und des See-WS von 4,40 bzw. 3,29 bestätigt. Eine weitere Betrachtung der Speichertemperaturen zur Einordnung der Wärmebedarfsdeckung des Wärmesystems führt zu folgenden Ergebnissen: Der Geo-HTP bzw. See-HTP ist zu 99,68% bzw. 99,76% vollständig funktionsfähig und zu 0,32% (etwa 30 Stunden) bzw. 0,24% (etwa 20 Stunden) bedingt funktionsfähig. Dabei beträgt die niedrigste Temperatur des Geo-HTP 44,3°C und die des See-HTP 45°C. Die Speichertemperatur des Geo-NTP bzw. See-NTP unterschreitet für 136 Stunden bzw. 93 Stunden und damit 2,6% bzw. 1,8% der Heizperiode die Temperaturgrenze von 40°C. Laut des Heizungsschemas wird die Speichertemperatur 2°C über der Vorlauftemperatur der Fußbodenheizung gehalten. Wenn angenommen wird, dass das Heizsystem unter 38°C als bedingt funktionsfähig gilt, führt dies zu folgenden Ergebnissen: Das Heizsystem des Geo-WS gilt für 61 Stunden und das See-WS für 31 Stunden als bedingt funktionsfähig. Das Heizsystem des Geo-WS ist allerdings für 123 Minuten an der unteren Systemgrenze von 15°C und folglich zu diesen Zeiten nicht funktionsfähig.

Nachdem nun alle Ergebnisse der Masterarbeit ausführlich diskutiert, in den Forschungsstand eingeordnet und die Forschungsfragen beantwortet wurden können nun folgende Quintessenz festgehalten werden: Die Ergebnisse Masterarbeit zeigen, dass der Rohrbündelwärmeübertrager als Schlüsselkomponente einen hohen Einfluss auf die Effizienz des Gesamtsystems hat. Zusätzlich wurde ein optimales Verhältnis zwischen Länge und Anzahl der Rohrbündel der Wärmeübertrager herausgearbeitet. Außerdem wurde der Einfluss des Nennvolumens von Pufferspeichern anhand der Seewasser-Wärmepumpe auf die Effizienz, Wärmebedarfsdeckung und den Heizzyklen dargelegt. Auf Basis der Simulationsergebnisse wurden Profile angelegt und eines davon in einem jährlichen Vergleich der Wärmesysteme verwendet. Dabei wurde im ersten Schritt die Effizienz der Wärmesysteme verglichen. Es zeigte sich, dass das Geo-WS über das gesamte Jahr eine höhere Leistungszahl hat. Hierbei legten die Ergebnisse nahe, dass das See-WS vor allem über die kalte Jahreszeit eine vergleichbar gute

Effizienz vorweist. In einer weiteren Auswertung wurde die Leistungszahl für den Heizbetrieb betrachtet. Dabei war analog zu der Leistungszahl bei der Trinkwassererwärmung eine Annäherung der Effizienz in heizintensiven Monaten zu beobachten. Eine weitere Auswertung beschäftigte sich mit der Wärmebedarfsdeckung der individuellen Wärmesysteme. Die Ergebnisse zeigten, dass die bedingte Funktionsfähigkeit des See-WS um beinahe 50% geringer ist und dass das Geo-WS sogar für 123 Minuten als nicht funktionsfähig eingeordnet wird. Das ist maßgeblich dem kleineren Nennvolumen der Speicher zuzuordnen. Basierend auf diesen Erkenntnissen gelten die Nennvolumen für die Pufferspeicher des bestehenden Wärmesystems am Seedomizil als zu klein, da aufgrund der Priorisierung der Trinkwassererwärmung die Speichertemperatur des Heizungspuffer stark absinken kann. Darüber hinaus haben sich im Rahmen der Arbeit einige Limitationen und offene Forschungsprobleme ergeben, die mögliche Ansatzpunkte für weiterführende Forschung bieten.

Insgesamt stellt die Seewasserwärmepumpe mit geschlossenem Kreislauf eine vielversprechende Technologie für eine nachhaltige Wärmeversorgung eines repräsentativen Niedrigstenergiehaus dar. Die Entscheidung für den Einsatz dieser Technologie in einem Wärmequartier hängt jedoch von verschiedenen Kriterien ab. Neben der Energieeffizienz und der Deckung des Wärmebedarfs müssen auch wirtschaftliche und rechtliche Rahmenbedingungen geklärt werden. Daher könnte zukünftige Forschung an einer wirtschaftlichen und rechtlichen Betrachtung solcher Systeme anknüpfen.

## Literaturverzeichnis

A. Schweizer (2022): Stoffwerte von Wasser mit Frostschutzmittel. Online im Internet: URL: [https://www.schweizer-fn.de/stoff/kuehlwasser/kuehlw\\_start.php](https://www.schweizer-fn.de/stoff/kuehlwasser/kuehlw_start.php) (Zugriff am: 31.01.2023).

Baehr, Hans Dieter; Kabelac, Stephan (2012): Thermodynamik. Berlin, Heidelberg: Springer (= Springer-Lehrbuch). Online im Internet: DOI: 10.1007/978-3-642-24161-1 (Zugriff am: 21.12.2022).

Ballaschk, Sophie u.a. (2022): dena-Gebaeudereport 2023. Berlin: Deutsche Energie-Agentur GmbH (dena), S. 101. Online im Internet: URL: [https://www.dena.de/fileadmin/dena/Publikationen/PDFs/2022/dena\\_Gebaeudereport\\_2023.pdf](https://www.dena.de/fileadmin/dena/Publikationen/PDFs/2022/dena_Gebaeudereport_2023.pdf) (Zugriff am: 26.04.2023).

Baumann, Christian u.a. (2022): A Cloud-Based Flexibility Estimation Method for Domestic Heat Pumps.

Bitzer (o. J.): BITZER Software. Sindelfingen: Bitzer. Online im Internet: URL: <https://www.bitzer.de/websoftware/> (Zugriff am: 21.12.2022).

von Böckh, Peter; Wetzel, Thomas (2012): Heat Transfer. Berlin, Heidelberg: Springer. Online im Internet: DOI: 10.1007/978-3-642-19183-1 (Zugriff am: 19.12.2022).

Böttger, Stefan u.a. (2021): Innovative Wärmeversorgung aus Tagebaurestseen. Mitteldeutschland: Metropolregion Mitteldeutschland, S. 147. Online im Internet: URL: <https://www.mitteldeutschland.com/de/umweltfreundlich-heizen-mit-wasser-aus-tagebaurestseen/> (Zugriff am: 24.01.2023).

Chiang, Chen-Yu u.a. (2017): „Performance Analysis of an Integrated Heat Pump with Air-Conditioning System for the Existing Hospital Building Application.“ In: Sustainability, 9 (2017), 4, S. 530. Online im Internet: DOI: 10.3390/su9040530

dena (2022): dena-Gebäudereport 2022 - Zahlen, Daten, Fakten. Online im Internet: URL: <https://www.gebaeudeforum.de/wissen/zahlen-daten/gebaeudereport-2022/> (Zugriff am: 21.04.2023).

„DIN EN 378-1:2021-06“ (2021): DIN EN 378-1:2021-06. Deutsche Institut für Normung e. V. Online im Internet: DOI: 10.31030/3252783 (Zugriff am: 24.04.2023).

Dohmann, Joachim (2016): springerprofessional.de. Thermodynamik der Kälteanlagen und Wärmepumpen. Online im Internet: URL: <https://www.springerprofessional.de/thermodynamik-der-kaelteanlagen-und-waermepumpen/11059078> (Zugriff am: 24.04.2023).

energie-experten (2021a): energie-experten. Bemessung und Bohrung einer Erdwärmesonde. Online im Internet: URL: <https://www.energie-experten.org/erneuerbare-energien/erdwaerme/erdwaermebohrung/erdwaermesonde> (Zugriff am: 20.12.2022).

energie-experten (2021b): energie-experten. Wärmepumpen-Leistungszahl: So berechnen Sie COP, SCOP & ESCOP. Online im Internet: URL: <https://www.energie-experten.org/heizung/waermepumpe/leistung/leistungszahl> (Zugriff am: 25.04.2023).

EQUA Simulation AB (o. J.): IDA ICE - Simulation Software | EQUA. EQUA Simulation AB. Online im Internet: URL: <https://www.equa.se/de/ida-ice> (Zugriff am: 26.01.2023).

Gaiser, Max (2022): Ein digitaler Zwilling eines Mehrfamilienhauses und die Auswirkungen der SARS CoV-2 bedingten Lüftungshäufigkeit auf den Heizwärmebedarf. Fachhochschule Vorarlberg am 19. April 2022.

Huber, Arthur (2014): Bodentemperaturen und geothermischer Wärmefluss in der Schweiz. , S. 10. Online im Internet: URL: [https://www.hetag.ch/download/geo\\_Waermefluss.pdf](https://www.hetag.ch/download/geo_Waermefluss.pdf) (Zugriff am: 20.12.2022).

IGKB (2014): Bodensee Richtlinien 2005. IGKB. Online im Internet: URL: <https://www.igkb.org/aktuelles/bodensee-wasser-informationssystem-bowis/thermische-nutzung-von-bodenseewasser/> (Zugriff am: 23.12.2022).

ISF (2022a): LUBW. Bodensee. Online im Internet: URL: <https://www.lubw.baden-wuerttemberg.de> (Zugriff am: 28.03.2023).

ISF (2022b): LUBW. BodenseeOnline. Online im Internet: URL: <https://www.lubw.baden-wuerttemberg.de> (Zugriff am: 23.12.2022).

Jankowski, Sophie (2022): Umweltbundesamt. EU-Verordnung über fluoridierte Treibhausgase. Umweltbundesamt. Online im Internet: URL: <https://www.umweltbundesamt.de/themen/klima-energie/fluoridierte-treibhausgase-fckw/rechtliche-regelungen/eu-verordnung-ueber-fluoridierte-treibhausgase> (Zugriff am: 26.04.2023).

Jordan, Ulrike; Vajen, Klaus (2017): DHWcalc. Universität Kassel: Online im Internet: URL: <https://www.uni-kassel.de/maschinenbau/institute/thermische-energietechnik/fachgebiete/solar-und-anlagentechnik/downloads> (Zugriff am: 18.12.2022).

Kepplinger, Peter u.a. (2019): „State estimation of resistive domestic hot water heaters in arbitrary operation modes for demand side management.“ In: Thermal Science and Engineering Progress, 9 (2019), S. 94–109. Online im Internet: DOI: 10.1016/j.tsep.2018.11.003

Kümpel, Nadine (2022): Wegatech. Der Verdichter einer Wärmepumpe. Online im Internet: URL: <https://www.wegatech.de/ratgeber/waermepumpe/grundlagen/verdichter/> (Zugriff am: 09.02.2023).

Lienhard IV, John H.; Lienhard V, John H. (2020): A Heat Transfer Textbook, 5th edition. 5. Department of Mechanical Engineering: Phlogiston Press. Online im Internet: URL: <https://ahtt.mit.edu/> (Zugriff am: 19.12.2022).

Ma, Wenting; Kim, Moon Keun; Hao, Jianli (2019): „Numerical Simulation Modeling of a GSHP and WSHP System for an Office Building in the Hot Summer and Cold Winter Region of China: A Case Study in Suzhou.“ In: Sustainability, 11 (2019), S. 3282. Online im Internet: DOI: 10.3390/su11123282

Mitchell, Matt; Spitler, Jeffrey (2013): „Open-loop direct surface water cooling and surface water heat pump systems—A review.“ In: HVAC&R Research, 19 (2013). Online im Internet: DOI: 10.1080/10789669.2012.747374

Mukherji, Aditi u.a. (2023): „SYNTHESIS REPORT OF THE IPCC SIXTH ASSESSMENT REPORT (AR6).“ In: (2023).

Panato, Victor Hugo; Marcucci Pico, David Fernando; Bandarra Filho, Enio Pedone (2022): „Experimental evaluation of R32, R452B and R454B as alternative refrigerants for R410A in a refrigeration system.“ In: International Journal of Refrigeration, 135 (2022), S. 221–230. Online im Internet: DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2021.12.003

„Pufferspeicher\_PS-R.pdf“ (o. J.): Pufferspeicher\_PS-R.pdf. Online im Internet: URL: [https://www.deltasolar.ch/wp-content/uploads/2020/04/Pufferspeicher\\_PS-R.pdf](https://www.deltasolar.ch/wp-content/uploads/2020/04/Pufferspeicher_PS-R.pdf) (Zugriff am: 26.12.2022).

Rees, Simon (2016): Advances in Ground Source Heat Pump Systems. Online im Internet: DOI: 10.1016/C2014-0-03840-3

Rosinski, Christoph; Zapp, Franz Josef (2011): „Hydraulische Auslegung von Erdwärmesondenanlagen - Grundlage für effiziente Planung und Ausführung.“ In: (2011).

van Rossum, Guido; Python Software Foundation (2023): Python. Python Software Foundation. Online im Internet: URL: <https://www.python.org/> (Zugriff am: 26.01.2023).

Sarbu, Ioan; Sebarchievici, Calin (2014): „General review of ground-source heat pump systems for heating and cooling of buildings.“ In: Energy and Buildings, 70 (2014), S. 441–454. Online im Internet: DOI: 10.1016/j.enbuild.2013.11.068

Schauer, Christian (2019): <https://www.haustec.de/sanitaer/trinkwasser/darum-wird-die-kaltwassererhygiene-immer-kritischer>. Darum wird die Kaltwasserhygiene immer kritischer. Online im Internet: URL: <https://www.haustec.de/> (Zugriff am: 22.12.2022).

Sterchele, Philip u.a. (2020): „Studie: Wege zu einem klimaneutralen Energiesystem - Die deutsche Energiewende im Kontext gesellschaftlicher Verhaltensweisen.“ In: (2020).

Stieglitz, Robert; Heinzl, Volker (2012): Thermische Solarenergie. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg. Online im Internet: DOI: 10.1007/978-3-642-29475-4 (Zugriff am: 21.12.2022).

Stratmann, Antonia Victoria (2021): „Städtebau und elektrische Speicher – ein Zusammenspiel im Energiequartier.“ In: (2021).

Umweltbundesamt (2023): „Erneuerbare Energien in Deutschland. Daten zur Entwicklung im Jahr 2022.“ In: (2023).

Wu, Zhenjing u.a. (2019): „Mathematical Modeling and Performance Analysis of Seawater Heat Exchanger in Closed-Loop Seawater-Source Heat Pump System.“ In: *Journal of Energy Engineering*, 145 (2019). Online im Internet: DOI: 10.1061/(ASCE)EY.1943-7897.0000608

Wu, Zhenjing u.a. (2020): „Experimental study on thermal and flow performance of staggered tube-bundle heat exchanger for seawater source heat pump.“ In: *Sustainable Cities and Society*, 59 (2020), S. 102195. Online im Internet: DOI: 10.1016/j.scs.2020.102195

Yu, Jie; Zhang, Huan; You, Shijun (2012): „Heat transfer analysis and experimental verification of casted heat exchanger in non-icing and icing conditions in winter.“ In: *Renewable Energy*, 41 (2012), S. 39–43. Online im Internet: DOI: 10.1016/j.renene.2011.10.003

## **Anhang**

A.1	IDA ICE Gebäudemodell.....	113
A.2	Koeffizienten des Verdichterkennfeld aus Bitzer Software .....	113
A.3	Daten der jährlichen Auswertung .....	115



## A.1 IDA ICE Gebäudemodell

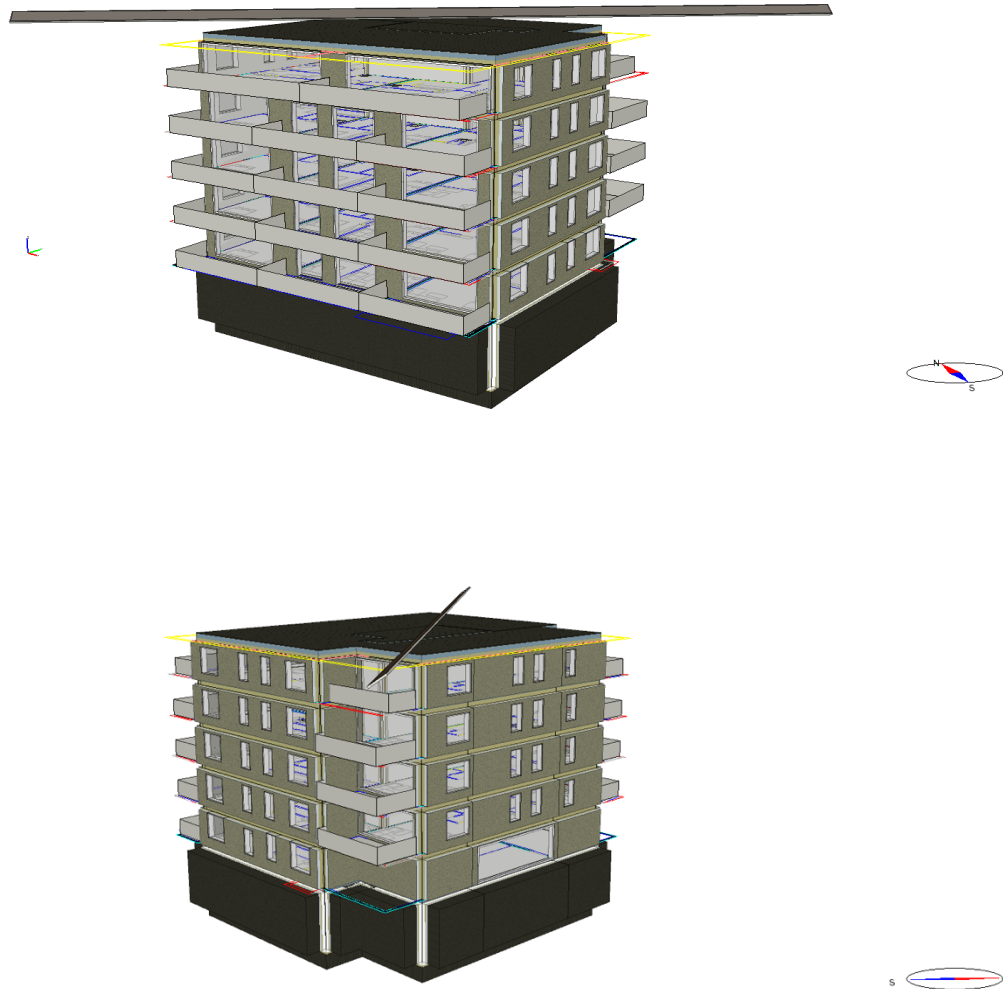


Abbildung A.1.1 IDA ICE Simulationsmodell des repräsentativen Gebäude

## A.2 Koeffizienten des Verdichterfeldes aus Bitzer Software

Tabelle 2 Geothermisches Verdichterfeld mit Koeffizienten

Koeffizient	Kälteleistung $\dot{Q}_k$	Leistungsaufnahme $P_{el}$	Massenstrom $\dot{m}_k$
1	94651,93813	5623,309251	1479,858342
2	3173,971642	74,13554554	46,99068286
3	-668,2359743	278,5889449	-0,22755353
4	47,77785099	2,16850245	0,695373317

5	-13,33140128	-2,282959232	0,13183607
6	-0,507997538	-2,96804187	-0,012173471
7	0,260038018	0,033750589	0,005316732
8	-0,34982065	-0,03310399	-0,000487581
9	-0,190758844	0,012504041	-0,002506305
10	-0,035512353	0,067147379	-0,000507698

Tabelle 3 Seethermisches Verdichterkennfeld mit Koeffizienten

Koeffizient	Kälteleistung $\dot{Q}_k$	Leistungsaufnahme $P_{el}$	Massenstrom $\dot{m}_k$
1	98870,84618	6932,96803	1120,576298
2	3231,430023	88,41846182	35,32471113
3	-883,0010775	199,561022	-6,561273207
4	44,79310051	2,623298961	0,485384427
5	-15,89749878	-3,34641529	-0,017515834
6	7,406550802	-1,040735784	0,150452249
7	0,235711977	0,055138781	0,003448314
8	-0,285308107	-0,040840789	-0,000348376
9	-0,092275475	0,02539705	-0,000206035
10	-0,101556062	0,060357104	-0,001744381

### A.3 Daten der jährlichen Auswertung

	$W_{el, Kompressor, Geo}$	$W_{el, Kompressor, See}$	$Q_{Verdampfer, Geo}$	$Q_{Verdampfer, See}$	$Q_{Verluste, Geo}$	$Q_{Verluste, See}$	$Q_{HWB}$	$Q_{BWW}$
2021-01	4348	4372	13626	13664	108	132	14773	3032
2021-02	2773	2843	8555	8456	99	121	8327	2807
2021-03	2052	2118	6076	6050	108	133	5065	2926
2021-04	1116	1159	3009	2998	106	129	1259	2738
2021-05	803	856	1994	1984	109	132	0	2704
2021-06	723	807	1831	1849	105	128	0	2504
2021-07	528	588	1351	1370	108	132	0	1804
2021-08	578	638	1464	1491	108	133	2	1983
2021-09	724	772	1795	1797	104	128	0	2426
2021-10	824	862	2042	2049	108	132	149	2601
2021-11	2165	2144	6606	6608	106	129	5912	2683
2021-12	3619	3619	11450	11465	109	133	12042	2834
Summe	20253	20777	59798	59781	1277	1561	47528	31041

Abbildung A.3.1 Daten der jährlichen Auswertung aus dem Simulationsmodell

## **Eidesstattliche Erklärung**

Ich erkläre hiermit an Eides statt, dass ich vorliegende Masterarbeit selbstständig und ohne Benutzung anderer als der angegebenen Hilfsmittel angefertigt habe. Die aus fremden Quellen direkt oder indirekt übernommenen Stellen sind als solche kenntlich gemacht.

Die Arbeit wurde bisher weder in gleicher noch in ähnlicher Form einer anderen Prüfungsbehörde vorgelegt und auch noch nicht veröffentlicht.

Sigmaringen, am 14.07.2023

Unterschrift Verfasser