
Abwasser als Wärmequelle und Wärmesenke für gasbetriebene Wärmepumpen und Kältemaschinen

**Inaugural-Dissertation
zur Erlangung des Doktorgrades der
Mathematisch-Naturwissenschaftlichen Fakultät
der Heinrich-Heine-Universität Düsseldorf**

**vorgelegt von
Johannes Goebel
aus Langenhagen bei Hannover**

Düsseldorf Februar 2020

aus dem Zentrum für Innovative Energiesysteme
der Hochschule Düsseldorf

Gedruckt mit der Genehmigung der
Mathematisch-Naturwissenschaftlichen Fakultät der
Heinrich-Heine-Universität Düsseldorf

Berichtersteller:

1. Prof. Dr.-Ing. Mario Adam

2. Prof. Dr. rer. nat. Klaus Dieter Schierbaum

Tag der mündlichen Prüfung:

12.03.2020

Eidesstattliche Versicherung

Ich versichere an Eides Statt, dass die Dissertation von mir selbständig und ohne unzulässige fremde Hilfe unter Beachtung der „Grundsätze zur Sicherung guter wissenschaftlicher Praxis an der Heinrich-Heine-Universität Düsseldorf“ erstellt worden ist.

Düsseldorf, den 5.11.2019

Johannes Goebel

1 Inhalt

Eidesstattliche Versicherung	3
1 Inhalt	4
2 Symbol- und Abkürzungsverzeichnis	8
Lateinische Symbole	8
Griechische Symbole.....	9
Indizes 10	
Abkürzungsverzeichnis	11
3 Kurzfassung.....	13
4 Abstract.....	14
5 Einleitung und Zielsetzung	15
6 Stand der Technik und Wissenschaft	17
6.1 Gas-Absorptionswärmepumpe/-kältemaschine	17
6.2 Gas-Adsorptionswärmepumpe.....	21
6.3 Elektro-Kompressionswärmepumpe/-kältemaschine.....	21
6.4 Gas-Motorwärmepumpe	23
6.5 Abwasser-Wärmeübertrager	24
6.5.1 Kanalwärmeübertrager	24
6.5.2 Externe Wärmeübertrager	26
6.5.3 Wärmeübertrager zur direkten Wärmerückgewinnung bei Abwassereinleitern	27
6.5.4 Verschmutzung und überschlägige Auslegung von Abwasser-Wärmeübertragern	27
6.6 Stand der Wissenschaft zu Abwasserwärmenutzungsanlagen	28
7 Betrachtetes Systemkonzept.....	35
8 Simulationsmodelle und Hardware-in-the-Loop-Tests.....	38
8.1 Randbedingungen	43
8.1.1 Wetterdaten	43
8.1.2 Typtagauswahl	44
8.1.3 Gebäudemodell: Heiz und Kühllasten.....	47
8.2 Modell für den Kühlbetrieb	48
8.2.1 Kältemaschinen.....	49
8.2.2 Kältespeicher, Kälteverteilung und Regelung von Kälteverteilung und -übergabe.....	51
8.2.3 Regelung der Kältemaschinen.....	52
8.2.4 Abwasser-Wärmeübertrager.....	55
8.3 Modell für den Heizbetrieb.....	56
8.3.1 Wärmespeicher und Spitzenlastheizgerät.....	57

8.3.2	Regelung	59
8.4	Modell für kommunale Abwasserflüsse	65
8.4.1	Abwassertemperaturen im Jahresverlauf	65
8.4.2	Abwassertemperaturen und –volumenströme im Tagesverlauf	69
8.4.3	Beschreibung des Modells	71
8.4.4	Berechnung des Abwassermassenstroms	73
8.4.5	Berechnung der Abwassertemperatur	73
8.4.6	Berechnung von Wasserhöhe, durchströmtem Querschnitt und Geschwindigkeit	73
8.4.7	Test des Modells und Vergleich mit Messdaten	75
8.5	Modell des Abwasser-Wärmeübertragers.....	77
8.5.1	Beschreibung des Modells	77
8.5.2	Berechnung des Wärmeübertragers mit der Zellenmethode	78
8.5.3	Berechnung des Wärmedurchgangskoeffizienten	80
8.5.4	Validierung des Modells	81
8.6	Modell der Gas-Absorptionswärmepumpe.....	82
8.6.1	Beschreibung des Modells	82
8.6.2	Sicherheitsabschaltung der Gaswärmepumpe.....	86
8.6.3	Berechnung der Gas-Brennerleistung	86
8.6.4	Ermittlung der elektrischen Leistungsaufnahme.....	86
8.6.5	Ermittlung der Kälte- und Heizleistung	87
8.6.6	Berechnung der Austrittstemperaturen und Wärmeverluste bei Brennerstillstand	89
8.6.7	Berechnung der Druckverluste.....	91
8.6.8	Parameteridentifikation zur Modellanpassung an Messdaten	92
8.7	HiL-Prüfstandstests	93
8.7.1	Hydraulikschema, Funktion und Regelungstechnik.....	93
8.7.2	Messtechnik und Messunsicherheiten.....	95
8.7.3	Regelgüte des Prüfstandes	97
8.7.4	Validierung des Modells der Gas-Absorptionswärmepumpe.....	101
9	Systemanalyse und Optimierung	111
9.1	Systemanalyse anhand zeitlicher Betriebsabläufe	111
9.1.1	Heizbetrieb.....	111
9.1.2	Kühlbetrieb	114
9.2	Systemoptimierung durch Parametervariation	118
9.2.1	Methodik.....	118
9.2.2	Einflussgrößen und Versuchsplan.....	120
9.2.3	Zielgrößen.....	122
9.2.3.1	Komfort/Raumtemperatur	122
9.2.3.2	Umweltauswirkungen	123
9.2.3.3	Jahresgesamtkosten.....	124
9.2.4	Regressionsfunktionen und Künstliche Neuronale Netze als Metamodelle.....	125

9.2.5	Systemverhalten und Zielgrößenabhängigkeiten in Konturdiagrammen	129
9.2.6	Systemoptimierung mit Paretofronten.....	132
10	Vergleich mit Alternativ-Technologien	136
10.1	Randbedingungen	136
10.2	Ergebnisse.....	139
10.2.1	Ökonomischer Vergleich.....	139
10.2.2	Ökonomischer und ökologischer Gesamtvergleich	140
10.3	Fazit und Diskussion.....	142
11	Praktische Anwendungspotentiale.....	144
11.1	Energetisches Nutzungspotenzial kommunaler Abwässer.....	144
11.2	Rechtliche Aspekte	146
12	Fazit und Ausblick zur Abwasserwärmenutzung.....	147
13	Anhang	149
13.1	Flussdiagramm zur Methodik	149
13.2	Angepasste Standardmodelle der CARNOT-Toolbox	150
13.2.1	Kompressions-Kältemaschine	150
13.2.2	Hausmodell	152
13.2.2.1	Raumfläche	152
13.2.2.2	Thermostatventil	153
13.2.2.3	Fensterfläche und Verschattung	153
13.2.2.4	Interne Lasten: Personenbelegungsprofil	154
13.2.2.5	Interne Lasten: Leuchtmittel	154
13.2.2.6	Interne Lasten: Geräte	156
13.2.3	Differenzdruckgeregelte Pumpe.....	156
13.2.4	Rohrleitungen.....	158
13.3	Messunsicherheit am HiL-Prüfstand für Leistung und Wirkungsgrad	159
13.4	DoE-Versuchspläne	161
13.5	Verwendete Werte für die Umweltindikatoren	162
13.6	Werte für die Wirtschaftlichkeitsberechnungen	163
13.6.1	Kosten für Investitionen, Bedienungsaufwand und Faktoren für Instandhaltung, Wartung und Inspektion	163
13.6.2	Energiepreise und Preisänderungsfaktoren	165
13.6.3	Zinsfaktor	165
13.6.4	Kosten für Bedienung und Preisänderungsfaktor	165
14	Literatur.....	166
14.1	Betreute studentische Arbeiten	166
14.2	Veröffentlichungen	166
14.3	Anteil der Dissertation gegenüber den o.g. Werken	167
14.4	Literaturverzeichnis	169

15 Danksagung 176

2 Symbol- und Abkürzungsverzeichnis

Lateinische Symbole

a,b,c,d	Gleichungsparameter	Divers, ist individuell angegeben
a	Annuitätsfaktor	1/a
A	Fläche	m ²
A	(Annuisierte) Kosten nach (VDI 2067-1)	€/a bzw. €
b	Barwertfaktor	-
b	Gewichte eines Neuronalen Netzes	Divers
c	Spezifische Wärmekapazität	kJ/kg/K
c	Zentrum eines Clusters	-
C	Wärmekapazität	J
D	Substantielle Ableitung	
D	Durchmesser	m
D	Diffusionskoeffizient	m ² /s
D()	Distanzfunktion	Divers, je nach Eingabegröße
e	Regelabweichung	Divers, ist individuell angegeben
E	Energie	J
f	Faktor	Divers, ist individuell angegeben
F	Kraft	N
g	Erdbeschleunigung	m/s ²
h	Höhe	m
h	spezifische Enthalpie	
H _i	Heizwert	kWh/m _N ³
I	Gefälle	-
k	Rauheitslänge	m
k	Wärmedurchgangskoeffizient	W/m ² /K
L	Charakteristische Länge	m
L	Lineare Anteile einer Regression	Divers, je nach Ausgabegröße
\dot{m}	Massenstrom	kg/s
n	Anzahl	-
n	Exponent	-
NTU	Number of Transfer Units: dimensionsloses Maß für die Leistungsfähigkeit eines Wärmeübertragers	-
p	Druck	Pa bzw. bar
P	(elektrische) Leistung	W bzw. kW
P	Preis	€ bzw. €/kWh
Pr	PRANDTL-Zahl, Maß für das Strömungs- zu Temperaturgrenzschicht-dickenverhältnis	-
q	Spezifische Wärmemenge	kWh/m ²
Q	Wärmemenge	kWh

Q	Quadratische Anteile einer Regression	-
\dot{Q}	Wärmestrom	W bzw. kW
r	Reaktionsterm	kg/m ³ /s
R	Radius	m
R	Wärmekapazitätsstromverhältnis	-
R	Wärmewiderstand	m ² K/W
R^2	Bestimmtheitsmaß	-
Re	REYNOLDS-Zahl, Maß für die Turbulenz einer Strömung	-
s	Schichtdicke	m
t	Zeit	s
T	Temperatur	°C
U	Umweltauswirkung	Divers, ist individuell angegeben
u	Regelungseingang	{0;1} oder 0..10V
v	Geschwindigkeit	m/s
\dot{V}	Volumenstrom	m ³ /s bzw. m ³ /h
w	Massenbruch	kg/kg
\dot{W}	Wärmekapazitätsstrom	W/K bzw. kW/K
x	Normierte Größen	-
x	Ortsvektor	m
y	Ausgang	Divers, ist individuell angegeben

Griechische Symbole

$\alpha, \beta, \gamma, \delta$	Gleichungsparameter	Divers, ist individuell angegeben
β	Jahresnutzungsgrad (energetisch gemittelter Wirkungsgrad, analog zu Jahresarbeitszahl)	-
α	Wärmeübergangskoeffizient	W/m ² /K
Δ	Differenz	-
ϵ	Dissipationsterm	Pa/s
ϵ^2	Fehlerquadratsumme	Divers, je nach Eingabegrößen
ϵ	Emissionskoeffizient eines grauen Strahlers	-
η	Dynamische Viskosität	Pa s
η	Wirkungsgrad/Gütegrad	-
λ	Reibungsbeiwert	-
λ	Wärmeleitfähigkeit	W/m/K
ξ	Druckverlustkoeffizient	Divers, ist individuell angegeben
ρ	Dichte	kg/m ³
σ	Standardabweichung	Divers, ist individuell angegeben
σ	Spannungstensor	Pa
σ	Stefan Boltzmann Konstante	W/m ² /K ⁴
τ	Zeitkonstante	s

Indizes

0	Grundwert/unterer Wert
1	Warme Seite (bei Wärmeübertragern)
2	Kalte Seite (bei Wärmeübertragern)
' und ''	Ein und Austritt (bei Wärmeübertragern)
i,j,k,l,m	Laufindizes
a	außen
Abw	Abwasser
B	Bedienung
ctr	Steuerung („control“)
Del	Verzögerung/Totzeit („delay“)
E	Erlös
ES	Erdsonde
Fan	Lüfter
Gas	Gas bzw. Erdgas
h	hydraulisch
i	innen
H	Heizen
HT	Hochtemperatur (Heizkreis)
Inst	Instandhaltung
k	konvektiv
K	Kühlen
K	Kapital/Investition
KKM	Kompressions-Kältemaschine
komb	kombiniert
L	Wärmeleitung
Med	Medium
N	annuisiert
N	Normalzustand
NT	Niedertemperatur (Kaltwasserkreis)
OT	Nachlaufzeit („overtravelling time“)
p	Bei konstantem Druck p
part	Partielle Größe
PE	Primärenergie
spez	spezifisch
S	Sonstiges
SolP	Lösungsmittelpumpe
spez	spezifisch
Str	Strahlung
th	thermisch
TRK	Trockenrückkühler
U	Umgebung
V	Verbrauch/Bedarf

VB	Vollbenutzung
Verl	Verlust
W+Insp	Wartung und Inspektion

Abkürzungsverzeichnis

AWÜ	Abwasser-Wärmeübertrager
BHKW	Block-Heiz-Kraftwerk
BMBF	Bundesministerium für Bildung und Forschung
BMS	Building Management Signal
BMU	Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und nukleare Sicherheit
BMWI	Bundesministerium für Wirtschaft und Energie
BWK	Brennwertkessel
CFD	Computational fluid dynamics
CO ₂	Kohlenstoffdioxid. In den Umwelt-Vergleichen: Bewertung des Beitrags zum Klimawandel mit Ausstoß von CO ₂ -Äquivalenten.
COP	Coefficient of Performance: Wirkungsgrad einer Wärmepumpe
CSB	Chemischer Sauerstoff Bedarf: Summenparameter, der ausdrückt, wieviel Sauerstoff zur vollständigen Oxidation von organischen Stoffen zu CO ₂ und Wasser erforderlich ist (Gujer 2007, S. 36). In den Umwelt-Vergleichen: CSB als Maß für die Belastung von Gewässern.
DGL	Differentialgleichung
DN	Nenn-Durchmesser von Rohren
DOE	Design of Experiments
dT	Temperaturdifferenz
DVGW	Deutscher Verein des Gas- und Wasserfaches e.V.
DWA	Deutsche Vereinigung für Wasserwirtschaft, Abwasser und Abfall
DWD	Deutscher Wetterdienst
EDV	Elektronische Datenverarbeitung
EER	Energy Efficiency Ratio: Wirkungsgrad einer Kältemaschine/Wärmepumpe im Kühlfall
EEWärmeG	Gesetz zur Förderung Erneuerbarer Energien im Wärmebereich
EG	Einwohner Gleichwerte: Angabe einer typischen Abwasser-Schmutzfracht. Der EG schließt die Schmutzstoffe des lokalen Kleingewerbes mit ein (Gujer 2007, S. 96).
EnEV	Verordnung über energiesparenden Wärmeschutz und energiesparende Anlagentechnik bei Gebäuden
EW	Einwohner
E-WP/KM	Elektrisch angetriebene Kompressions-Wärmepumpe. Bei Zusatz /KM auch zur (teilweisen) Deckung des Kältebedarfs genutzt.
EZB	Europäische Zentralbank
FC	Fancoil = Umluftkühler
FDM	Finite Differenzen Methode
FEM	Finite Elemente Methode
FS	Full Scale: Endbereich eines Messgerätes
Gas-WP/KM	Gaswärmepumpe. Hier, wenn nicht anders erläutert, eine Gas-Absorptionswärmepumpe. Bei Zusatz /KM (Kältemaschine) auch zur (teilweisen) Deckung des Kältebedarfs genutzt.

GAX	Gas Absorber Heat Exchange: Absorptionswärmepumpen-Kreislauf mit Möglichkeit der Wärmeübertragung zwischen Absorber und Desorber
GEMIS	Globales Emissions-Modell integrierter Systeme: Programm/Datenbank für Ökobilanzen
GHMC	Regler der Buderus/Robur Wärmepumpen
GIS	Geoinformationssysteme
GUE	Gas Utilization Efficiency: Wirkungsgrad einer Gaswärmepumpe
HH	Haushalte
HiL	Hardware-in-the-Loop
HP	Heizpatrone
HT	Hochtemperatur- bzw. Heizwasserkreis
JAZ	Jahresarbeitszahl einer Wärmepumpe (energetischer Mittelwert des Wirkungsgrades)
JGK	Jahresgesamtkosten nach (VDI 2067-1)
KKM	Kompressionskältemaschine
KM	Kältemaschine
KNN	Künstliches Neuronales Netz
KWK	Kraft-Wärme-Kopplung
LA	Lastanteil: Verhältnis von Leistung eines Wärme-/Kälteerzeugers an der gesamten Heiz-/Kühl-Last des Gebäudes
MSR	Mess-Steuer-Regelungstechnik
NOx	Stickoxide
NS	Niederschlag
NT	Niedertemperatur- bzw. Kaltwasserkreis
NTU	Number of Transfer Units: dimensionsloses Maß für die Leistungsfähigkeit eines Wärmeübertragers
OEM	Original Equipment Manufacturer
PE	Primärenergie: In den Umwelt-Vergleichen: Bewertung mit Gesamtprimärenergiefaktoren, die den nicht erneuerbaren und den erneuerbaren Anteil berücksichtigen.
PI	Proportional-Integral-Regler
PS	Pufferspeicher
PWT	Plattenwärmeübertrager
RL	Rücklauf (z.B. Heizkreisrücklauf)
SO ₂	SO ₂ -Schwefeldioxid. In den Umwelt-Vergleichen: SO ₂ -Äquivalente als Maß für den Ausstoß an versauernd wirkenden Luftschadstoffen (Fritsche, Schmidt 2008, S. 59).
THB	Thermo Hydraulic Bus (Signal der CARNOT-Toolbox zum Austausch von mit Stoffströmen verbundenen Daten z.B. Zustands- und Prozessgrößen)
TOPP	TOPP ist das massebezogene Äquivalent der Bildung von bodennahem (troposphärischem) Ozon durch Vorläufersubstanzen (Fritsche, Schmidt 2008, S. 55).
TRC	Temperatur-Regelungsfühler im Prüfstand mit Datenaufnahme (R = record, C = control)
TRT	Thermal Response Test (Test zur Wirksamkeit einer Erdwärmesonde)
UIP	Umwelt-Innovations-Programm des BMU
V	Ventil bzw. Variante
VL	Vorlauf (z.B. Heizkreisvorlauf)
WP	Wärmepumpe
WSW	Wuppertaler Stadtwerke
WT	Wärmeträger
WÜ	Wärmeübertrager

3 Kurzfassung

Ziel dieser Arbeit ist die Untersuchung und Optimierung eines Energieversorgungssystems zum Heizen und Kühlen von Gebäuden unter Nutzung von kommunalem Abwasser als Wärmequelle/-senke für Gas-Sorptionswärmepumpen/-kältemaschinen (Gas-WP/KM). Ökologisch und ökonomische Vorteile, wie das hohe Temperaturniveau des Abwassers mit etwa 10 bis 20°C im Jahresverlauf und die bei Sorptionswärmepumpen geringeren Kosten für den Abwasser-Wärmeübertrager (geringere Wärmequellenleistung als bei Kompressions-WP), sollen hierbei ausgeschöpft werden. Das untersuchte Systemkonzept besteht zum Heizen aus einer Gas-Absorptionswärmepumpe der Fa. Buderus (40 kW Nennheiz- und 16 kW Nennkühlleistung) und einem Spitzenlast-Gasbrennwertkessel. Beim Kühlen wird zur Deckung der Kältegrundlast eine elektrische Kompressionskältemaschine (besserer Wirkungsgrad) eingesetzt, ergänzt um die Spitzenlast vom Absorptionsgerät. Die (Ab-)Wärme wird über einen im Kanal verbauten Edelstahl-Abwasser-Wärmeübertrager zu- bzw. abgeführt.

Die Detailanalysen zu diesem Systemkonzept erfolgen mit Simulationsmodellen unter MATLAB/Simulink mit den Toolboxen CARNOT und Stateflow. Das Modell der Gaswärmepumpe wurde durch Messdaten aus einem Hardware-in-the-Loop-Test validiert, mit der Gas-WP/KM als Hardware und der Emulation aller übrigen Systemkomponenten. Die Tests wurden mit ausgewählten Typtag Abwasser- und Wetterdatensätzen durchgeführt.

Optimiert wurde mithilfe eines neuronalen Netzes (als Approximationsmodell, aus Rechenzeitgründen) und einem Partikelschwarmoptimierer. Es wurden optimale Lösungen als zweidimensionale Pareto-Front, hinsichtlich der beiden Zielgrößen spezifischer Primärenergiebedarf und spezifische Jahresgesamtkosten unter Einhaltung des thermischen Raumkomforts, ermittelt. Es zeigt sich, dass die spezifischen Primärenergiebedarfe und Jahresgesamtkosten der pareto-optimalen Konfigurationen mit Zunahme der jahresmittleren Abwassertemperatur von 10 °C auf 15 °C stark, und von 15 °C bis 20 °C nur noch schwach sinken. Bei diesem Temperaturniveau muss wesentlich weniger Wärmeübertragerfläche eingesetzt werden, um hohe Laufzeiten der Gaswärmepumpe zu ermöglichen. Bei jahresmittleren Abwassertemperaturen von über 15 °C liegen pareto-optimierte Auslegungen bei etwa 60 % Leistungsanteil der Sorptionswärmepumpe an der Heizlast und etwa 60 % Leistungsanteil der Kompressionskältemaschine an der Kühllast.

Die anschließenden Vergleiche des untersuchten Systemkonzeptes mit Konkurrenztechnologien auf Basis von Gas- und Elektro-Wärmepumpen und -kältemaschinen mit Abwasser und Erdsonden als Wärmequelle und -senke und einem konventionellen Referenzsystem mit Gasbrennwertkessel und luftgekühltem Kaltwassersatz erfolgen anhand von sechs Bewertungskriterien: den Jahresgesamtkosten und fünf ökologischen Kriterien (Primärenergie, CO₂, SO₂, TOPP und CSB).

Systeme mit rein passiver Kühlung im Sommer, wie bei Wärmeabfuhr über Erdsonden ans Erdreich, schneiden bei allen ökologischen Kriterien am besten ab und haben geringere Kosten als die Referenzvariante, können aber nicht zu jedem Zeitpunkt die Einhaltung definierter Komfortgrenzen garantieren. Abwasser ist aufgrund höherer sommerlicher Temperaturen für passive Kühlung schlechter geeignet als Erdsonden.

Bei Raumheizung im Winter und aktiver Kühlung im Sommer gibt es kaum Bewertungsunterschiede zwischen Abwasser und Erdsonden als Wärmequelle/-senke für Wärmepumpen/Kältemaschinen, da sich die Vorteile des Abwassers im Winterbetrieb und die Vorteile der Erdsonden im Sommerbetrieb bei den hier betrachteten Heiz- und Kühlbedarfen gegenseitig kompensieren.

Bezüglich der besten Art von Wärmepumpe bzw. Kältemaschine, insbesondere zur Nutzung von Abwasser als Wärmequelle/-senke, ist das Verhältnis von Kühlbedarf zu Heizwärmebedarf zu beachten:

1. Bei geringem Kühlbedarf bis maximal 30 % des Heizwärmebedarfes führen Gas-Sorptions-WP/KM unter den gewählten Randbedingungen bei allen betrachteten Umweltindikatoren zu besseren Ergebnissen als das konventionelle Referenzsystem, bei nur leicht erhöhten Jahresgesamtkosten. Elektro-Wärmepumpen/Kältemaschinen wären bzgl. Primärenergieverbrauch, CO₂- und TOPP-Ausstoß besser geeignet, weisen aber deutlich höhere Jahresgesamtkosten und SO₂-Emissionen auf. Die Kombination von Gas-Sorptionswärmepumpe zum Heizen und elektrischer Kompressions-Kältemaschine zum Kühlen führt, im Vergleich zur reinen Gas-WP/KM, bei allen Umweltaspekten zu deutlich besseren Bewertungen, jedoch auch zu Jahresgesamtkosten knapp unterhalb des Niveaus einer Elektro-WP/KM.
2. Bei steigenden Kühlbedarfen wirkt sich der schlechte Wirkungsgrad von Gas-Sorptionswärmepumpen/Kältemaschinen im Kühlbetrieb immer stärker aus, sodass elektrische Kompressionsmaschinen ihre energetischen Vorteile gegenüber Gas-Sorptionsgeräten in Summe weiter ausbauen.

4 Abstract

The aim of this thesis is the study and optimization of an energy supply system for heating and cooling of buildings using municipal wastewater as heat source/sink for gas sorption heat pumps/chillers (GSHPC). Ecological and economic advantages such as the high temperature level of waste water with about 10 to 20 °C during the year and the lower costs for the waste water heat exchanger for sorption heat pumps (lower heat source capacity compared to compression heat pumps) are to be exploited. The system concept investigated consists of a Buderus gas absorption heat pump (40 kW nominal heating capacity and 16 kW nominal cooling capacity) and a peak-load gas condensing boiler. For cooling, an electric compression chiller (due to better efficiency) is used to cover the cooling base load, with the addition of peak load from the absorption unit. The (waste) heat is transferred via a stainless steel waste water heat exchanger installed in the duct.

The detailed analyses for this system concept are performed using simulation models under MATLAB/Simulink with the CARNOT and Stateflow toolboxes. The model of the gas heat pump was validated by measured data from a hardware-in-the-loop test with the GHPC as hardware and the emulation of all other system components. The tests were performed with type days consisting of typical wastewater and weather data sets.

Optimization was carried out using a neural network (as an approximation model, for reasons of computing time) and a particle swarm optimizer. Optimal solutions were found as a two-dimensional Pareto front with regard to the target values of specific primary energy demand, specific total annual costs and keeping the thermal room comfort. It is shown that with an increase of the annual average wastewater temperature from 10 °C to 15 °C, the specific primary energy consumption and the annual total costs of the Pareto optimal configurations decrease strongly and only slightly from 15 °C to 20 °C. The specific annual total costs of the Pareto optimal configurations increase with the increase of the annual average wastewater temperature from 10 °C to 15 °C. The specific annual total costs of the Pareto optimal configurations decrease strongly and only slightly from 15 °C to 20 °C. At this temperature level, considerably less heat exchanger surface area must be installed in order to enable long running times of the gas heat pump. At annual average wastewater temperatures above 15 °C, Pareto optimized designs have a capacity ratio of the sorption heat pump to the heating load of around 60 % and a capacity ratio of the compression chiller to the cooling load of around 60 %.

The following comparisons of the investigated system concept with competing technologies based on gas and electric heat pumps and chillers with waste water and borehole heat exchangers as heat source and heat sink and a conventional reference system with gas condensing boiler and air-cooled chiller are based on six evaluation criteria: the total annual costs and five ecological criteria (primary energy, CO₂, SO₂, TOPP, COD).

Systems with solely passive cooling in summer as well as heat dissipation to the ground by borehole heat exchanger perform best in all ecological criteria, have lower costs than the reference variant, but cannot guarantee comfort limits at every point in time. Due to higher summer temperatures, wastewater is even less suitable for passive cooling than borehole heat exchangers.

For room heating in winter and active cooling in summer, there are minimal evaluation differences between waste water and borehole heat exchangers as heat source/sink for heat pumps/chillers, as the advantages of waste water in winter operation and the advantages of borehole heat exchangers in summer operation compensate each other in the heating and cooling requirements considered here.

With regard to the best type of heat pump or chiller, in particular for the use of waste water as a heat source/sink, the ratio of cooling demand to heating demand must be taken into account:

1. With a low cooling energy demand up to a maximum of 30 % of the heating demand, GSHPC lead to better results for all environmental indicators under the selected boundary conditions, with only slightly increased total annual costs compared to the conventional reference system. Electric heat pumps/refrigerators are even better in terms of primary energy consumption, CO₂ and TOPP emissions, but have significantly higher total annual costs and SO₂ emissions. The combination of a GSHPC and an electric compression chiller for cooling leads, in comparison to a pure GSHPC, to significantly better evaluations in all environmental aspects, but also to total annual costs just below the level of an electric heat pump/chiller.
2. With increasing cooling requirements, the low efficiency of gas sorption heat pumps/chillers in cooling mode is having an ever greater effect, so that electric compression units further extend their overall energy advantages over gas sorption units.

5 Einleitung und Zielsetzung

Die energetische Nutzung von kommunalem Abwasser ist nur wenig verbreitet. Dabei besitzt es mit Temperaturen in der Größenordnung von 10 °C bis 20 °C ein großes Energiepotenzial, das sich mittels Wärmepumpen sinnvoll zur Beheizung von Gebäuden nutzen lässt. Die Entnahme von Wärme aus dem Abwasser kann dabei an drei Stellen erfolgen (siehe Abbildung 5.1).

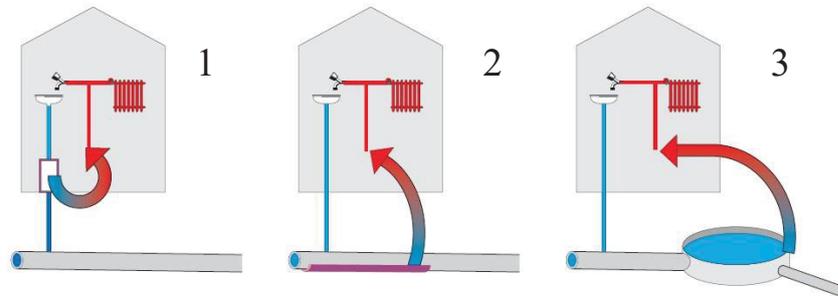


Abbildung 5.1 Abwasserwärmenutzung aus Hauskanalisation, öffentlicher Kanalisation und Kläranlage (von links nach rechts, Quelle: Müller, Tastekin, Neuhäuser 2011, S. 5)

1. Die erste Möglichkeit ist die Wärmeentnahme direkt beim Einleiter. Vorteilhaft sind hier die höheren Temperaturen des Abwassers. Das durch Duschen, Baden, Spülen und Waschen erhitzte Wasser von Haushalten verlässt das Gebäude mit einer Temperatur von ca. 25 °C. Das Abwasser gewerblicher und industrieller Einleiter kann noch wärmer sein. Von Nachteil sind die hohen tageszeitlichen Schwankungen der Abwassermenge an den Einleitungsstellen, und insbesondere auch längere Phasen ohne Abfluss.
2. Bei der Wärmeentnahme aus der öffentlichen Kanalisation sind typischerweise kontinuierliche Abwasserströme bei Temperaturen von rund 10 bis 20 °C vorhanden. Abbildung 5.2 zeigt einen beispielhaften Jahresverlauf. Da das deutsche Kanalnetz gut ausgebaut ist, sind die Transportwege zur Wärmeentnahme meist vorteilhaft kurz. Dieser Weg wird daher auch von den meisten bisherigen Pilotanlagen zur Abwasserwärmenutzung in Deutschland genutzt. Um mit Erdsonden ähnlich hohe Wärmequellentemperaturen zu erreichen, wären Sonden-Tiefen von mehreren hundert Metern nötig.
3. Bei der Wärmeentnahme in einem Klärwerk liegt der Vorteil vor allem in den hohen Volumenströmen und dem bereits gereinigten Abwasser. Auch die Abwassertemperatur ist aufgrund der biologischen Verfahren in der Kläranlage höher als beim Rohabwasser. Eine Wärmenutzung ist jedoch an den Standort gebunden oder benötigt große Übertragungstrecken, da Klärwerke in der Regel nicht in unmittelbarer Nähe von Siedlungsstrukturen liegen.

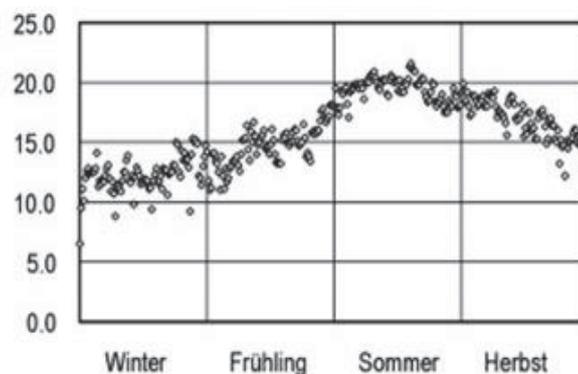


Abbildung 5.2 Beispielhafter Jahresverlauf der Abwasserzulauftemperatur in einer Kläranlage (Gujer 2007, S. 105)

Die Nutzung von Abwasser zur Kühlung von Gebäuden, d.h. zur Aufnahme von Rückkühlwärme aus Kältemaschinen, ist noch seltener als die Wärmeentnahme für Wärmepumpen. Konventionell findet die Rückkühlung von

Kältemaschinen durch Wärmeabfuhr an die Außenluft statt. Dafür notwendige Rückkühlwerke stehen in der Regel auf den Dächern der Gebäude, kleinere hängen häufig an der Fassade. Abwasser hat demgegenüber die Vorteile, dass Kosten und Platz für solche Rückkühler entfallen und die Abwassertemperaturen energetisch betrachtet im Sommer niedriger sind als die der Außenluft.

Eine kombinierte Nutzung von kommunalem Abwasser, im Winter als Wärmequelle für eine Wärmepumpe und im Sommer als Wärmesenke für eine Kältemaschine, bietet Synergieeffekte und ist problemlos möglich.

Bei bislang realisierten Anlagen zur energetischen Nutzung von Abwasser finden sich in der Regel elektrische Kompressionswärmepumpen mit bivalenter Auslegung, d.h. die Wärmepumpe deckt die Grundlast und ein konventioneller Heizkessel die Spitzenlast. Eine Alternative sind gasbetriebene Sorptionswärmepumpen. Sie benötigen im Vergleich zu elektrischen Kompressionswärmepumpen im Heizbetrieb weniger als die Hälfte an Wärmequellenleistung. Aufgrund der vergleichsweise hohen Kosten von Abwasser-Wärmeübertragern ist das wirtschaftlich von großem Vorteil. Zudem sind Gaswärmepumpen im Heizbetrieb primärenergetisch effizient.

Das Ziel der vorliegenden Dissertation ist, vor diesem Hintergrund Energieversorgungssysteme mit kommunalem Abwasser als Wärmequelle/-senke und einer Gas-Sorptionswärmepumpe/Kältemaschine zum Heizen und Kühlen von Gebäuden zu untersuchen und zu optimieren. Aufgrund des vorteilhaften Temperaturniveaus, kontinuierlicher Abflüsse und guter Zugänglichkeit in städtischen Siedlungsstrukturen ist eine Anbindung an die öffentliche Kanalisation (Möglichkeit 2 in Abbildung 5.1) vorgesehen.

Die Arbeit umfasst folgende Schritte:

1. Recherche zum Stand der Technik, zu kompatiblen, marktverfügbaren Komponenten und F&E-Projekten.
2. Analyse und Vorbewertung existierender Systemkonzepte und Ableitung eines sinnvollen Systemkonzeptes als Basis für die weiteren Analysen.
3. Erstellung und Validierung eines detaillierten Simulationsmodells für das ausgewählte Systemkonzept, insbesondere eines neuen Modells für eine Gas-Sorptionswärmepumpe/Kältemaschine. Dazu:
 - 3.1. Konzeption und Aufbau eines Hardware-in-the-Loop-Prüfstandes, an dem die Wärmepumpe bzw. Kältemaschine als reale Komponente mit der Echtzeit-Simulation des restlichen Teils des Systems so gekoppelt wird, dass sie wie in einer realen Einbauumgebung arbeitet.
 - 3.2. Ermittlung ausgewählter Typtage mit für den Jahresverlauf charakteristischen Wetter- und Abwasserdaten für die Echtzeitversuche am HiL-Prüfstand.
 - 3.3. Gewinnung von Validierungsdaten für die Gas-Sorptionswärmepumpe/Kältemaschine am HiL-Prüfstand an den ermittelten Typtagen.
4. Analyse des zeitlichen Betriebsverhaltens des Systemkonzeptes anhand der Ergebnisse aus den HiL-Versuchen bzw. entsprechender Systemsimulationen an den Typtagen.
5. Analyse der ökologischen und ökonomischen Eigenschaften des Systemkonzeptes durch Systemsimulationen für die Heiz- und Kühlperiode mit Unterstützung durch DoE (= Design of Experiments), womit sich Parametervariationen bei einer Vielzahl an Einflussgrößen arbeitseffizient durchführen lassen.
6. Erstellung von Approximationsmodellen für die Systemeigenschaften, aufbauend auf den DoE-Ergebnissen.
7. Bewertung und Optimierung des Systemkonzeptes nach ökologischen und ökonomischen Kriterien unter Einhaltung des Komforts, Erstellung von Pareto-Fronten unter Nutzung des Approximationsmodells.
8. Vergleich des Systemkonzeptes mit konkurrierenden Energieversorgungssystemen zur Beheizung und Kühlung von Gebäuden.
9. Ermittlung des energetischen Nutzungspotentials von kommunalem Abwasser in ausgewählten Städten.

Ein Flussdiagramm mit Details zum Vorgehen enthält Anhang 13.1.

Diese Dissertation wurde aufbauend auf dem vom Bundesministerium für Bildung und Forschung geförderten Projekt „Abwasser als Wärmequelle und Wärmesenke für gasbetriebene Wärmepumpen und Kältemaschinen“ (Förderkennzeichen: 03FH038PX3) angefertigt.

6 Stand der Technik und Wissenschaft

In diesem Kapitel werden zunächst marktverfügbare, zur Abwasserwärmenutzung geeignete Komponenten vorgestellt und diese einer Vorbewertung unterzogen. Der letzte Abschnitt dieses Kapitel widmet sich Forschungsergebnissen zum Thema Abwasserwärmenutzung. Dort werden auch mögliche Hydraulik schemata diskutiert.

6.1 Gas-Absorptionswärmepumpe/-kältemaschine

Im Folgenden wird auf die Funktionsweise einer einstufigen Absorptionswärmepumpe eingegangen und eine Übersicht zu diversen Herstellern gegeben.

Funktionsweise

Der Prozess kann in einem Dampfdruckdiagramm (auch Dühring-Diagramm genannt) dargestellt werden (Abbildung 6.1). Zu sehen sind die zwei dicken schwarzen Linien, welche die Dampfdruckkurven reinen Wassers als Sorptionsmittel und reinen Ammoniaks als Kältemittel darstellen. Die Beschreibung beginnt im Kondensator. Aus ihm austretendes kondensiertes Kältemittel wird über eine Drossel auf den Verdampfungsdruck entspannt. Im Verdampfer wird dieses Kältemittel unter Wärmeaufnahme verdampft und im Absorber in an Kältemittel armem Wasser-Ammoniakgemisch unter Wärmeabgabe gelöst. Durch eine Pumpe wird die nun an Kältemittel reiche Lösung auf das höhere Druckniveau gebracht und im Generator durch Wärmezufuhr wieder in Kältemittel und arme Lösung aufgetrennt, sodass der Kreislauf von Neuem beginnt. In Abbildung 6.1 ebenfalls gezeigt ist der „Temperature Overlap“, der es je nach Temperatur- bzw. Druckniveau in Generator und Absorber erlaubt, Wärme zwischen Generator und Absorber auszutauschen. Diese Möglichkeit ist als s.g. GAX Cycle (Gas Absorber Heat Exchange) bekannt.

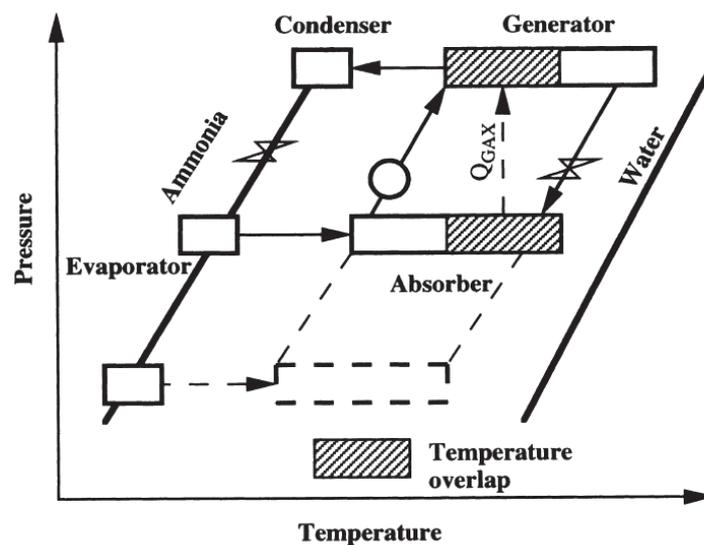


Abbildung 6.1 Absorptionswärmepumpen/-kältemaschinen – Prozess im Dampfdruckdiagramm (Kang, Kashiwagi 2000, S. 380)

Aufgrund der Tatsache, dass im Generator physikalische Bindungen zwischen gelöstem Kältemittel und Lösungsmittel aufgebrochen werden und das Kältemittel verdampft werden muss (= energetischer Aufwand), im Verdampfer jedoch nur das Kältemittel verdampft werden kann (= energetischer Nutzen bei Kältebereitstellung), liegt die Leistungszahl (GUE¹) der Kältebereitstellung für ausgeführte einstufige Sorptionsmaschinen ohne interne Wärmeübertragung unter 1. Gleichung (6.1) verdeutlicht diesen Aspekt.

¹ Gas Utilization Efficiency: für einen durch Gasbrenner angetriebenen Absorptionsprozess

$$\text{GUE}_K = \frac{\text{Nutzkälte}}{\text{Antriebswärme}} = \frac{\dot{Q}_{\text{Verdampfer}}}{\dot{Q}_{\text{Generator}}} \approx \frac{\dot{Q}_{\text{Generator}} - \dot{Q}_{\text{Bindung}}}{\dot{Q}_{\text{Generator}}} = 1 - \frac{\dot{Q}_{\text{Bindung}}}{\dot{Q}_{\text{Generator}}} \quad (6.1)$$

Der Wirkungsgrad kann durch die Wärmeübertragung im GAX-Cycle erhöht werden. Diese Wirkungsgradsteigerung ist umso größer, je geringer die Druckdifferenz zwischen Absorber/Verdampfer und Generator/Kondensator ist. Dem wirken jedoch die notwendigen treibenden Temperaturdifferenzen entgegen. Günstig wären kleine Temperaturdifferenzen mit dann allerdings großen Wärmeübertragerflächen und entsprechend hohen Investitionskosten. Aus diesen Gründen liegt der Wirkungsgrad technischer Maschinen im Kühlbetrieb typischerweise im Bereich von 70 %.

Die Leistungszahl für den Wärmepumpenbetrieb einstufiger Sorptionsmaschinen liegt über 1, da neben der nutzbaren Wärme aus dem Kondensator im Absorber die Bindungskräfte, die im Generator aufgebrochen werden (Exzessenthalpie), wieder frei werden:

$$\begin{aligned} \text{GUE}_H &= \frac{\text{Nutzwärme}}{\text{Antriebswärme}} = \frac{\dot{Q}_{\text{Absorber}} + \dot{Q}_{\text{Kondensator}}}{\dot{Q}_{\text{Generator}}} \approx \frac{\dot{Q}_{\text{Generator}} + \dot{Q}_{\text{Kondensator}}}{\dot{Q}_{\text{Generator}}} \\ &= 1 + \frac{\dot{Q}_{\text{Kondensator}}}{\dot{Q}_{\text{Generator}}} \end{aligned} \quad (6.2)$$

Bei mehrstufiger Ausführung können auch höhere Leistungszahlen erreicht werden, was jedoch höhere Antriebstemperaturen im Generator, einen höheren apparativen Aufwand und damit hohe Investitionskosten mit sich bringt.

Als Kältemittel/Lösemittel-Arbeitsstoffpaare haben sich zwei Gemische etabliert: Ammoniak/Wasser und Wasser/Lithiumbromid-Wasser. Das erstere Arbeitsstoffpaar hat den Vorteil, dass auch Temperaturen $< 0 \text{ }^\circ\text{C}$ bei der Verdampfung erreicht werden können. Da aber auch im Generator Wasseranteile verdampft werden und diese dann im Verdampfer ausfrieren könnten, ist auf eine sorgsame Trennung z.B. durch eine Rektifikationssäule zu achten. Durch die Giftigkeit und Brennbarkeit ist Ammoniak als Gefahrstoff eingeordnet. Ab einer gewissen Füllmenge (und damit Leistungsklasse) müssen Ammoniak-WP/KM daher in einem speziellen Maschinenraum untergebracht werden (euroammon 1999, S. 6).

Bei Wasser/Lithiumbromid-Wasser entfällt der Aufwand für die Rektifikation, da LiBr ein Salz ist, welches unter den im Generator herrschenden Bedingungen als Ion gelöst ist und somit nicht in den gasförmigen Zustand übertreten kann. Wasser als Kältemittel ist im Gegensatz zu Ammoniak ungiftig, somit entfällt auch der Aufwand für den Aufstellraum. Nachteilig ist die Eigenschaft, dass LiBr im Absorber bei Temperaturen $> 35 \text{ }^\circ\text{C}$ auskristallisieren kann. Demnach eignen sich diese Maschinen nur bei niedrigen Heizungsvorlauftemperaturen als Wärmepumpe und werden i.d.R. als Kältemaschine eingesetzt. Weil Wasser als Kältemittel dient, sind die kälteseitigen Nutzttemperaturen auf größer $5 \text{ }^\circ\text{C}$ beschränkt. In der aktuellen Forschung wird versucht, die Problematik des Auskristallisierens durch den Einsatz von ionischen Flüssigkeiten zu umgehen (Schneider, Seiler 2011).

Hersteller-Übersicht

In (ASUE 2013; ASUE 2017) wird eine Übersicht über verschiedene Hersteller/Anbieter von Gaswärmepumpen geboten. Diese lassen sich wie folgt klassieren:

1. Anlagenplaner und Hersteller von Gas-Sorptionsmaschinen wie die Robur GmbH, efa Leipzig GmbH und Johnson Controls Systems & Service GmbH. Robur bietet seit 1991 Gas-Sorptionswärmepumpen mit Kühlfunktion an, mit Heizleistungen ab 41,6 kW. Am Markt gut eingeführt ist die GAHP-WS auf Ammoniak-/Wasserbasis mit 41,6 kW Heiz- und 16,6 kW Kältenennleistung am Betriebspunkt W10W50. Der Wirkungsgrad beträgt 1,65 bei W10W50. Die GAHP-WS wird für größere Leistungsanforderungen als Verbund zusammengesaltet. Die GAHP-WS ist als OEM Produkt bei folgenden Anbietern im Programm: Buderus Bosch Thermotechnik GmbH, De Dietrich Remeha GmbH und Oertli-Rohleder Wärmetechnik GmbH. Die Produkte von efa Leipzig GmbH und Johnson Controls Systems & Service GmbH beruhen auf LiBr-Anlagen. Diese scheinen eher auf den Kühlbetrieb optimiert zu sein und weisen einen relativ geringen Wirkungsgrad im Heizbetrieb von 1,0 bis 1,06 auf.
2. Hersteller wie AGO AG, AKM Industrieanlagen GmbH, W. Bälz & Sohn GmbH & Co und die colibri-by, die sich auf industriellen Abwärmenutzung (d.h. keine direkte Gasfeuerung des Absorbers, eher indirekte

z.B. durch Überschusdampf, Abgase/Heißwasser aus KWK Anlagen) im größeren industriellen Leistungsbereich bis mehrere MW spezialisiert haben.

3. Vertrieb von Produkten über spezialisierte Händler/Ingenieurbüros wie Benndorf und Hildebrand GmbH: Vertrieb der LiBr/Wasser-Maschine der CHP Solution Korea Co, Kälteleistung 0,1 bis 4,4 MW, für Heizanwendungen mit einem mäßigen Wirkungsgrad von 1.
4. Spezialisierte Ingenieurbüros, welche die Planung und den Einkauf von Sorptionsmaschinen und die Projektumsetzung begleiten wie z.B. Albring Technische Beratung und JS Energie & Beratung GmbH (vormals INVEN Absorption GmbH). Sie sind i.d.R. nicht an den Vertrieb konkreter Hersteller gebunden.
5. Ferner finden sich in (ASUE 2013; ASUE 2017) Anbieter/Hersteller diverser Absorptionskältemaschinen, die keine Wärmepumpenfunktion aufweisen.

Als marktgängige, für die Abwasserwärmenutzung geeignete Maschine zum Heizen und Kühlen von Gebäuden wird in dieser Arbeit die Robur GAHP-WS bzw. die Buderus GWPW-41 gewählt. Abbildung 6.2 zeigt das Gerät als Prinzipfließbild, in dem auch die Wärmeübertrager des GAX-Cycle im Tropfenabscheider und im Vorabsorber erkennbar sind. Ferner sind auch weitere Wärmeübertrager, wie jener der „Temperaturwechsler“ zur Steigerung des Wirkungsgrades, im Fließbild erkennbar.

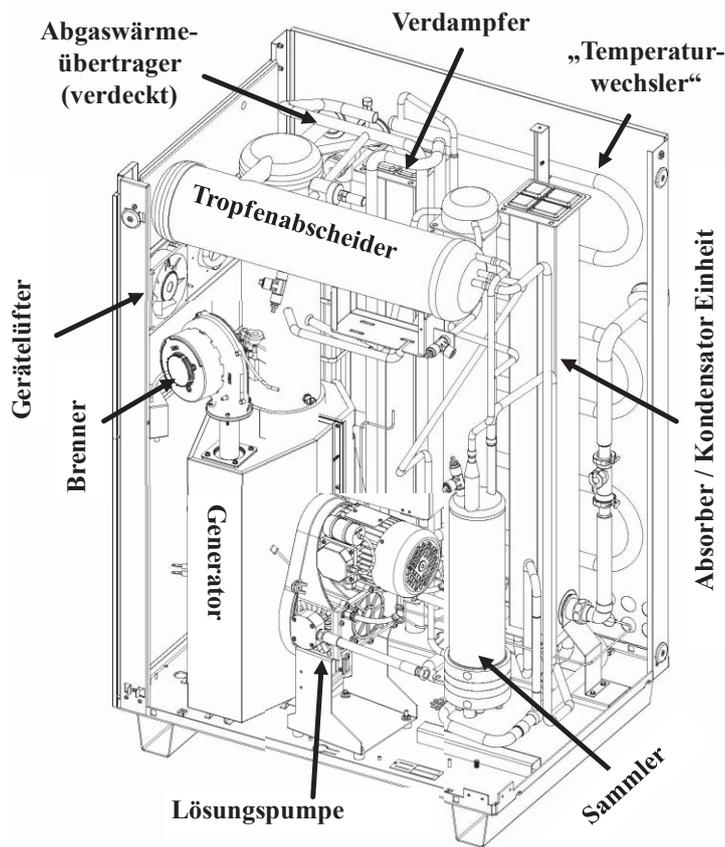
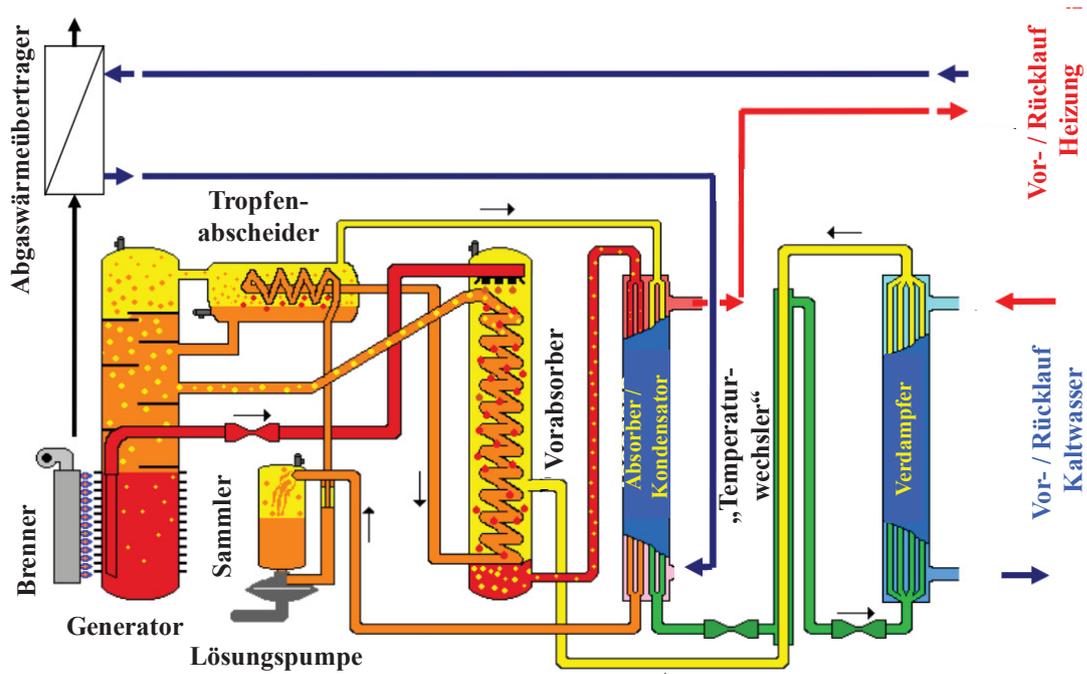


Abbildung 6.2 Oben: Prinzipfließbild der Robur GAHP-WS/Buderus GWPW-41 Absorptionswärmepumpe/Kältemaschine mit den notwendigen Bauteilen (nach Gräf, Robur S.p.A. 2014, S. 12). Man erkennt im Vorabsorber den Wärmeüberträger für den GAX-Cycle. Unten als isometrische Darstellung der realen Maschine mit eingezeichneten Bauteilen (nach Buderus 2014, S. 10)

6.2 Gas-Adsorptionswärmepumpe

Der Adsorptionsprozess ähnelt dem Absorptionsprozess. Jedoch findet die Bindung des Kältemittels nicht in einem flüssigen Sorptionsmittel, sondern an einem Feststoff (z.B. Zeolith, Silikagel) statt. Wegen der Anlagerung an einen Feststoff lässt sich der Grundprozess in der Regel nicht kontinuierlich, sondern nur periodisch betreiben. Die Überlegungen zu den Wirkungsgraden gelten analog zu Absorptionsprozessen.

6.3 Elektro-Kompressionswärmepumpe/-kältemaschine

Elektrowärmepumpen sind die am häufigsten eingesetzten Wärmepumpen. Sie besitzen einen Kältemittelkreislauf wie in Abbildung 6.3 dargestellt. Standardmäßig verfügt der Kreislauf über die folgenden Bauteile und deren Funktionen: Im Verdampfer wird das Kältemittel auf einem niedrigen Temperaturniveau unter Aufnahme von Wärme (\dot{Q}_{NT} = Umweltwärme bzw. Wärme aus einem Kältenetz) verdampft und anschließend durch die Kompressorleistung P auf ein höheres Druck- und Temperaturniveau gebracht. Im folgenden Kondensator wird es wieder unter Abgabe von Wärme (\dot{Q}_{HT}) an z.B. einen Heizkreis kondensiert. Anschließend erfolgt die Drosselung in einem Expansionsventil.

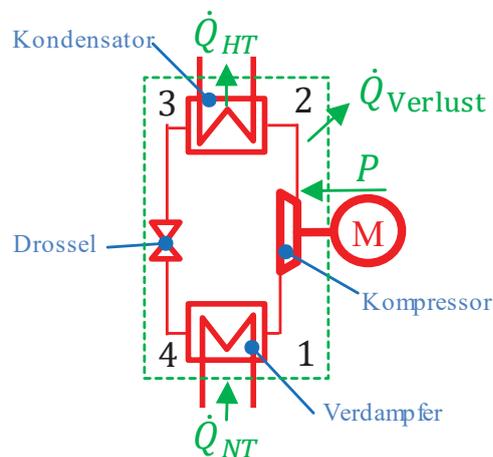


Abbildung 6.3 Bauteile sowie zu- und abgeführte Leistungen einer Kompressionswärmepumpe

Die Bauart des Verdichters richtet sich nach der Leistungsgröße. Typischerweise werden für Heizungsanwendungen Scrollverdichter bis ca. 500 kW eingesetzt, die ab ca. 100 kW meist als Verbund mit Zuschaltung einzelner Verdichter zum besseren Teillastbetrieb der Wärmepumpe geschaltet werden. Bei Leistungen ab 100 kW bis in den MW Bereich werden auch Schraubenverdichter eingesetzt. Im MW-Bereich kommen vor allem Turbokompressoren zum Einsatz. Bei kleinen Anlagen (geringe \dot{m}) und bei hohen Temperaturhüben zwischen Kondensator und Verdampfer ($T_{HT} - T_{NT}$, d.h. i.d.R. hohe Druckhübe) kommen Hubkolbenkompressoren in Betracht.

Der Wirkungsgrad eines solchen thermodynamischen Kreislaufes ist an den CARNOT-Wirkungsgrad geknüpft, der nicht überschritten werden kann. Daher wird oft ein Gütegrad η zur Bewertung der Wärmepumpe angegeben, der den realen Wirkungsgrad COP in das Verhältnis zum CARNOT-Wirkungsgrad setzt:

$$\eta = \frac{COP}{\eta_{CARNOT}} = \frac{\dot{Q}_{HT}/P}{T_{HT}/(T_{HT} - T_{NT})} \quad (6.3)$$

Typische Gütegrade liegen bei 50 % und typische $COPs$ im Wärmepumpenbetrieb bei 4 bis 5, bei üblichen Temperaturhüben ($T_{HT} - T_{NT}$) von 30 bis 40 K.

Der Wirkungsgrad bei Betrieb der Wärmepumpe als Kältemaschine (=EER) berechnet sich wie folgt:

$$EER = \frac{\text{Nutzwärme}}{\text{Antriebsleistung}} = \frac{\dot{Q}_{NT}}{P} \approx \frac{\dot{Q}_{HT} - P}{P} \quad (6.4)$$

Daher gilt bei gleichem Temperaturhub unter Vernachlässigung von Wärmeverlusten $EER \approx COP - 1$.

In Abbildung 6.4 ist in grau ein Carnotprozess zwischen den Temperaturen $T_2 = T_3 = T_{HT}$ und $T_1 = T_4 = T_{NT}$ eingetragen. Beim Carnotprozess ist die graue Fläche ein Maß für die aufzuwendende Verdichtungsarbeit.

Gestrichelt ist ein idealer Wärmepumpenprozess dargestellt. Die Verdichtung findet außerhalb des Nassdampfgebietes statt ($1' \rightarrow 2'$). Der Wärmepumpenprozess enthält außerdem eine Drossel/Expansionsventil (Änderung $3' \rightarrow 4'$). Der alternative Einsatz von Expandern, welche die Verdichtungsarbeit zurückgewinnen können, ist sehr selten und Gegenstand der Forschung bei sehr hohen Drücken wie z.B. in überkritischen Kreisläufen mit CO_2 als Kältemittel.

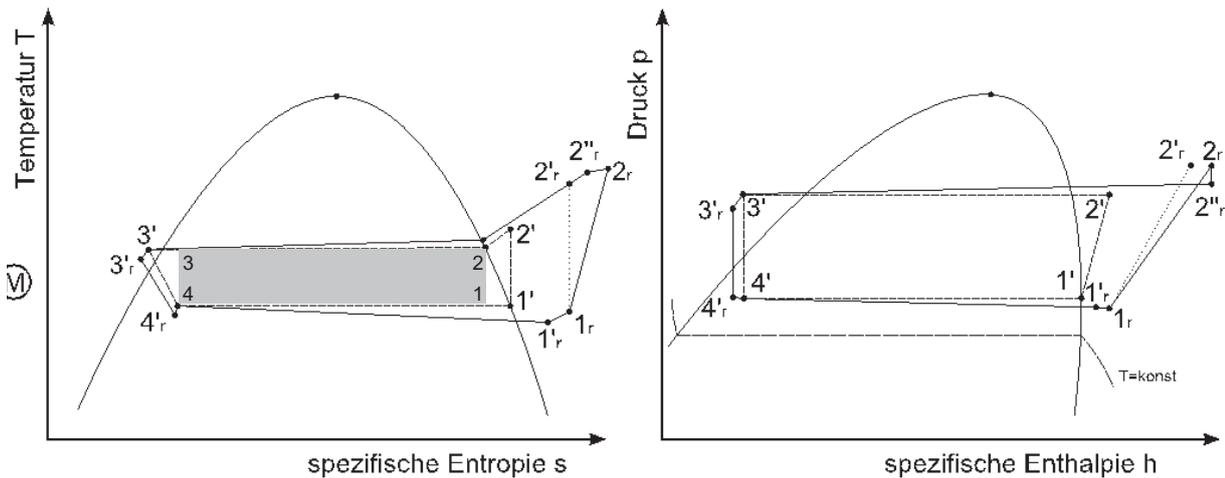


Abbildung 6.4 Kreisprozess einer Wärmepumpe im T,s- und log(p), h-Diagramm

Der reale Wärmepumpenprozess weicht aufgrund von Druck-, Reibungs- und Wärmeverlusten von dem idealen Prozess ab. Er ist als durchgezogene Linie dargestellt. Kälte- und Wärmepumpenkreisläufe werden auch häufig in log(p), h-Diagrammen dargestellt, da dort die spezifischen Wärmemengen und Antriebsleistungen direkt ablesbar sind. Die Effekte, die im Unterschied zu einem idealen Wärmepumpenprozess auftreten, seien anhand des log(p), h-Diagramms in Abbildung 6.4 geschildert:

1_r nach 2_r: Durch polytrope statt isentrope Verdichtung des Kältemittels muss mehr Energie zugeführt werden als bei einer isentropen Verdichtung. Dadurch wird auch eine höhere Verdichtungsendtemperatur erreicht.

2_r nach 2'_r: Das Kältemittel tritt aus dem Verdichter aus. Es kommt zu einer Wärmeabgabe des heißen Gases an die Umgebung und zu einem Druckabfall in der Leitung. Druck und Temperatur sinken dadurch.

2'_r nach 3': Das Kältemittel gibt im Kondensator Wärme ab und wird verflüssigt. Durch die Druckverluste im Kondensator sinkt der Druck.

3' nach 3'_r: Das nun kondensierte Kältemittel tritt aus dem Kondensator aus. Durch Wärmeabgabe an die Umgebung und Druckverluste sinken Temperatur und Druck.

3'_r nach 4'_r: Das Kältemittel wird isenthalp und polytrop gedrosselt. Druck und Temperatur sinken. Die Temperatur liegt nun unter der Wärmequellentemperatur und das Kältemittel kann Wärme aus der Quelle aufnehmen.

4'_r nach 4': Das Kältemittel nimmt Umgebungswärme aus dem Aufstellraum auf. Druckverluste der Leitung zwischen Drossel und Verdampfer lassen den Druck weiter fallen.

4' nach 1'_r: Das Kältemittel nimmt Wärme aus der Wärmequelle auf und verdampft dabei. Der Druck nimmt durch Fluidreibung im Verdampfer ab. Das Kältemittel wird über das Nassdampfgebiet hinaus verdampft, um den Verdichter vor Flüssigkeitstropfen zu schützen.

1'_r nach 1_r: In der Kältemittelleitung zwischen Verdampferaustritt und Verdichter wird Wärme aus der Umgebung aufgenommen. Die Temperatur steigt. Der Druck sinkt durch Druckverluste in der Leitung.

6.4 Gas-Motorwärmepumpe

Gasmotorwärmepumpen entsprechen Kompressionswärmepumpen, wobei der Kompressor durch die mechanische Energie eines Gasmotors angetrieben wird. Als Nutzwärme fällt die Wärme der Wärmepumpe und die Motorabwärme an. In der Regel wird auch die Abgaswärme über einen Wärmeübertrager ausgekoppelt. Der Wirkungsgrad des Kältemittelkreislaufes ist somit an die oberen und unteren Prozesstemperaturen gekoppelt (Carnot-Kreisprozess, siehe Abschnitt 6.3). Bei gegebener Motorleistung geht auch der Wirkungsgrad des Motors in die Berechnung des Gesamtwirkungsgrades ein. In der Regel handelt es sich um Gas-Otto-Motoren, deren Wirkungsgrade vom Verdichtungsverhältnis abhängen. Typischerweise liegen die Wirkungsgrade dieser Motoren in einer Größenordnung von 30 bis 42 %. Hohe Wirkungsgrade von 42 % werden jedoch erst bei Motoren mit mechanischen Leistungen > 500 kW erreicht. Je nach Motorwirkungsgrad und Wirkungsgrad des Kältekreislaufes kann der Wirkungsgrad kälteseitig über 1 liegen. Wärmeseitig liegt er in aller Regel über 1. Zur Berechnung des Gesamtwirkungsgrades im Heizbetrieb der Wärmepumpe gelten folgende Gleichungen:

$$GUE_H = \frac{\text{Nutzwärme}}{\text{Antriebswärme}} = \frac{\dot{Q}_{\text{Motor- und Abgas-Abwärme}} + \dot{Q}_{\text{WP}}}{\dot{Q}_{\text{Gas}}} \quad (6.5)$$

Bei Annahme von typischerweise 10 % Abstrahlverlusten des Motors sowie Abgaswärmeverlusten entwickelt sich obige Gleichung zu:

$$\begin{aligned} GUE_H &= \frac{0,9 \cdot (\dot{Q}_{\text{Gas}} - P_{\text{mech,eff}}) + P_{\text{mech,eff}} \cdot COP_H}{\dot{Q}_{\text{Gas}}} = 0,9 \cdot (1 - \eta_M) + \eta_M \cdot COP_H \quad (6.6) \\ &= 0,9 + \eta_M \cdot (COP_H - 0,9) \end{aligned}$$

Abbildung 6.5 zeigt die Gesamt-Wirkungsgrade der Wärme- und Kältebereitstellung für verschiedene Varianten der Einzel-Wirkungsgrade des Motors und des Wärmepumpenprozesses, sowie ausgehend von einer Brennstoffleistung von 50 kW die erreichten Kälte- und Wärmemengen. Die Werte der Wirkungsgrade liegen somit zwischen denen von Gas-Sorptionswärmepumpen und denen von Elektrowärmepumpen.

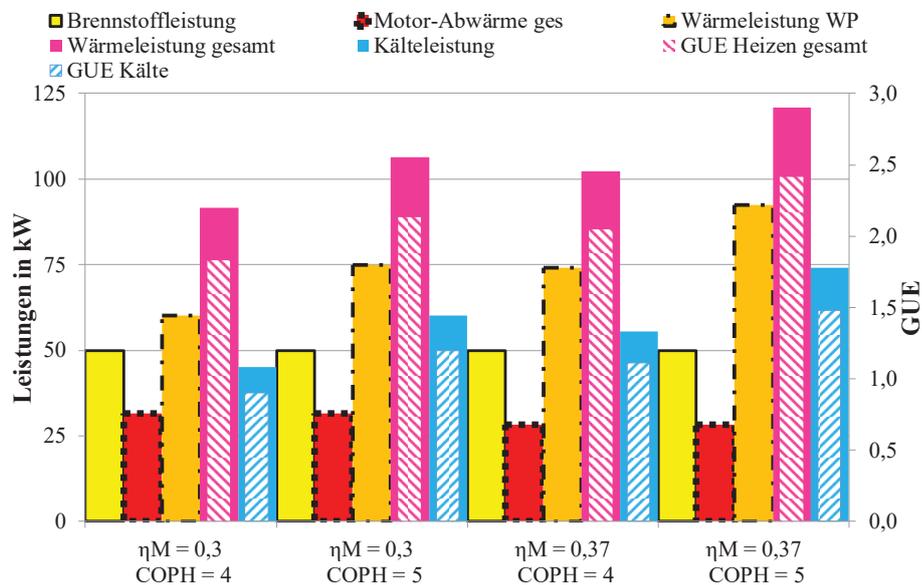


Abbildung 6.5 Wärmeleistungen und Wirkungsgrade einer Gas-Motor-Wärmepumpe (eigene Darstellung, η_M = Wirkungsgrad des Otto-Motors, COP_{WP} = Wirkungsgrad des Wärmepumpenprozesses)

Durch hinzuschaltbare Kompressoren und die Drehzahlregelung des Motors lassen sich Gas-Motor-Wärmepumpen gut regeln. Nachteilig sind die höheren Aufwände für Wartung (insbesondere Motorwartung). Ferner haben sich zwar Luft-Wasser-Gasmotorwärmepumpen bereits etabliert, während Wasser-Wasser-Gasmotorwärmepumpen, wie sie zur Abwasserwärmenutzung notwendig wären, jedoch häufig Prototypen bleiben (vgl. Gintars 2017, S. 3). Hintergrund ist, dass Luft eine leicht zu erschließende Wärmequelle darstellt, was den Nachteil höherer

Wartungs- und Investitionskosten wieder aufwiegt. Daher wurde auf eine weitere Betrachtung von Gasmotorwärmepumpen verzichtet.

6.5 Abwasser-Wärmeübertrager

Im Folgenden Teil wird eine Übersicht der verschiedenen Hersteller, Konzepte und Typen von Abwasser-Wärmeübertragern am Markt gegeben. Ausführlichere Informationen können den Hersteller-Webseiten entnommen werden. Des Weiteren bietet das „Kompendium Abwasserwärmenutzung“ (Lang, Koschorreck, Schöniger 2013) eine ausführliche Übersicht.

6.5.1 Kanalwärmeübertrager

Kanalwärmeübertrager sind die häufigste Form der Abwasser-Wärmeübertrager. Sie werden in den Kanal eingebaut bzw. können bei Kanalsanierungen auch direkt als Fertigbauteil, bestehend aus Abwasserrohr und Wärmeübertrager, verbaut werden. Der Wärmeübertrager besteht in den meisten Fällen aus Edelstahl, bei den Herstellern Brandenburger Liner GmbH & Co. KG und Frank GmbH aus Kunststoff. Die Edelstahl-Wärmeübertrager bestehen in der Regel aus „Thermoblechen“, d.h. mit einem günstigen Rollschweiß bzw. Punktschweiß-Verfahren verbundenen Edelstahlblechen, die danach unter Druck aufgeblasen werden, sodass sich Strömungskanäle ergeben. Edelstahl-Wärmeübertrager werden von folgenden Herstellern angeboten: Uhrig, Huber, Rabtherm, KASAG und Beton Tille. Sie können meist an verschiedene Kanalprofile angepasst werden. Die Firma Brandenburger hat sich auf die Herstellung von Linern spezialisiert. Diese können in speziellen Schadensfällen zur Sanierung von Kanälen eingesetzt werden. Dabei wird eine (Spezial-)Kunststoffolie in den Kanal eingebracht und mit Druckluft aufgebläht. Anschließend wird diese mit einer UV-Lichtquelle ausgehärtet. Beim Brandenburger Heatliner werden anschließend eine Wärmeübertragermatte und ein weiterer Innenliner zur Fixierung der Matte eingebracht. Bei dem Produkt Thermpipe der Firma Frank handelt es sich um Kunststoffabwasserkanäle, die mit einem weiteren Kunststoffrohr zur Wärmeübertragung umwickelt sind. Diese Lösung ist demnach nur bei Neuverlegung des Kanals einsetzbar. Die folgende Abbildung 6.6 zeigt die verschiedenen Arten von Kanalwärmeübertragern.

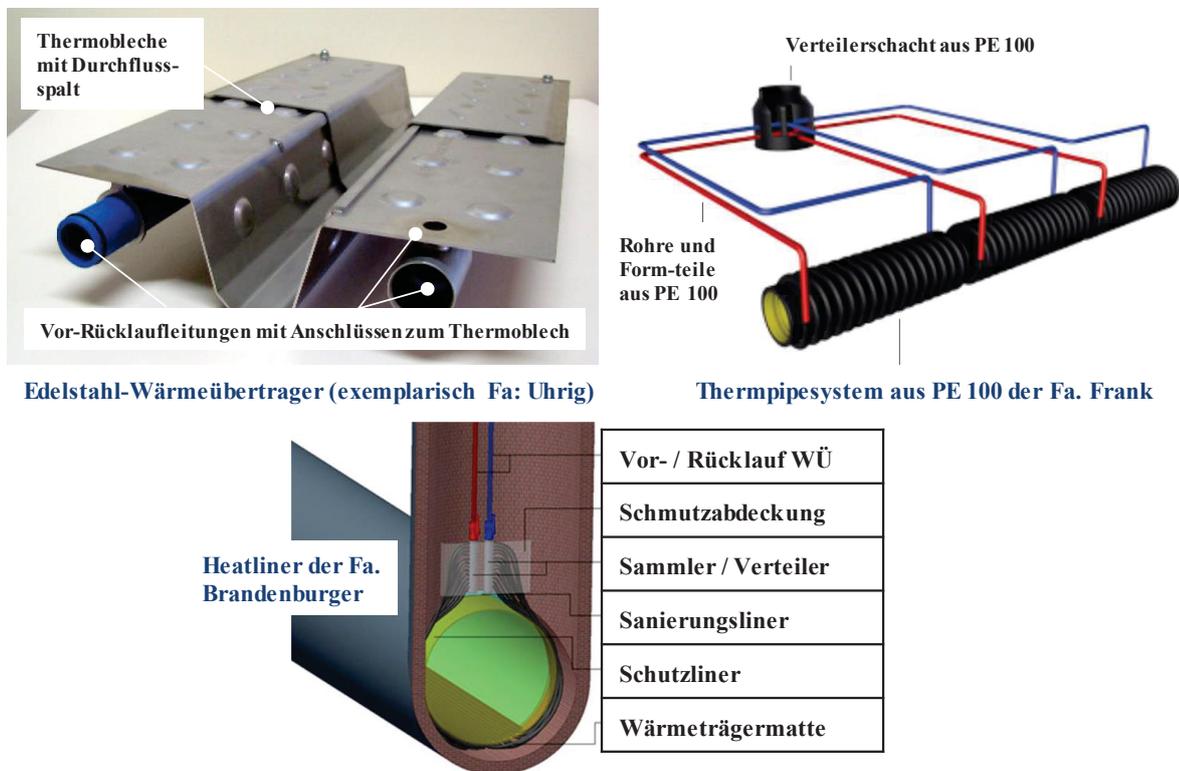


Abbildung 6.6 Verschiedene Kanalwärmeübertrager

Bei der Installation von Kanalwärmeübertragern sind folgende Bedingungen zu beachten (nach Christ, Mitsdoerfer 2008, S. 8; AWEL 2010; Schinnerl u. a. 2007, S. 27,34–35; Rometsch u. a. 2005, S. 69-77):

1. Trockenwetterabfluss größer 10 l/s. Bei Kanälen mit einem Anschluss von ca. 5000 EG (Einwohner-Gleichwerte) und bei Kanälen ab DN 800 ist dies i.d.R. erfüllt. Ein Anschluss an Kanäle mit Wasser aus Haushalten und Gewerbe ist zu bevorzugen, da dort ein gleichmäßiger Abfluss zu erwarten ist.
2. Bei Nutzung zu Heizzwecken darf die Abwassertemperatur 8 °C am Einlauf in die Kläranlage nicht unterschreiten. Bei Nutzung zu Kühlzwecken darf die Einleitung des Abwassers nach der Kläranlage in ein Gewässer dieses nicht um drei Kelvin erwärmen.
3. Wärme- bzw. Kälteabnehmer sollten in der Nähe liegen, in der Stadt sollte dieser Abstand kleiner 100 m sein.
4. Hydraulische Kapazität des Kanals muss unter Berücksichtigung der Querschnittsreduzierung durch den Wärmeübertrager und seiner Anschlussleitungen ausreichen.
5. Das Gefälle sollte zwischen 1 und 10 ‰ liegen.
6. Die Länge des Wärmeübertragers sollte weniger als 200 m betragen.
7. Eine vorteilhafte Umsetzung ist gegeben, wenn eine Sanierung des Kanals ansteht.
8. Die Umleitbarkeit des Kanals während der Bauarbeiten muss gegeben sein.

Zur Bewertung der Kanalwärmeübertrager wird das Hauptaugenmerk auf nachrüstbare Systeme gelegt, da hier die Kosten zwischen Kanal und Wärmeübertrager klar getrennt werden können². Des Weiteren wird der Heatliner aufgrund erhöhter Kosten ausgeschlossen. So können beim Heatliner z.B. 300 W/m² bei einem Preis von 500 €/m² entzogen werden. Dies ergibt einen Preis³ von 1667 €/kW. Bei den Edelstahlvarianten können 550 W/m²K bei einer treibenden Temperaturdifferenz von 4 K (= 2200 W/m²) entzogen werden. Bei einem Preis von 2750 €/m² ergeben sich demnach Kosten von 1250 €/kW.

Somit stehen zur weiteren Betrachtung die Edelstahl-Kanal-Wärmeübertrager der Hersteller Uhrig, Huber, Rabtherm und KASAG zur Auswahl. Tabelle 6.1 zeigt eine Übersicht.

Tabelle 6.1 Edelstahl-Kanalwärmeübertrager (nach Lang, Koschorreck, Schöniger 2013, S. 11.4 bis 11.5 und Herstellerangaben)

Eigenschaften	Hersteller:					
	Uhrig Form A	Uhrig Form B	Uhrig Form C	Huber TubeWin	Rabtherm San.	KASAG San.
nachträglich einbaubar	+	+	+	+	+	+
nötiger Kanalquerschnitt in m	> 0,8	> 0,8	> 0,6	> 1	> 0,8	> 1
Kanalprofil frei wählbar	+	+	-	+	+	+
Erweiterbarkeit	+	+	+	+	-	-
Anti-Fouling a)	-	-	-	-	+	-
keine Staustellen im Kanal b)	+	+	+	+	+ -	+ -
Querschnittsreduzierung	-	+	+	-	-	-
Projekterfahrung in Jahren		> 30		Pilot	> 10	> 10
Übertragerleistung in kW/m ² K		0,5 - 0,6		0,5-0,6	0,5-0,6	0,5-0,6
Preis in Tsd.€/m ²		2,5-3		2,5-3	2,5-3	2,5-3

a) Anti Fouling: Rabtherm bietet eine antibakterielle Kupferbeschichtung zur Vermeidung biologischer Verschmutzungen an

b) Staustellen: z.B. Anschlüsse an Vor- und Rücklauf können die freie Abwasserströmung stören

² Bei nicht trennbaren Einheiten zwischen Kanal- und Wärmeübertrager ist, juristisch gesehen, eine Beanstandung als Quersubvention möglich (Kanalverlegung durch städtischen Betrieb aus kommunalen Geldern, Nutzung des Wärmeübertragers durch eine juristische Person).

³ Daten aus Lang, Koschorreck, Schöniger 2013, S. 11.4 bis 11.5.

Bei Kanalwärmeübertragern hat der Foulingwiderstand (Wärmewiderstand der Verschmutzung) einen Anteil am Gesamtwiderstand für den Wärmedurchgang von 45 %. Der Wärmeübertrager wird zur Berücksichtigung des Foulingwiderstandes etwas überdimensioniert, um normale Kanalreinigungsintervalle einhalten zu können. Die Reinigung kann dann durch Hochdruckspülung erfolgen. Rabtherm bietet eine antibakterielle Kupferbeschichtung an, mit der das Bakterienwachstum gebremst wird. Je nach Abwasserzusammensetzung kann es jedoch vorkommen, dass sich z.B. Sandschichten auf der Wärmeübertragerfläche absetzen. Diese können zu einem erhöhten Reinigungsaufwand führen (Wanner 2009, S. 38). Ansonsten zeigen sich in Tabelle 6.1 nur geringe Unterschiede in den Eigenschaften der Kanalwärmeübertrager. Für die Kostenermittlung lag ein Angebot des Herstellers Uhrig vor.

6.5.2 Externe Wärmeübertrager

Typische Bauformen sind hier Doppelrohr-, Rohrbündel-, Spiral- und Plattenwärmeübertrager. In der Regel sind diese Wärmeübertrager mit einer selbsttätigen Reinigungseinrichtung ausgerüstet. Die Entnahme des Abwassers erfolgt durch eine Pumpstation mit Grobstoffentfernung. Abbildung 6.7 zeigt ein solches System.

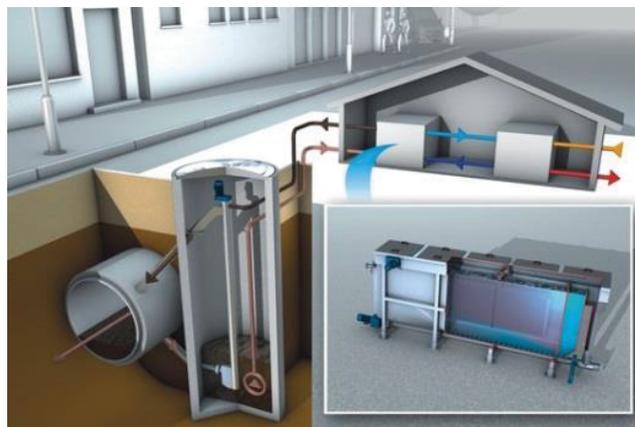


Abbildung 6.7 Externer Wärmeübertrager zur Abwasserwärmenutzung (Bildquelle Huber GmbH)

Durch die Entnahme des Abwassers ist der Wärmeübertrager nicht mehr an Kanaldurchmesser und -form gebunden. Die Bedingungen 1. bis 3. unter Abschnitt 6.5.1 gelten allerdings weiterhin. Gegenüber den direkt im Kanal verbauten Kanalwärmeübertragern besitzen externe Wärmeübertrager folgende Vorteile (Christ, Mitsdoerffer 2008, S. 9):

1. Der Bildung von Biofilm/Sielhaut kann durch integrierte Reinigungsmechanismen schnell, gezielt und unabhängig vom Kanalbetrieb begegnet werden.
2. Einfacher Zugang.
3. Verbesserte Regel- und Steuerbarkeit durch eine gleichmäßige Beschickung und somit gleichbleibende, hydraulische Verhältnisse.
4. Der Fließquerschnitt im Kanal wird nicht eingeschränkt und gewährleistet somit weiterhin die benötigte Abflusskapazität.
5. Einbauten im Kanal (Verrohrungen), an denen sich potenziell Störstoffe festsetzen können, sind nicht notwendig.
6. Muss nicht auf Kanalquerschnitt angepasst werden.
7. Insbesondere bei bereits gereinigtem Wasser (nach der Kläranlage) eine sinnvolle Technik.

Nachteile sind (ebd.):

1. Größerer Platzbedarf und Pumpstation mit Schachtbauwerk nötig.
2. Aufwändigere Technik für den Wärmeübertrager nötig: Schmutzwasserpumpe und Reinigungseinheit → höhere Investitionskosten.
3. Pumpenergie und Reststoffentsorgung nötig, daher auch höhere Betriebskosten. Aufgrund dessen und aufgrund der höheren Investitionskosten erst ab hohen Leistungen (ca. 300 kW) wirtschaftlich.

Da externe Wärmeübertrager erst bei größeren Leistungen wirtschaftlich interessant sind und diese Leistungen nicht zu der betrachteten Buderus GWPW-41 Gaswärmepumpe passen, erfolgt hier keine weitere Betrachtung.

6.5.3 Wärmeübertrager zur direkten Wärmerückgewinnung bei Abwassereinleitern

Typische Bauformen sind, analog zu Abschnitt 6.5.2, mit selbsttätigen Reinigungseinrichtungen ausgerüstete Doppelrohr-, Rohrbündel-, Spiral- und Plattenwärmeübertrager. Teilweise sind sie so groß oder mit Pufferbehältern ausgeführt, dass bei schwankenden Abwasserströmen eine Pufferwirkung auftritt (z.B. Typ Kasagclean der Kasag Langnau AG, oder das FEKA System (van Velsen, Benz 2013, S. 19)).

Da diese Wärmeübertrager direkt beim Einleiter installiert sind, ist das Temperaturniveau entsprechend hoch. Dies ist insbesondere im Sommer energetisch ungünstig für die Rückkühlung von Kältemaschinen. Des Weiteren muss die Abwassermenge möglichst groß und konstant sein, was nur in Einzelfällen (große Krankenhäuser, Hochhäuser) gegeben ist. Daher wird auf eine weitere Betrachtung dieser Wärmeübertrager verzichtet. Ferner ist eine Wirtschaftlichkeit solcher Anlagen derzeit noch nicht bzw. höchstens bei großen Gebäuden gegeben (van Velsen, Benz 2013, S. 22-24).

6.5.4 Verschmutzung und überschlägige Auslegung von Abwasser-Wärmeübertragern

Für die Abschätzung der nötigen Quadratmeterfläche, wie sie z.B. für Kostenschätzungen notwendig ist, gilt folgende Gleichung:

$$A_{WÜ} = \frac{\dot{Q}}{k \Delta T_{ln}} \quad (6.7)$$

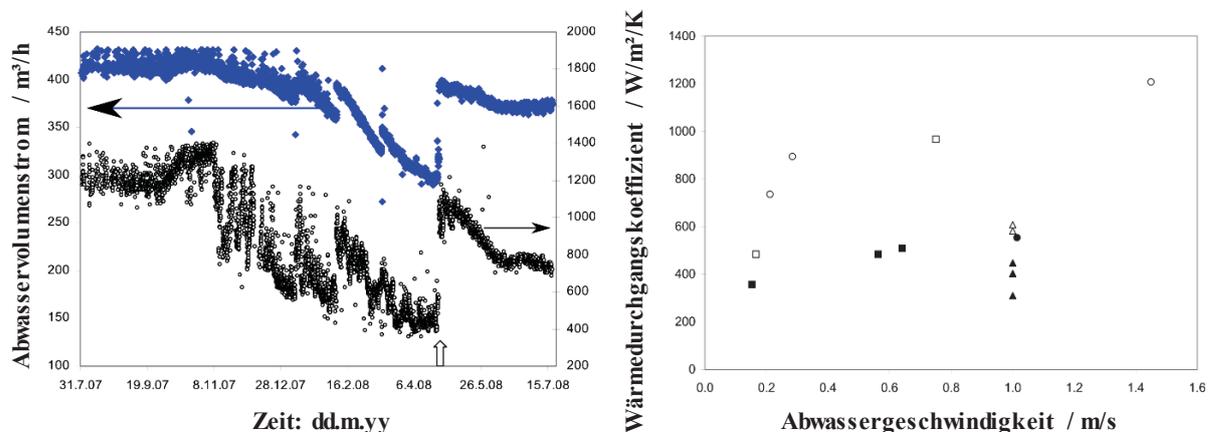


Abbildung 6.8 Links: Einfluss der Wärmeübertragerverschmutzung auf Volumenstrom und Wärmedurchgangskoeffizient bei einem Plattenwärmeübertrager. Rechts: Zusammenhang zwischen Wärmedurchgangskoeffizient und Fließgeschwindigkeit des Abwassers im Wärmetauscher für gereinigte (helle Symbole) und verschmutzte (dunkle Symbole) Rohrbündel- (Kreise), Platten- (Quadrate) und Rinnenwärmetauscher (Dreiecke). Graphiken aus (Wanner 2009, S. 28, 43).

Typische Wärmedurchgangskoeffizienten k für verschiedene Wärmeübertragertypen sind in (Lang, Koschorreck, Schöniger 2013, S. 11.4–11.6) wiedergegeben. Die Größe des Wärmedurchgangskoeffizienten k wird aufgrund von Ablagerungen auf dem Wärmeübertrager durch den so genannten Foulingwiderstand maßgeblich beeinflusst. Er beträgt laut Herstellerangabe bei Kanalwärmeübertragern ca. 45 % am Gesamtwärmedurchgangswiderstand. Die Ablagerungen sind hauptsächlich biologischer Natur und haben eine Wachstumsphase (siehe Abbildung 6.8). Daher ist eine kontinuierliche Überwachung der Wärmeübertragerleistung durch die Messung der mittleren treibenden logarithmischen Temperaturdifferenz sinnvoll (Wanner 2009, S. 51). Dies setzt eine entsprechend verbaute Messtechnik voraus. Bei Kanalwärmeübertragern muss diese i.d.R. explosionsgeschützt sein. Durch Spülvorgänge kann ein ähnliches Wärmeübertragungsverhalten wie bei Neuzustand erreicht werden. Der Wärmeübertrager muss so dimensioniert werden, dass die Wärmeübertragerleistung bis kurz vor Ausführung des Reinigungsintervalls

noch ausreichend ist. Bei Kanalwärmeübertragern sollte das normale Reinigungsintervall des Abwasserkanals ausreichend sein. Bei Plattenwärmeübertragern bzw. bei Wärmeübertragern mit geringen Strömungsquerschnitten, die von Abwasser durchströmt sind, kann es zusätzlich zu der Änderung des Wärmeübertragungsverhaltens zu einer Zunahme des Druckverlustes und damit einhergehend zu einer Abnahme des Volumenstromes kommen (Wanner 2009, S. 21).

Die mittlere treibende logarithmische Temperaturdifferenz ΔT_{ln} liegt typischerweise bei 4 K (Lang, Koschorreck, Schöniger 2013, S. 11.6). Sie ist abhängig von der Strömungsführung des Wärmeübertragers. Wenn möglich, wird dieser im Gegenstrom betrieben, Kanalrinnenwärmeübertrager häufig in Kreuz-/Gleich-/Gegenstrom. Für übersichtliche Berechnungen kann auch hier Gegenstrom und folgende Gleichung angenommen werden⁴:

$$\Delta T_{ln} = \frac{(T_1' - T_2'') - (T_1'' - T_2')}{\ln\left(\frac{T_1' - T_2''}{T_1'' - T_2'}\right)}, \quad (6.8)$$

mit Index 1 = Primärseite, 2 = Sekundärseite, ' = Eintritt, '' = Austritt. Für den Heizbetrieb (Wärmeentzug aus dem Abwasser) ist das Abwasser die Primärseite und im Kühlfall (Wärmeeinkopplung in das Abwasser) die Sekundärseite.

Die Ausflusstemperatur des Abwassers nach dem Wärmeübertrager ergibt sich aus der Gleichung:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_1'' - T_1'), \quad (6.9)$$

mit dem Massenstrom \dot{m} und $c_p = 4,18 \text{ kJ/kg/K}$ der spezifischen Wärmekapazität von Wasser.

Ausgehend von den Leistungsdaten der untersuchten Robur/Buderus Gaswärmepumpe ergeben sich mit typischen Temperaturen und einem minimalen Abwasserfluss von $10 \text{ l/s} \approx 10 \text{ kg/s}$ die in Tabelle 6.2 dargestellten treibenden Temperaturdifferenzen und damit die nötigen Mindestflächen für einen Abwasser-Wärmeübertrager. Die zugrunde gelegten Abwassertemperaturen entsprechen dabei denen in Abbildung 5.1.

Tabelle 6.2: Logarithmische Temperaturdifferenz, übertragene Leistung und nötige Fläche des Abwasser-WÜ bei typischen Temperaturen für Heiz- und Kühlbetrieb (Temperaturen des Abwassers kursiv und fett gesetzt, angesetzte Leistungen entsprechen der Robur/Buderus Gaswärmepumpe, $k = 0,55 \text{ kW/m}^2\text{K}$)

Betrieb:	T_1'	T_1''	T_2'	T_2''	ΔT_{ln}	\dot{Q}/kW	A/m^2
Heizen	<i>11,0</i>	<i>10,6</i>	5	10	2,7	17,5	11,9
Kühlen	35,0	30,0	20	21,0	11,9	43,7	6,7

Es zeigt sich, dass die Fläche des Wärmeübertragers durch den Heizfall bestimmt wird. Trotz der geringeren zu übertragenden Leistung ist die nötige Fläche größer, da hier geringere treibende Temperaturdifferenzen herrschen. Alternativ ließen sich durch Einsatz einer Wasser-/Glykol-Mischung die Temperaturen im Querkreis der Wärmepumpe auf unter $5 \text{ }^\circ\text{C}$ absenken.

6.6 Stand der Wissenschaft zu Abwasserwärmenutzungsanlagen

Es wurde gezielt recherchiert, ob sich bereits andere Autoren mit der Ausnutzung von Abwasser in Kombination mit Gaswärmepumpen zum Heizen und Kühlen beschäftigt haben. Dazu wurde in der DOMA Datenbank⁵ mit den folgenden Stichwörtern in der „Globalsuche“ recherchiert:

1. abwasser* AND (kühl* OR kälte*) AND (sorptionswärmep* OR gas*wärmep* OR absorptionswärmep* OR adsorptionswärmep*)

⁴ Der Abwasserfluss über den Kanalwärmeübertrager ist oft wesentlich größer als der Massenstrom des Wärmeträgers durch den Wärmeübertrager. Für den Bereich dieser geringen Wärmekapazitätstromverhältnisse sind die Leistungs-Diagramme von Kreuz- und Gegenstrom-Wärmeübertragern ähnlich.

⁵ Die Datenbank liefert bibliographische Hinweise mit Abstract auf die deutsche und internationale Fachliteratur des Maschinen- und Anlagenbaus, der Herstellung und Verarbeitung von Werkstoffen und der Fertigungstechnik. Veröffentlichungen über wissenschaftliche und wirtschaftliche Aspekte werden ebenfalls nachgewiesen. Ausgewertet werden Fachzeitschriften, Konferenzberichte, Forschungsberichte, Bücher, Dissertationen (https://www.digibib.net/static_html/datenbanken/DOMA.htm)

2. (cool* OR chill* OR climate*) AND (sewage OR ("waste water")) AND (("sorption heat pump") OR ("gas heat pump") OR ("absorption heat pump") OR ("adsorption heat pump") OR ("gas motor heat pump"))

Mit dieser Recherche konnten folgende Literaturquellen ermittelt werden (Assig, Lopp 1982; Eicher, Erb 1995; Fabro 1992; Ghiasi u. a. 2009; Homma, Nishiyama, Wakimizu 1994; Langhein u. a. 1982; Rostek 1979; Stierlin, Wassermann 1996; Zogg 1996), die aber aufgrund anderer Schwerpunktsetzung alle keine Relevanz haben.

Eine allgemeine Literaturübersicht zu Abwasserwärmenutzung wird in (Hepbasli u. a. 2014) gegeben. Die meisten Studien beschäftigen sich neben detaillierten technischen Problemen auch mit Energieeffizienz und Umweltauswirkungen. Hepbasli u. a. 2014 enthält Zahlen zu den in den einzelnen Studien ermittelten COPs, Abbildung 6.9 fasst diese zusammen. In (Gründler 2005, S. 19-20) wird hervorgehoben, dass die Hilfsenergie und die Auslegungstemperatur der Heizung starke Auswirkungen auf die elektrischen Energiebedarfe haben. Stodtmeister weist darauf hin, dass die Wärmepumpe für einen energetisch vorteilhaften Betrieb gut „regelungstechnisch und hydraulisch“ eingebunden werden muss, und die Heizkreise im Altbau optimiert werden sollten. Für den Neubau wird eine Flächenheizung empfohlen, jedoch sollen wegen der „relativ hohen Temperaturen der Wärmequelle ... auch bei Vorlauftemperaturen zwischen 55 und 65 °C noch gute Nutzungsgrade“ erreicht werden (Stodtmeister 2010, S. 53). In (Schinnerl u. a. 2007, S. 27) wird eine maximale Heiznetzvorlauftemperatur von 50 °C genannt.

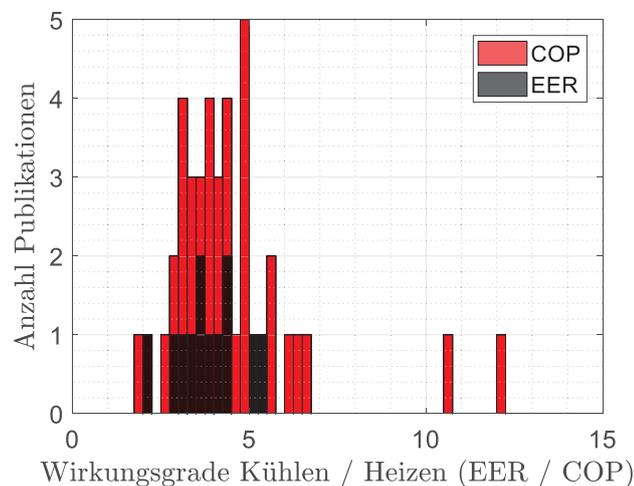


Abbildung 6.9 In wissenschaftlichen Publikationen ermittelte Wirkungsgrade für Abwasserwärmenutzungssysteme (eigene Darstellung, Zahlen aus Hepbasli u. a. 2014, S. 704-705)

Wirtschaftliche Aspekte⁶ werden in (Christ, Mitsdoerffer 2008; Ehrbar, Hubacher 2006; Müller, Stodtmeister, Kobel 2002; Perez 2017; Qin, Hao 2017; Qunli u. a. 2017; Sommer 1984; Zhang u. a. 2017) behandelt. In (Christ, Mitsdoerffer 2008) wird das Hauptaugenmerk auf einen Vergleich zwischen Gas- und elektrischen Kompressions-Wärmepumpen in Verbindung mit Kanalrinnenwärmeübertragern und einem externen Wärmeübertrager mit Pumpstation gelegt. Das System wird durch einen Brennwärtekessel unterstützt. Laut den Autoren werden im Heizbetrieb bei der Gaswärmepumpe etwa 33 % und bei der Elektro-Wärmepumpe etwa 40 % der CO₂-Emissionen eingespart (ebd. S. 12). Für das in 2008 angenommene Energiepreis(-steigerungs)niveau kommen die Autoren zu der Aussage, dass die Gaswärmepumpe etwa 10 % und die Variante mit elektrischen Kompressionswärmepumpen etwa 27 % Einsparung bei den Wärmegestehungskosten bringt (ebd.). Die Unterschiede in den Wärmegestehungskosten bezüglich Kanalrinnen- und externen Wärmeübertragern sind gering (ca. 2 %), wobei der externe Wärmeübertrager bei Gas und Elektro-Wärmepumpe aufgrund der Energieaufwände für die Abwasserpumpe aus Sicht der CO₂-Bilanz und wirtschaftlich geringfügig schlechter abschneidet (ebd.). Konkrete Hinweise auf die (Grundlast-)Auslegung der Wärmepumpe werden nicht gegeben. Die Autoren führen ferner auf, dass ab 15 kW Heizwärmebedarf ein wirtschaftlicher Betrieb gegeben wäre (ebd. S.8). In (Stodtmeister 2006, S. 36) hingegen werden 200 kW und in (Schinnerl u. a. 2007, S. 27) 100 kW genannt. Ehrbar, Hubacher 2006 schlagen vor, die Wärme-

⁶ Recherche mit den Stichwörtern im Titel: „econom* AND ((waste water) OR (sewage))“ bzw. Wirtschaftl* abwasser* und (heat pump) bzw. wärmepump* in der Globalsuche.

pumpe für den Heizungsbetrieb auf 33 % und 75 % Leistungsanteil je nach Energiepreissteigerung zu dimensionieren (S.56). Damit kann ein Deckungsanteil des Heizwärmebedarfs von 65 bis 98 % erreicht werden, was eine wirtschaftliche Lösung bei einem Preis von 80 RP/kg Öl ermöglicht. Bei (Qin, Hao 2017) handelt es sich um die Analyse einer Pilotanlage, mit einem speziellen, frei-umströmten, externen Wärmeübertrager mit Ausleitbauwerk. Die Anlage kann heizen und kühlen, analysiert wird nur der Heizbetrieb.

Sommer (Sommer 1984) behandelt das s.g. FEKA System. Dort findet der Wärmeentzug aus dem Abwasser nahe dem Erzeuger (größere Liegenschaft: Hotel etc.) in einem kombinierten Sammelsystem mit integriertem Wärmeübertrager statt. Nach (van Velsen, Benz 2013, S. 22-24) sind diese Systeme vor allem wegen höheren Wartungskosten noch nicht wirtschaftlich bzw. lohnen sich nur bei sehr großen Gebäuden mit hohem Schmutzwasseraufkommen. Temperatur und Abwasser-Ganglinien dazu finden sich z.B. in (Brunk u. a. 2012; Müller, Tastekin, Neuhäuser 2011, S. 7-9). Eine wirtschaftliche Lösung scheint laut (Zhang u. a. 2017) für große Gemeinschaftsbadräume an chinesischen Universitätscampussen gegeben zu sein (die Anwendung ist jedoch relativ speziell: starke Auslastung durch gleichzeitiges Duschen von 80 Personen, bei Öffnungszeiten zwischen 17:00 bis 22:30 Uhr).

Die wirtschaftliche Versorgung von Nah- und Fernwärmenetzen mit Abwasserwärme wird in (Qunli u. a. 2017) und (Perez 2017) behandelt, wobei letzterer das Augenmerk auch auf Power to Heat (Speicherung von regenerativem Überschussstrom in Form von Wärme) legt.

Weitere Möglichkeiten der Recherche bieten Projektdatenbanken wie Fökat⁷ (Deutschland) und die des BFE⁸ aus der Schweiz, sowie normale Internetrecherchen, mithilfe von Suchmaschinen. In Deutschland beschäftigen sich folgende Projekte mit Abwasserwärmenutzung:

„KuLaRuhr – Nachhaltige urbane Kulturlandschaft in der Metropole Ruhr“ befasst sich mit der Mehrfachnutzung von Flächen und Infrastruktur im Ruhrgebiet. Ein Teilprojekt befasst sich mit der Erforschung moderner Methoden zur Nutzung von Abwasserkanälen als Nahwärmeleitungen. Dazu soll auch Abwärme in Kanäle eingekoppelt werden, um diese später mit Wärmepumpen wieder auf ein nutzbares Temperaturniveau zu heben. Um Biofilmaufbau und die Bildung bio-korrosiver Bakterien in Grenzen zu halten, wird empfohlen, das Abwasser nicht auf über 18 °C zu erwärmen. Wirtschaftlichkeit und CO₂-Einsparung soll bereits bei einer Temperaturerhöhung durch Abwärme-Einkopplung von ca. 3 K erreicht werden (Sures 2015, S. 10).

Im Rahmen des Projektes „Abwasserwärmenutzung Nordwestbad Bochum“ installierten die Stadtwerke Bochum 2010 in Zusammenarbeit mit der Emschergenossenschaft und der Stadt Bochum eine Anlage zur Nutzung des Abwassers aus einem Mischwasserkanal für die Beheizung des Nordwestbads (Heizlast 1440 kW). Die Wärmemenge aus dem Kanal wird über einen 48 m langen Wärmeübertrager entnommen und durch eine von einem BHKW (90 kW_{th}) mit Strom versorgte Elektro-Wärmepumpe (190 kW_{th}) auf eine Heiztemperatur von 50 °C angehoben (Bücker u. a. 2012, S. 16,19). Weitere Wärme liefern das BHKW und zwei Spitzenlastkessel. Der Lastanteil der Wärmepumpe ist mit 13 % demnach sehr gering. Es wird eine Vollbenutzungsstundenzahl der Wärmepumpe von 6.500 h/a erwartet (ebd. S. 16). Ferner enthält der Bericht eine detaillierte Wirtschaftlichkeitsrechnung nach VDI 2067-1 (ebd. S. 53 ff) und geht auf diverse gesammelte Praxiserfahrung, Probleme und deren Lösung während der Inbetriebnahme ein (ebd. S. 61 ff). Ein ähnlich gelagertes Projekt zur Schwimmbadbeheizung findet sich in Berlin, wobei hier kein BHKW zum Einsatz kommt (B.&S.U. mbH 2011, S. 32).

Ein weiteres Projekt unter Einbindung eines BHKWs, jedoch zur Beheizung eines Wohnareals, findet sich in (Guigas 2013), ebenfalls mit detaillierter Kostenaufstellung. Die Lastanteile der Wärmepumpe und des BHKWs sind hier deutlich höher (36 %/9 %). Wärmepumpe + BHKW werden aus wirtschaftlichen und ökologischen Gründen parallel in Grundlast betrieben. Zur Deckung der Mittellast ebenfalls, wobei dann die Wärmepumpe mit höheren Temperaturen und damit schlechter Arbeitszahl von unter 3,0 arbeitet. Die Wärmeerzeugungskosten liegen damit zwar noch etwas unter denen beim BHKW, jedoch ist aufgrund der Stromproduktion der Betrieb des BHKW ökologisch sinnvoller. Für die Deckung der Spitzenlast muss der Gaskessel genutzt werden, da die Leistung von Wärmepumpe und BHKW nicht ausreicht (Guigas 2013, S. 40). Interessant ist hier der Einbau des Wärmeübertragers, da eine längere Trockenlegung des Kanalabschnittes mit einer Wasserhaltung nicht möglich war. Der Einbau des Wärmeübertragers erfolgte etappenweise, indem nachts für ca. 4 Stunden bei Trockenwetter in zwei

⁷ Der Förderkatalog ist eine öffentlich verfügbare Datenbank mit mehr als 110.000 abgeschlossenen und laufenden Vorhaben der Projektförderung des Bundes: <https://foerderportal.bund.de/foekat/jsp/SucheAction.do?actionMode=searchmask>

⁸ ARAMIS enthält Informationen über Forschungsprojekte und Evaluationen, die der Bund selber durchführt oder finanziert. Suche nach Projekten des Bundesamts für Energie BFE: <https://www.aramis.admin.ch/Projektsuche/>

oberhalb der Einbaustelle liegende Regenrückhaltebecken als Speicher für das anfallende Abwasser genutzt wurden. Der Aufwand zur Errichtung des Wärmeübertragers wird als „relativ groß“ beschrieben (Guigas 2013, 25 ff).

Weitere öffentlich geförderte Projekte sind eine Anlage in Straubing (mit externem Wärmeübertrager und Ausleitbauwerk, Steinherr 2011) und die im Rahmen des Umweltinnovationsprogramms des Bundesumweltministeriums "Energieeffiziente Abwasseranlagen" geförderte „Abwasserwärmenutzungsanlage Wiesental“ der Stadtwerke Aachen (Beheizung von Mehrfamilienhausblöcken). Bei diesem Projekt erfolgt die Wärmebedarfsdeckung über eine elektrische Abwasserwärmepumpe mit Kanalrinnenwärmeübertrager ohne Einsatz der Spitzenlastkessel (Brinkmann, Sappa 2017, S. 8,22). Die Trinkwarmwasserbereitung erfolgt dezentral unter Zuhilfenahme von Abluftwärmepumpen (ebd. S. 39). Durch die fehlende Grundlast-Auslegung ist eine Amortisation erst nach knapp 19 Jahren unter Inanspruchnahme von Fördergeldern gegeben (ebd. S. 36).

Diese Literaturübersicht zeigt, dass nur wenige der realisierten Anlagen heizen und kühlen können. In der Großzahl der Anwendungen finden sich elektrische Kompressionswärmepumpen. Gaswärmepumpen sind eher selten. Ferner streuen die Aussagen zur wirtschaftlichen Auslegung (Grundlastanteil, Heizlast des Gebäudes) der Wärmepumpe hinsichtlich Wirtschaftlichkeit sehr stark und dürften sich bei Anwendungen zum Heizen und Kühlen nochmals ändern.

Im Folgenden werden einige realisierte Hydrauliken zum Heizen und Kühlen mittels Abwasser und die Erfahrungen damit vorgestellt.

Eine realisierte Anlage ist die der Uhrenfirma IWC (Gründler 2005), siehe Abbildung 6.10. Die Wärmepumpe ist über einen Kälte- und Heizkreisspeicher an die Energieverteilung im Gebäude angeschlossen. Sie wird im Winter über einen seriell geschalteten Kessel unterstützt. Die Rückkühlung der Abwärme der im Sommer als Kältemaschine betriebenen Wärmepumpe erfolgt über einen zusätzlichen Wärmeübertrager und einen Bypass in der Wärmeverteilung. Gründler 2005 empfiehlt die Druckverluste durch geeignete Rohrdimensionierung und damit die Hilfsenergiebedarfe gering zu halten (ebd. S. 19)). In der Anlage sinkt bei Berücksichtigung der Pumpen die Jahresarbeitszahl (JAZ) im Kühlbetrieb von 3,1 auf 2,9 und im Heizbetrieb von 3,0 auf 2,6. Auch sind die Heiznetztemperaturen für die denkmalgeschützten Altbauten der IWC in der Spitze mit 75 °C sehr hoch (ebd. S. 3).

Bei Betrieb des Spitzenlastkessels und zu hohen Rücklauftemperaturen aus dem Heiznetz des Gebäudes ist hier das Risiko gegeben, dass der Heiznetzspeicher auf ein hohes Temperaturniveau gebracht wird. Die Abschalt-schwelle der in dieser Arbeit untersuchten Gaswärmepumpe liegt bei 65 °C. Nutzt man das Schema aus Abbildung 6.10 in Verbindung mit dieser Gaswärmepumpe, so würde sich das Wiedereinschalten der Gaswärmepumpe durch den warmen Speicher unnötig verzögern.

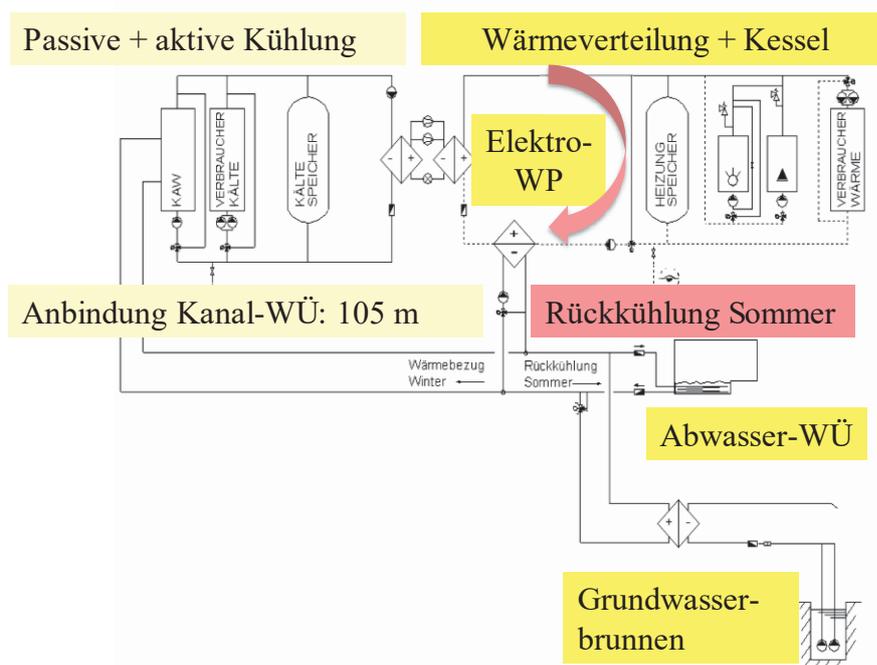


Abbildung 6.10 Hydraulikschema der Anlage bei der Uhrenmanufaktur IWC in Schaffhausen (Gründler 2005, S. 13)

Bei der Wärmepumpen-Anlage des Gesundheitshauses in Leverkusen (Hagspiel 2007), siehe Abbildung 6.11, wird der zusätzliche Wärmeübertrager zur Rückkühlung durch einen separaten Kondensator im internen Wärmepumpenkreislauf ersetzt. Der Spitzenlastwärmeerzeuger (in diesem Fall Fernwärme) ist im Gegensatz zur IWC Anlage parallel zur Wärmepumpe geschaltet. Dies ist vorteilhaft für geringere Rücklauftemperaturen im Fernwärmenetz, was zu einem besseren Gesamtwirkungsgrad der KWK führt. Gleiches würde für Brennwärtekessel gelten. Die hier vorhandene Trinkwasserbereitung erfolgt nur durch Fernwärme. Auffällig ist der Verzicht auf (parallel eingebundene) Speicher. Zur hydraulischen Entkopplung sind deshalb ein Wärmeübertrager im Kaltwasserkreis und ein Überströmventil parallel zur Wärmepumpe im Heizkreis nötig.

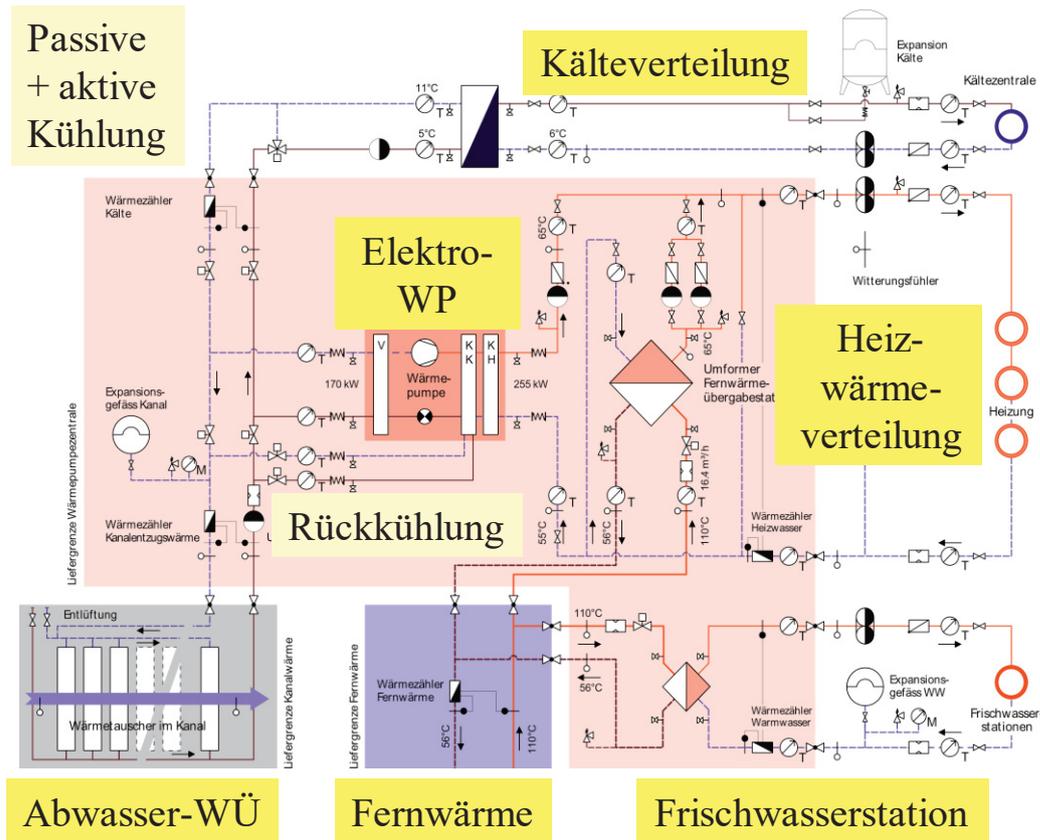


Abbildung 6.11 Hydraulikschema in Anlehnung an die Anlage im Gesundheitshaus in Leverkusen (Hagspiel 2007, S. 17)

In (Zhou, Li 2004, S. 3) wird eine Wärmepumpe analysiert, die durch einen Filter vorgereinigtes Abwasser aus einem Ausleitbauwerk nutzt. Dadurch wird ein Wärmeübertrager und damit thermodynamisch ein Wärmeübergang eingespart. Verbunden sind damit jedoch erhöhte Verschmutzungen und wahrscheinlich Wartungsaufwände, so beschrieben im Fazit des Artikels: „*We must solve the problems such as blocking, corrosion, and fouling, etc*“ (ebd. S. 7). Eine ähnliche Verschaltung mit Filter liegt bei (Zhao u. a. 2010, S. 766) vor, die aber zur zusätzlichen hydraulischen Trennung einen Wärmeübertrager nutzt.

Die in (Pietrucha 2016, S. 17-26) geschilderten Anwendungsfälle beschreiben Großwärmepumpen (mit Turbo-Kompressoren) im zweistelligen MW-Bereich. Die beschriebene Anlage in Espoo (Finnland) deckt etwa 15 % des Heizwärmebedarfs. Die Wärmepumpe nutzt gereinigtes Abwasser des Kläranlagenablaufes sowie Seewasser. Sie ist an das 262 km lange Fernwärmenetz der Stadt angebunden. Trotz niedriger Abwassertemperaturen (minimal typisch 8 Minimum 5 °C) und hoher Heiznetztemperaturen (62/50 °C) werden gute COP bis 3,6 erreicht. Im Sommer kann kombiniert Wärme und Kälte generiert werden, mit einem Gesamt-COP von 6,3. Da die Wärmepumpe auch im Sommer immer Wärmeabnehmer hat, ist keine Umschaltung zwischen Heiz- und Kühlbetrieb nötig.

Eine Lösung mit einem Eis-Latent-Wärmespeicher zur Überbrückung geringer Abwasserabflüsse im Winter wird in (Qian 2011) präsentiert, jedoch geht die prinzipielle Funktion aus dem Fließschema in dem Artikel nicht klar hervor. Ferner ist das System aufwändig, da es über zwei Wärmepumpen verfügt.

Eine umschaltbare Wärmepumpe wird in (Li, Li 2010) analysiert. Umschaltbar bedeutet, dass die Wärmepumpe über ein Vierwegeventil die als Verdampfer und Kondensator fungierenden Wärmeübertrager im internen Kältemittelkreislauf schalten kann. Fix bleibt das außen anliegende Medium (z.B. Heizungswasser und Wasser im Abwasserkreis). Das Hauptaugenmerk des Artikels liegt auf einer exergetischen Analyse der Wärmepumpenkomponenten. Eine Simulationsstudie zu einer umschaltbaren Wärmepumpe mit TRNSYS findet sich in (Oh, Cho, Yun 2014). Eine umschaltbare Wärmepumpe, welche ihre Wärme wahlweise aus der Außenluft oder aus einem Grauwassertank bezieht (ähnlich wie das FEKA System in (van Velsen, Benz 2013), jedoch hier mit einem im Tank eingebauten Verdampfer) ist in (Liu u. a. 2013) beschrieben.

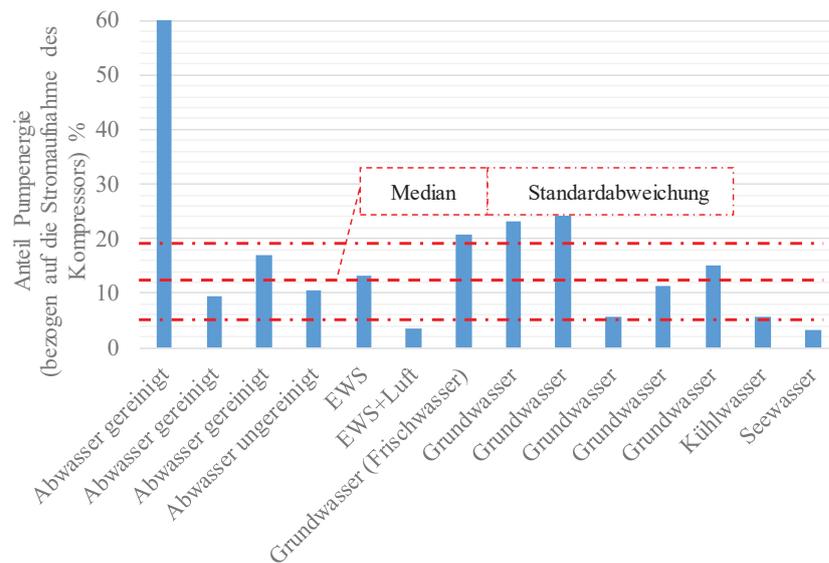


Abbildung 6.12 Anteiliger Stromverbrauch für Pumpen an Großwärmepumpenanlagen aus der Schweiz (eigene Darstellung der Daten aus Hubacher, Bernal, Ehrbar 2010, S. 12).

In (Hubacher, Bernal, Ehrbar 2010; Ehrbar, Hubacher 2006) werden Großwärmepumpenanlagen analysiert, darunter sechs Anlagen mit Abwasserwärmenutzung zu Heizzwecken. In dem Bericht wird insbesondere auf die Hilfsenergieverbräuche und auf die Trinkwassererwärmung eingegangen. Hier zeigt sich ein teils erheblicher Optimierungsbedarf. Abbildung 6.12 zeigt den anteiligen Stromverbrauch der Umwälzpumpen. Die Abwasserwärmenutzungsanlagen liegen dabei im Bereich des Medianes von $12,6 \% \pm 7,0 \%$, von einer Anlage abgesehen. Diese Anlage hat zum Zeitpunkt der Analyse noch nicht ihre komplette Ausbaustufe hinsichtlich der angeschlossenen Wärmepumpen erreicht⁹. Demnach ist die Umwälzpumpe des Abwassers noch überdimensioniert. Die Abbildung verdeutlicht jedoch, dass wesentlich bessere Verhältnisse möglich sind.

Auffällig an der Analyse ist der große Anteil an Anlagen, die mit gereinigtem Abwasser betrieben werden. Hierzu bieten (Hubacher, Bernal, Ehrbar 2010, S. 19) folgende Erkenntnisse:

1. „Bei gereinigtem Abwasser meist größere Transportdistanzen und bei offenen Systemen auch geodätische Höhenunterschiede mit entsprechendem Pumpenaufwand
2. Wenn Zwischenkreis vorhanden (bei Rohabwasser immer der Fall): Thermodynamische Verluste durch die Grädigkeit von Trennwärmeübertragern und zusätzlicher Pumpenaufwand

⁹ Diese Anlage ist ein Wärmeverbund mit einer großen Zahl verschiedener Nutzer und Wärmepumpen. Die Wärmeerzeugung für Heizung und Warmwasser geschieht dezentral mittels Wärmepumpen und teilweise zusätzlich mit Heizkessel. Es erfolgt eine Verteilung des gereinigten Abwassers zu den einzelnen Nutzern/Wärmepumpen.

3. Bei kalter Verteilung der Quellenwärme an mehrere Wärmepumpen treten Synchronisationsprobleme auf. Abwasserpumpen arbeiten länger als bei nur einer Wärmepumpe. Wegen längerer Leitungen auch höhere Druckverluste.“

Zu Punkt 3. gibt (Hubacher, Bernal, Ehrbar 2010, S. 42) folgenden Verbesserungsvorschlag: „Es wäre zweckmässig, die Zwischenkreispumpe und auch die Primärpumpe frequenzgesteuert in Abhängigkeit der aktiven Wärmepumpen zu fahren (z.B. durch Konstanthalten der Spreizungen)“. In dem Bericht werden zwei Anlagen mit kalter Verteilung von Abwasserwärme analysiert. Thermodynamisch bietet dieses Konzept Vorteile aufgrund geringerer thermischer Verteilverluste im Nahwärmenetz. Die Erschließungskosten der Wärmequelle liegen bei Anlage 4022 bei 1712 Fr/kW_{th} und sind damit um 67 % höher als bei der Anlage 4035 (ebenfalls mit kalter Verteilung der Quellenwärme). Ferner liegen die Betriebskosten der Anlage 4022 sehr hoch: „aus wirtschaftlicher Sicht ist dieses Konzept fraglich“ (ebd.). Die Länge der kalten Nahwärmeleitung beträgt 2,2 km, bei Anlage 4035 sind es zwischen 0,2 bis 0,6 km je nach angeschlossenem Objekt/Heizzentrale. Demnach sollte auch bei kalter Verteilung der Quellenwärme auf kompakte Wärmenetze und eine Reduzierung der Pumpenaufwände (z.B. durch geschlossene Systeme und kurze Wege) geachtet werden.

Des Weiteren ergeben sich oft Probleme bei der Trinkwassererwärmung. So sind „für den Winterbetrieb ausgelegte Nebenantriebe“... [wie Quellen- und Nahwärmenetzpumpen – Anm. d. Verf.] „für den Sommerbetrieb überdimensioniert und verschlechtern die JAZ der Warmwasserversorgung“. Auch bei anderen Umweltwärmequellen ist die Trinkwassererwärmung problematisch, insbesondere bei Nahwärmenetzen, bei denen die Heiznetztemperatur aufgrund der Warmwasserbereitung dauerhaft hochgehalten werden muss (vgl. Hubacher, Bernal, Ehrbar 2010, S. 114). In dieser Arbeit wird ein Bürogebäude als Wärmeabnehmer betrachtet. Die Warmwasserbedarfe von reinen Bürogebäuden sind meistens gering und es findet häufig eine dezentrale Warmwasserbereitung statt. Daher wird auf eine Betrachtung von Trinkwassererwärmung in dieser Arbeit verzichtet. Ferner kann die dezentrale Trinkwarmwasserbereitung auch energetisch günstiger sein¹⁰.

In (Hubacher, Bernal, Ehrbar 2010, 23,29) werden für die Großwärmepumpenanlagen auch Speichergößen genannt. Diese reichen von minimal 9 l/kW bei einer Verbund-Wärmepumpe bis hin zu 144 l/kW bei einem Gewerbebetrieb, der ganzjährigen Wärme- und Kältebedarf aufweist. Der Median liegt bei etwa 30 l/kW. Bei einer Temperaturspreizung von 10 K im Heizkreis ergeben sich damit Laufzeiten von 20 Minuten.

Für die Entwicklung eines sinnvollen Systemkonzeptes (siehe folgendes Kapitel 7) zur Nutzung von Abwasser für die Heizung und Kühlung von Gebäuden seien aus der Literaturrecherche folgende Erkenntnisse zusammengefasst:

1. Verzicht auf zusätzliche Druckverluste wie z.B. den Wärmeübertrager zur Rückkühlung in Abbildung 6.10
2. Die Einsparung solcher Wärmeübertrager bietet auch thermodynamisch Vorteile (fehlende treibende Temperaturdifferenz an diesem WÜ reduziert den von der Wärmepumpe aufzubringenden Temperaturhub).
3. Bei Betrieb des Spitzenlastkessels und zu hohen Rücklauftemperaturen aus dem Heiznetz des Gebäudes soll im Heizkreis eine Schaltung möglich sein, welche das Heizungswasser direkt zum Spitzenlastkessel zurückführt. Damit wird vermieden, dass Energie aus dem Spitzenlastkessel in den Pufferspeicher der Wärmepumpe eingebracht wird und damit ein Wiedereinschalten der Wärmepumpe verzögert.
4. Freie Kühlung ist mit den Fließschemata in Abbildung 6.10 und Abbildung 6.11 möglich, der Betrieb wird aber in den Forschungsberichten nicht beschrieben. Abbildung 5.2 zeigt, dass die sommerlichen Abwassertemperaturen sehr hoch sind. Dadurch eignet sich Abwasserwärme bei Gebäuden mit Betonkernaktivierung nur selten für freie Kühlung. Die später folgende Analyse aus Abschnitt 8.4.1 bestätigt diese Tatsache.
5. Auch bei Verteilung der Abwasserwärme über ein „kaltes“ Nahwärmenetz sollte auf kurze Wege und geringe Druckverluste bzw. Pumparbeit geachtet werden. Ein kaltes Nahwärmenetz bietet sich insbesondere bei der Nutzung von bereits gereinigtem Abwasser an.

¹⁰ Abhängig von Gebäudedämmstandard, Trinkwarmwasserbedarf und Objektgröße/Lage der Hygieneräume/Zapfstellen und damit abhängig von der Dimensionierung der Anschlussleitungen und Pumpen. Daher ist eine Prüfung „am konkreten Objekt“ nötig (Dittmann 2007).

7 Betrachtetes Systemkonzept

Die Entwicklung eines sinnvollen Systemkonzeptes zur Nutzung von kommunalem Abwasser als Wärmequelle/-senke für eine Gas-Absorptionswärmepumpe/-kältemaschine leitet sich aus den Erkenntnissen der Literaturrecherche und einer energetischen Vorbewertung des Heizens und Kühlens von Gebäuden mit einer solchen Systemkonstellation ab.

Die energetische Vorbewertung greift den Aspekt auf, dass eine Gas-Absorptionsmaschine im Heizbetrieb zunächst vorteilhafte primärenergetische Wirkungsgrade aufweist. Im Kühlbetrieb sind diese jedoch deutlich geringer als jene elektrischer Kompressionskältemaschinen. Vor diesem Hintergrund zeigt Abbildung 7.1 das Ergebnis des primärenergetischen Vergleichs zwischen einer Gas-Absorptionswärmepumpe/-kältemaschine zum Heizen und Kühlen eines Gebäudes und einem konventionellen Referenzsystem mit Brennwertkessel zum Heizen und elektrischer Kompressionskältemaschine mit Rückkühlung an die Außenluft zum Kühlen. Um den Vergleich unabhängig von Jahresenergiebedarfen zu gestalten, findet eine Normierung des Primärenergiebedarfes auf den Primärenergiebedarf der Referenzvariante statt. Wichtigster Einflussparameter des durchgeführten Vergleichs ist das Verhältnis aus Kälte- zu Heizbedarf des Gebäudes ($f_K = Q_K/Q_H$). Zur energetischen Charakterisierung der Komponenten werden typische Nenn-Wirkungsgrade angesetzt, da detaillierte Jahresarbeitszahlen oder Hilfsenergiebedarfe noch unbekannt sind. Sie sind in der Legende der Abbildung 7.1 für den Kühlbetrieb (K) und den Heizbetrieb (H) angegeben. Die primärenergetische Bewertung der resultierenden Endenergiebedarfe für Strom und Gas findet über die Primärenergiefaktoren f_{PE} aus Tabelle 9.4 statt. Damit errechnet sich der Primärenergiebedarf der verglichenen Versorgungskonzepte $U_{PE,ij}$ jeweils nach Gleichung (7.1):

$$U_{PE,ij} = Q_H \left(f_{PE,i} \cdot \frac{1}{COP_{H,i}} + f_{PE,j} \cdot \frac{f_K}{COP_{K,j}} \right) \quad (7.1)$$

Durch Normierung auf den Primärenergiebedarf der Referenzvariante kürzt sich Q_H heraus und es ergibt sich das in Abbildung 7.1 dargestellte Verhältnis.

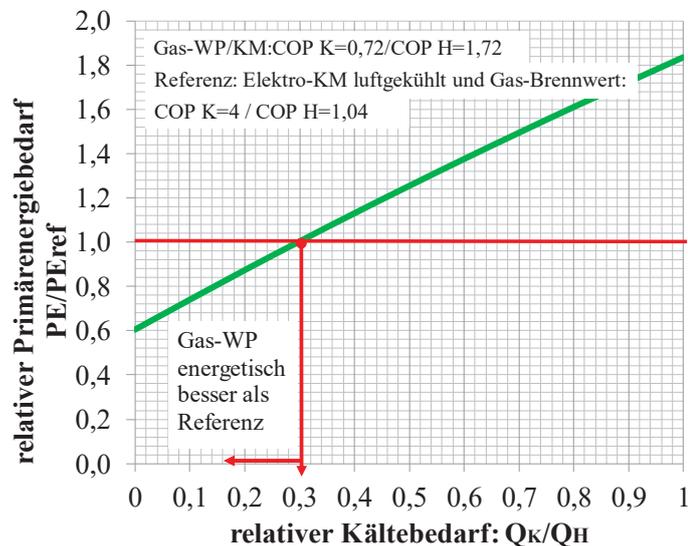


Abbildung 7.1 Einfluss des Verhältnisses aus Kälte- zu Wärmebedarf eines Gebäudes (Q_K/Q_H) auf den Primärenergiebedarf (PE) einer Gas-Absorptionswärmepumpe im Vergleich zu einer Referenzvariante aus Brennwertkessel und elektrischer Kompressionskältemaschine

Im Ergebnis zeigt Abbildung 7.1, dass die Gas-Absorptionswärmepumpe ab einem relativen Kältebedarf von etwa 0,3 keinen primärenergetischen Vorteil mehr besitzt. Bei größeren relativen Kältebedarfen ist die Kombination aus Brennwertkessel und elektrischer Kompressionskältemaschine besser.

Aus dieser energetischen Vorbewertung und der Literaturrecherche leiten sich folgende Aspekte für ein sinnvolles Systemkonzept zur Nutzung von kommunalem Abwasser als Wärmequelle/-senke für eine Gas-Absorptionswärmepumpe/-kältemaschine zum Heizen und Kühlen von Gebäuden ab, um es im Weiteren näheren Analysen zu unterziehen:

1. Zur wirtschaftlichen Anlagengröße gibt es in der Literatur unterschiedliche Aussagen mit genannten Mindestleistungen von 15, 100 und 200 kW. Die am Markt gut eingeführte Gas-Absorptionswärmepumpe der Fa. Robur bzw. das baugleiche OEM-Produkt der Fa. Buderus hat eine Nennheizleistung von ca. 40 kW. Zusammen mit der Überlegung, sowohl eine monovalente Auslegung der Gas-Absorptionsmaschine als auch eine bivalente Auslegung in Kombination mit einem Spitzenlastgerät zu untersuchen, sind Gebäude mit Heiz-/Kühllasten zwischen 40 und 100 kW relevant. Leistungsbereich und die Kombination aus Heiz- und Kühlanforderung sind charakteristisch für kleine bis mittelgroße Bürogebäude.
2. Bei Einbindung von Spitzenlastgeräten zur Kühlung bietet es sich an, elektrische Kompressionskältemaschinen für die Grundlast vorzusehen, da diese im Kühlbetrieb energieeffizienter sind als Gas-Absorptionsmaschinen.
3. Bei Betrieb des Spitzenlastkessels und zu hohen Rücklauftemperaturen aus dem Heiznetz des Gebäudes soll im Heizkreis eine Schaltung möglich sein, welche das Heizungswasser direkt zum Spitzenlastkessel zurückführt. Damit wird vermieden, dass Energie aus dem Spitzenlastkessel in den Pufferspeicher der Wärmepumpe eingebracht wird und damit ein Wiedereinschalten der Wärmepumpe verzögert.
4. Unnötige Wärmeübertrager bzw. Wärmeübergänge sind zu vermeiden, zur Reduktion von Druckverlusten und Wirkungsgradeinbußen im Wärmepumpenprozess. Andererseits ist eine hydraulische Trennung von Medien teils notwendig. Da ein direkt mit Abwasser durchströmter Verdampfer bzw. Kondensator der Wärmepumpe die Wartungsintensität erhöht, wird ein Zwischenkreislauf zwischen Abwasser-Wärmeübertrager und Verdampfer/Kondensator der Wärmepumpe vorgesehen.
5. Kanalrinnenwärmeübertrager aus Edelstahl haben bei den oben genannten Leistungen wirtschaftliche Vorteile gegenüber externen Wärmeübertragern und Inliner-Lösungen. Bauarten mit außen oder in der Kanalwandung angebrachten Wärmeübertragerrohren sind nur für Kanalneubauten interessant. Aus diesen Gründen baut das Konzept auf einem Kanalrinnenwärmeübertrager aus Edelstahl auf. Bei der Berechnung seiner Wärmeübertragungseigenschaften wird die hier auftretende Biofilmbildung berücksichtigt.
6. Verzicht auf Spezial-Lösungen:
 1. Hohe Systemtemperaturen sind zu vermeiden: Untersucht wird ein System mit einer Heiznetz-Auslegungstemperaturpaarung von 55/45 °C, sodass Wärmepumpen noch gute Wirkungsgrade aufweisen.
 2. Eine zentrale Warmwasserbereitung findet nicht statt, weil in Bürogebäuden unüblich.
 3. Ein kaltes Nahwärmenetz mit Abwasser als Wärmeträger bietet sich insbesondere bei der Nutzung von bereits gereinigtem Abwasser an. Gereinigtes Abwasser bzw. Kläranlagen findet sich allerdings häufig nur außerhalb von Siedlungsstrukturen, wodurch eine allgemeine Anwendung stark eingeschränkt ist.

Abbildung 7.2 zeigt das so abgeleitete Systemkonzept als Hydraulikschema, dessen Funktion im folgenden Teil kurz erläutert wird. Die Beschreibung detaillierter Regelungsabläufe folgt in den Abschnitten 8.2.2 und 8.3.2.

Im Winterbetrieb ist die rechte Seite des Hydraulikschemas von Belang. Dabei speist die Gas-Absorptionswärmepumpe/-Kältemaschine (GWP/KM) den Pufferspeicher für Heizwärme (SH). Falls die Temperatur im Pufferspeicher wegen zu geringer Leistung der Wärmepumpe unter den Sollwert sinkt, steht der Spitzenlast-Brennwertkessel (BWK) zur Verfügung. Bei zu hoher Heizungsrücklauftemperatur (> 55 °C) kann der Pufferspeicher über das Ventil VH3.3 umgangen werden, sodass eine Einbringung von Energie des Brennwertkessels in den Pufferspeicher der Wärmepumpe bei zu hohen Rücklauftemperaturen aus dem Heizungsnetz des Gebäudes vermieden wird. Als Wärmequelle für die Wärmepumpe dient das Abwasser. Die Ventile VK2.1 und VK2.2 leiten das Wasser, das als Wärmeträger zwischen dem Abwasser-Wärmeübertrager (AWÜ) und der Wärmepumpe zirkuliert, zum Verdampfer der Wärmepumpe.

Im Sommerbetrieb (linke Seite des Hydraulikschemas) übernimmt eine elektrische Kompressionskältemaschine (KKM) die Grundlast, die Gas-Sorptionskältemaschine die Spitzenlast. Dabei werden die Ventile VK 2.1, VK2.2, VH3.1 und VH3.2 so geschaltet, dass der Pufferspeicher für Kälte (SK) beladen und die Kältemaschinen über den Abwasser-Wärmeübertrager (AWÜ) rückgekühlt werden.

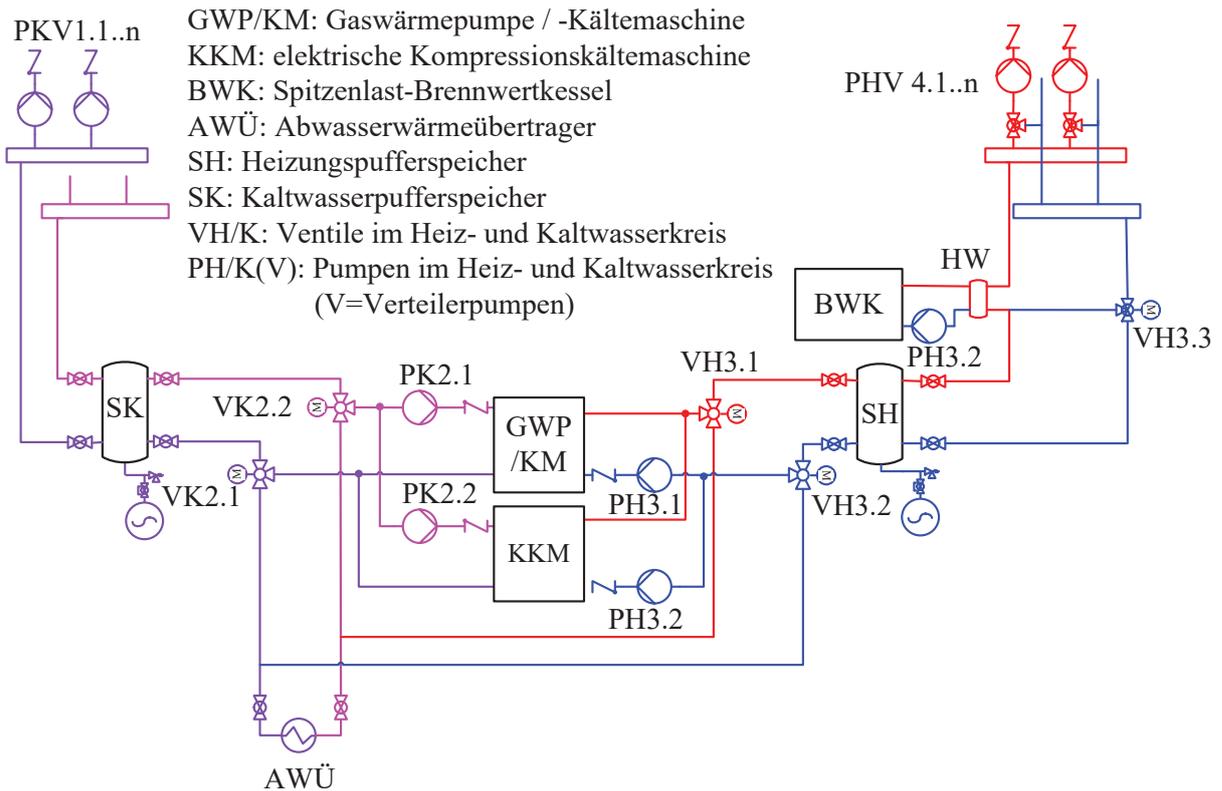


Abbildung 7.2 Hydraulikscha des betrachteten Systemkonzeptes zur Nutzung von Abwasser als Wärmequelle/-senke zur Beheizung und Kühlung von Gebäuden mit Gas-Sorptionswärmepumpe/-Kältemaschine und elektrischer Kompressionskältemaschine

8 Simulationsmodelle und Hardware-in-the-Loop-Tests

Alle Simulationsmodelle wurden mit MATLAB/Simulink unter Verwendung der Toolboxen CARNOT (Thermodynamik und Komponentenmodelle, (Solar Institut Jülich 2013)) und Stateflow (Regelung) aufgebaut. Die Grundlage zur Beschreibung energietechnischer Systeme sind die Massen-, Energie- und Stofferhaltungssätze. Im Folgenden werden diese und die getroffenen Vereinfachungen zur numerischen Behandlung der Erhaltungssätze vorgestellt.

Gleichung (8.1) zeigt die generelle Form der Erhaltungssätze für ein differentielles Volumenelement (Chassaing u. a. 2002, S. 80):

$$\underbrace{\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t}}_i + \underbrace{\frac{\partial(\rho\phi v_k)}{\partial x_k}}_{ii} = \underbrace{\frac{\partial(J_k)}{\partial x_k}}_{iii} + \underbrace{\sum_{iv}}_{iv} \quad (8.1)$$

Die Terme (i bis iv) stehen für die zeitlichen Änderungen (i), die durch die Strömung konvektiv mit den Geschwindigkeiten v_k transportierten (ii) und die auf molekularer Basis (diffusiv, iii) transportierten Erhaltungsgrößen. Darüber hinaus können zusätzliche Quellen und Senken (iv) auftreten. In Gleichung (8.1) ist ρ die Gemischdichte und x_k der Ortsvektor.

Tabelle 8.1 Terme in den Transportgleichungen (Chassaing u. a. 2002, S. 80 ff; Bošnjaković 1997, S. 68 ff.)

Funktion	ϕ	J_k	S
Massen/Stofferhaltung	w_l	$-D_{lm} \frac{\partial w_l}{\partial x_k}$	r_l
Impulserhaltung	v_i	σ_{ik}	ρg_k
Energieerhaltung	$c_p T$	$\lambda \frac{\partial T_k}{\partial x_k} - \rho D_{lm} w_l \frac{\partial(\Delta h_{part,l,m})}{\partial x_k}$	$\epsilon_{ik} - \left(\frac{\partial \ln \rho}{\partial \ln T}\right)_{p,w_l} \frac{Dp}{Dt} + r_l \Delta h_{part,l,m} + \rho \dot{q}$

Gleichung (8.1) und Tabelle 8.1 zeigen die Terme der Erhaltungsgleichungen für ein Kontrollvolumen im kartesischen Koordinatensystem ($i, j, k = x, y, z$) und für eine von zwei Stoffkomponenten (l, m). Für die Erfüllung der Erhaltungssätze sind folgende Prozesse und Größen berücksichtigt:

Die Stoffmenge wird über Massenbrüche w erfasst. Stoffe werden molekular durch Diffusion (Diffusionskoeffizient D) bewegt. Laufen Reaktionen ab, so ändert sich die Stoffmenge durch eine Reaktionsrate r .

Bei der Impulserhaltung wird die Geschwindigkeit v durch den Spannungstensor σ_{ik} , welcher Druckkräfte und den Einfluss viskoser Kräfte ϵ_{ik} berücksichtigt, und durch von außen anliegende Kräfte wie z.B. Beschleunigungen g beeinflusst.

Die Energie im Kontrollvolumen ändert sich durch Temperaturänderung proportional zur spezifischen Wärmekapazität c_p des Gemisches. Beeinflusst wird dies durch die über Wärmeleitung $\lambda \partial T / \partial x$ abgeführten Wärmeflüsse. Kommt es zu Diffusionseffekten $D \partial w / \partial x$, so ändert sich die Zusammensetzung und damit die Enthalpie im Kontrollvolumen, was durch partielle spezifische Enthalpieänderungen $\Delta h_{part,l,m}$ erfasst wird. Als Quellen und Senken treten durch Dissipation ϵ_{ik} , und durch Reaktionen hervorgerufene Energieänderungen $r_l \Delta h_{part,l,m}$ auf. Ferner können auch im Volumenelement gleichmäßig volumetrische Leistungen \dot{q} (z.B. durch Mikrowellenanregung oder elektrische Widerstandsheizung) auftreten. Der Term $(\partial \ln \rho / \partial \ln T)_{p,w_l} Dp / Dt$ ergibt sich aus dem vollständigen Differential der Enthalpie, er ist 0 bei dichtebeständigen Fluiden und nimmt den Wert -1 bei idealen Gasen an. Beim Lösen der Gleichungen können durch Vorgabe von Randbedingungen weitere Quellen und Senken, wie z.B. Wärmetransport durch Strahlung, hinzugefügt werden.

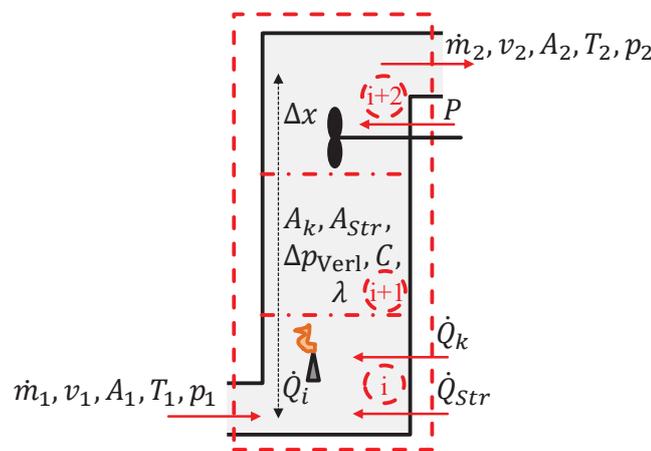
Ausgehend von diesen Erhaltungsgleichungen können energietechnische Systeme auf verschiedenen Stufen der Detaillierung durch Simulationen/Berechnungen untersucht werden. Tabelle 8.2 zeigt typische Anwendungen und die Einordnung der in dieser Arbeit verwendeten Software MATLAB Simulink CARNOT im Vergleich zu anderen Simulations-/Berechnungsverfahren.

Tabelle 8.2 Möglichkeiten und Detaillierungsgrad von energietechnischen Simulationen/Berechnungen

Berechnungs-/Simulationstyp	Detaillierungsgrad, Systemgröße und beispielhafte Anwendung
CFD/FEM/FDM ¹¹	Hohe zeitliche/örtliche stoffliche Auflösung möglich. Eher geringe Systemgröße, z.B. Komponentenentwicklung (Fallfilmverdampfer einer Absorptionswärmepumpe).
(Dynamische) Simulationsverfahren (z.B. MATLAB Simulink CARNOT)	Häufig Beschränkung auf 1-D bzw. 2-D Analyse. Dafür größere Systemgröße als bei CFD. Hohe zeitliche Auflösung. Anwendung: z.B. Systemsimulation wie in dieser Arbeit.
Statische Berechnungen (z.B. Tabellenrechenverfahren nach DIN 18599)	Größere Systemgröße möglich, als bei obigen dynamischen Verfahren. Dafür i.d.R. keine bzw. keine detaillierte Berücksichtigung von Speichereffekten, Regelungsdynamiken.

Für die Berechnung obiger Erhaltungssätze werden diese i.d.R. diskretisiert und unter Vorgabe von Rand- und Startbedingungen mit numerischen Verfahren gelöst. Wie bereits in obiger Tabelle 8.2 geschildert, ist für die vollständige numerische Lösung der Erhaltungsgleichungen (wie z.B. mit CFD möglich) eine hohe örtliche Diskretisierung erforderlich. Dies ermöglicht einen sehr detaillierten Blick auf die örtlichen Gegebenheiten (als Beispiel: Druckverteilung im Wärmeübertrager). Um die Rechenzeit bei dynamischen Systemsimulationen zu begrenzen, werden daher für die Systembetrachtung irrelevante Terme in den Gleichungen zusammengefasst und falls möglich auf eine örtliche Diskretisierung verzichtet. Ob dies möglich ist, wird anhand von Kennzahlen wie z.B. der BIOT Zahl¹² oder durch Vergleich mit experimentellen Daten, aber auch durch Erfahrung entschieden. Für das Beispiel der Druckverlustberechnung eines Wärmeübertragers gilt: Die Kenntnis über die Druckverteilung im Wärmeübertrager ist nicht zielführend, die auftretenden energetischen Verluste können hinreichend genau durch einen kombinierten Druckverlust für den Wärmeübertrager und dessen Anschlussstutzen beschrieben werden. Solche Modelle werden in der englischen Literatur als „lumped parameter model“ bezeichnet (Jakubith 1991, S. 195), im deutschen als Block- oder Zellenmodell.

Abbildung 8.1 zeigt einen beliebigen thermodynamischen Körper mit aus- und eintretenden Stoffströmen, Wärmeströmen und Leistungen. Dieser soll als Blockmodell behandelt werden.


Abbildung 8.1 Thermodynamischer Körper mit zu- und abgeführten Stoffströmen und Leistungen

In den in MATLAB Simulink CARNOT Blockmodellen, wie sie in dieser Arbeit verwendet wurden, werden Fluide, mit Ausnahme von feuchter Luft, als nicht trennbare Gemische über mittlere spezifische Stoffgrößen behandelt. D.h. eine ortsabhängige Betrachtung der Stoffkonzentration, wie mit Gleichung (8.1) möglich, wird nicht durchgeführt sondern einmalig festgelegt und bleibt folglich im Stoffkreislauf konstant. Eine Ausnahme besteht bei

¹¹ CFD = Computational fluid dynamics, FEM = Finite Elemente Methode, FDM = Finite Differenzen Methode

¹² Bei der instationären Erwärmung eines Körpers durch ein Fluid kann davon ausgegangen werden, dass kein Temperaturgradient im Körper herrscht, wenn die BIOT-Zahl: $Bi = \alpha L / \lambda$ wesentlich kleiner als 1 ist. D.h. bei gegebener charakteristischen Länge L und Wärmeleitung λ ist der Wärmeübergangskoeffizient α so gering, dass in der Fluidgrenzschicht ein großer Temperaturgradient herrscht und nicht im Körper. Gleiches gilt für sehr hohe Werte von λ und damit sehr gute Wärmeleitung im Körper.

feuchter Luft. Hier kann die Wasserbeladung der Luft durch Quellen und Senken beeinflusst werden (z.B. der Mensch als Feuchtequelle und ein Gebläsekühler als Feuchtesenke der Rauminnenluft). Mit dieser Annahme kann die Massen- und Stoffbilanzierung auf Basis des Massenstroms \dot{m} behandelt werden:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 = \dot{m}$$

Für die Energiebilanz wird vereinfachend der 1. Hauptsatz der Thermodynamik für offene Fließprozesse angewendet,

$$-\frac{dE}{dt} = \sum \dot{m}_{aus} \left(h_{aus} + \frac{1}{2} v_{aus}^2 + g x_{aus} \right) - \sum_{ein} \dot{m}_{ein} \left(h_{ein} + \frac{1}{2} v_{ein}^2 + g x_{ein} \right) - \Sigma \dot{Q} - \Sigma P, \quad (8.2)$$

der für obigen Körper lautet:

$$\frac{dE}{dt} = \dot{m} \left(h_1 - h_2 + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} + g(x_1 - x_2) \right) + \dot{Q}_{Str} + \dot{Q}_k + \dot{Q}_L + \dot{Q}_i + P, \quad (8.3)$$

mit dE/dt : der zeitlichen Änderung der Energie, h : der spezifischen Enthalpie (des Gemisches/des Reinstoffes), v : der mittleren Geschwindigkeit im Strömungsquerschnitt, $g(x_1 - x_2)$: der Erdbeschleunigung und der Höhendifferenz.

Wärmeleistungen können durch Strahlung: $\dot{Q}_{Str} = \epsilon A_{Str} \sigma (T_U^4 - T^4)$ und durch (freie, dichtegetriebene) Konvektion $\dot{Q}_k = k A_k (T_U - T)$ an die Umgebung (mit der Umgebungstemperatur T_U) und durch Wärmeleitung $\dot{Q}_{L,i} = \lambda A_L / s (T_i - T_{i+1})$ zu- oder abgeführt werden. Innere Wärmequellen/-senken werden durch \dot{Q}_i berücksichtigt. Gleiches gilt für mechanische Leistungen P . Diese Leistungen werden oft durch einen arbeitspunktabhängigen Wirkungsgrad oder ein Leistungskennfeld wiedergegeben (Beispiele: Pumpenleistung in Abhängigkeit des Volumenstromes, Wärmepumpenwirkungsgrade in Abhängigkeit der Temperaturen).

Bei Annahme eines dichtebeständigen Fluides kann Gleichung (8.3) mit $dh = c_p dT + \rho^{-1} dp$ umgeschrieben werden zu:

$$C \frac{dT_2}{dt} = \dot{m} \left(c_p (T_1 - T_2) + \frac{p_1 - p_2}{\rho} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} + g(x_1 - x_2) \right) + \dot{Q}_{Str} + \dot{Q}_k + \dot{Q}_L + P + \dot{Q}_i \quad (8.4)$$

Damit können Druckerhöhungen durch Pumpen aber auch Druckverluste abgebildet werden. Druckverluste werden durch quadratische Ansätze in Abhängigkeit der Geschwindigkeit $\Delta p_{Verl} = \xi_v \rho v^2 / 2$ oder des Massenstromes $\Delta p_{Verl} = \xi \dot{m}^2$ berücksichtigt. Die Stoffdaten $h(T)$, $c_p(T)$ und $\rho(T)$ werden in CARNOT (Solar Institut Jülich 2013) temperaturabhängig auf Grundlage diverser Regressionsgleichungen ermittelt.

Ferner ist in Gleichung (8.4) die Energieänderung $dE/dt = C dT/dt$ gesetzt. Wobei C im Sinne des Blockmodellansatzes eine zusammengefasste Wärmekapazität aus enthaltenem Fluid $m_{fl} \cdot c_p$ und der Wärmekapazität des Bauteils ist.

Bestimmte Körper z.B. lange Rohrleitungen, Speicher oder dicke Wände können nicht als zusammengefasstes Bauteil betrachtet werden. Hier ist eine örtliche Diskretisierung notwendig. In Abbildung 8.1 ist dies durch die strichpunktierten Linien angedeutet: der Körper wird in einer örtlichen Dimension in einzelne Berechnungsknoten unterteilt.

Bei reinen Festkörpern verschwinden die an den Massenstrom gekoppelten Terme und die mechanische Leistung. Alle weiteren Wärmetransportprozesse sind weiterhin möglich, auch die Abgabe von inneren Leistungen wie z.B. eine elektrische Fußbodenheizung (über den Term \dot{Q}_i).

Die Behandlung von transparenten Bauteilen (Fenstern) ist mit obigen Gleichungen nicht möglich. Hier ist eine gesonderte Betrachtung nötig, es sei hier auf die Literatur verwiesen (Solar Institut Jülich 2013).

Für konkrete Bauteile wird der erste Hauptsatz entsprechend vereinfacht bzw. konkretisiert und in den Modellen umgesetzt. Die folgenden Gleichungen zeigen dies beispielhaft gemäß Abbildung 8.2 für die Temperaturen in

einem Gasbrennwertkessel und in der angeschlossenen Rohrleitung für das erste Rohrleitungselement unter folgenden Annahmen: keine Druckverluste, gleiche Ein- und Austrittsquerschnitte und Ein-/Austritte auf gleicher Höhe. Somit ist $p_2 - p_1 = 0$ und $v_2^2 - v_1^2$.

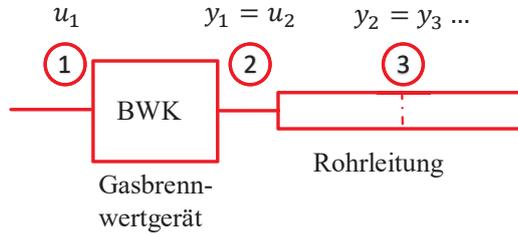


Abbildung 8.2 Gasbrennwertgerät mit angeschlossener Rohrleitung

Die Gleichungen für den Gasbrennwertkessel (mit innerer Wärmeleistung \dot{Q}_i):

$$C_{\text{BWK}} \frac{dT_2}{dt} = \dot{m}c_p(T_1 - T_2) + kA_{\text{BWK}} \left(T_U - \frac{T_2 + T_1}{2} \right) + \dot{Q}_i$$

$$\dot{T}_2 = T_2 \left(-\frac{\dot{m}c_p}{C_{\text{BWK}}} - \frac{kA_{\text{BWK}}}{2C_{\text{BWK}}} \right) + T_1 \left(\frac{\dot{m}c_p}{C_{\text{BWK}}} - \frac{kA_{\text{BWK}}}{2C_{\text{BWK}}} \right) + \frac{\dot{Q}_i}{C_{\text{BWK}}} + \frac{kA_{\text{BWK}}}{C_{\text{BWK}}} T_U$$

Die Gleichungen für das erste Rohrleitungsstück:

$$C_{\text{Rohr}} \frac{dT_3}{dt} = \dot{m}c_p(T_2 - T_3) + kA_{\text{Rohr}} \left(T_U - \frac{T_3 + T_2}{2} \right) + \lambda A_L / s (T_2 - T_3)$$

$$\dot{T}_3 = T_3 \left(-\frac{\dot{m}c_p}{C_{\text{Rohr}}} - \frac{kA_{\text{Rohr}}}{2C_{\text{Rohr}}} - \frac{\lambda A_L}{sC_{\text{Rohr}}} \right) + T_2 \left(-\frac{\dot{m}c_p}{C_{\text{Rohr}}} + \frac{kA_{\text{Rohr}}}{2C_{\text{Rohr}}} + \frac{\lambda A_L}{sC_{\text{Rohr}}} \right) + \frac{kA_{\text{Rohr}}}{C_{\text{Rohr}}} T_U$$

Obige Gleichungen können in die Zustandsraumdarstellung der Regelungstechnik überführt und je nach Schaltungsvariante (hier Reihenschaltung) miteinander gekoppelt werden. Dadurch entsteht ein Gleichungssystem für das Gesamtmodell. Dieses wird dann unter Vorgabe der Start- und Randbedingungen numerisch gelöst. Die folgenden Gleichungen zeigen die Zustandsraumdarstellung der Regelungstechnik (Lunze 2008, S. 74,96) mit dem Eingangsvektor \mathbf{u} , dem Ausgangsvektor \mathbf{y} , dem Zustandsvektor \mathbf{x} , der Systemmatrix \mathbf{A} , welche die Dynamik darstellt, der Ausgangsmatrix \mathbf{C} und der Durchgangsmatrix \mathbf{D} , die i.d.R. 0 ist

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{u}$$

$$\mathbf{y} = \mathbf{C}\mathbf{x} + \mathbf{D}\mathbf{u}$$

Angewendet für obigen Gasbrennwertkessel ergibt sich:

$$\mathbf{x}_1 = \begin{bmatrix} T_2 \\ T_U \end{bmatrix}, \mathbf{A}_1 = \begin{bmatrix} -\frac{\dot{m}c_p}{C_{\text{BWK}}} - \frac{kA_{\text{BWK}}}{2C_{\text{BWK}}} & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}, \mathbf{u}_1 = \begin{bmatrix} T_1 \\ \dot{Q}_i \end{bmatrix}, \mathbf{B}_1 = \begin{bmatrix} \left(\frac{\dot{m}c_p}{C_{\text{BWK}}} - \frac{kA_{\text{BWK}}}{2C_{\text{BWK}}} \right) & \frac{kA_{\text{BWK}}}{C_{\text{BWK}}} + \frac{1}{C_{\text{BWK}}} \\ 0 & 0 \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{C}_1 = [1 \ 1], \mathbf{D}_1 = [0]$$

Für das obige Rohrteilstück ergibt sich:

$$\mathbf{x}_2 = [T_3], \mathbf{A}_2 = \begin{bmatrix} -\frac{\dot{m}c_p}{C_{\text{Rohr}}} - \frac{kA_{\text{Rohr}}}{2C_{\text{Rohr}}} - \frac{\lambda A_L}{sC_{\text{Rohr}}} & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}, \mathbf{u}_2 = \begin{bmatrix} T_2 \\ T_U \end{bmatrix}, \mathbf{B}_2 = \begin{bmatrix} \left(-\frac{\dot{m}c_p}{C_{\text{Rohr}}} + \frac{kA_{\text{Rohr}}}{2C_{\text{Rohr}}} + \frac{\lambda A_L}{sC_{\text{Rohr}}} \right) & \frac{kA_{\text{Rohr}}}{C_{\text{Rohr}}} \\ 0 & 0 \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{C}_2 = [1 \ 1], \mathbf{D}_2 = [0]$$

Für das gekoppelte System ergibt sich nach gleicher Methode (für die Reihenschaltung):

$$\begin{bmatrix} \dot{\mathbf{x}}_1 \\ \dot{\mathbf{x}}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{A}_1 & \mathbf{0} \\ \mathbf{B}_2\mathbf{C}_1 & \mathbf{A}_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{x}_1 \\ \mathbf{x}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{B}_1 \\ \mathbf{B}_2\mathbf{D}_1 \end{bmatrix} \mathbf{u}$$

$$\mathbf{y} = [\mathbf{D}_2\mathbf{C}_1 \ \mathbf{C}_2] \begin{bmatrix} \mathbf{x}_1 \\ \mathbf{x}_2 \end{bmatrix} + [\mathbf{D}_2 \ \mathbf{D}_1][\mathbf{u}]$$

Die Modelle werden in MATLAB Simulink CARNOT graphisch programmiert. Die Koppelung der Modelle geschieht über „Vektoren“ oder den „Thermo-Hydraulic Bus“ (THB, in Analogie zu den Ein- und Ausgangsvektoren der Zustandsraumdarstellung). In diesen Datenformaten sind alle in der Simulation genutzten Zustands- und Prozessgrößen enthalten (Tabelle 8.3).

Tabelle 8.3 Im „Thermo-Hydraulic Bus“ enthaltene Zustands- und Prozessgrößen

Name im THB	Beschreibung	Einheit	Bemerkungen
ID	Stoffstrom ID	-	Wird durch die Simulation gesetzt
Temperature	Temperatur T	°C	Zustandsgröße
MassFlow	Massenstrom \dot{m}	kg/s	Prozessgröße
Pressure	Druck p	Pa	Zustandsgröße
FluidType	Fluid Art	-	
FluidMix	Stoffanteil 1	Hängt vom Fluid ab	Wird in der Pumpe gesetzt
FluidMix2	Stoffanteil 2		
FluidMix3	Stoffanteil 3		
DiameterLast-Piece	Hydraulischer Durchmesser des letzten Bauteils	m	
DPConstant	Konstanter Druckverlustkoeffizient	Pa	
DPLinear	Linearer Druckverlustkoeffizient	Pa s/kg	Aufsummierte Druckverlustkoeffizienten (bei Verwendung einer Pumpe, die eine Arbeitspunktberechnung zulässt)
DPQuadratic	Quadratischer Druckverlustkoeffizient ξ	Pa s ² /kg ²	
HydraulicInductance	hydraulische Induktivität	1/m	
GeodeticHeight	geodätische Höhe	m	

Neben dem THB gibt es noch die in Tabelle 8.4 aufgeführten Vektoren. In der Tabelle ist auch deren Funktion erläutert.

Tabelle 8.4 Weitere in der CARNOT-Toolbox enthaltene Vektoren/Datenformate und deren Funktion

Vektor	Funktion
Weather Data Vector	Wetterdaten (Temperatur, Global- und Direktstrahlung, Niederschlag etc.)
Fuel Vector	Brennstoffart, -temperatur, -druck, Sauerstoffbedarf, Heizwert und Stoffzusammensetzung (C H S N H ₂ O), etc.
The Eco Vector	Aus Brennstoff generierter Strom/Wärme und Luftschadstoffe
The Building Vectors	Wärmeströme aus inneren und äußeren Quellen/Senken, sowie Luft-, Wasserdampf-, CO ₂ -Massenströme

Das in vorigem Kapitel 7 vorgestellte Systemkonzept wurde in zwei Gesamtmodelle für Kühlen und Heizen (siehe Abschnitte 8.2 und 8.3) überführt. Ansonsten müssten bei einem Gesamtmodell Komponenten aus dem Heizbetrieb im Kühlbetrieb immer mitsimuliert werden, auch wenn sie nicht aktiv sind. Der Wetterdatensatz liefert mit seinen Temperaturen und Globalstrahlungen die nötigen Randbedingungen für die Simulation (Abschnitt 8.1). Die Abschnitte 8.4 bis 8.6 gehen auf die in der Arbeit neu entwickelten CARNOT-Einzelmodelle für Abwasserkanal, Abwasser-Wärmeübertrager und Gas-Sorptionswärmepumpe ein. Der Validierung der Gaswärmepumpe mittels HiL-Tests ist ein eigener Abschnitt gewidmet (Abschnitt 8.7). Weitere aus der CARNOT-Toolbox verwendete, angepasste Modelle sind im Anhang (Abschnitt 13.2) aufgeführt.

8.1 Randbedingungen

Das (numerische) Lösen der auf Basis von Differentialgleichungen beschriebenen Modelle erfordert die Vorgabe von Startwerten und Randbedingungen. Bei der Analyse von Heiz- und Kühlsystemen liefert der Wetterdatensatz (Abschnitt 8.1.1) mit seinen Temperaturen und Globalstrahlungen die Randbedingungen für die Simulation. In Kombination mit dem Gebäudemodell (Abschnitt 8.1.3) ergibt sich die an den Heiz- und Kühlaggregaten anliegende Last. Zur Überprüfung der Regelung und für die Hardware-in-the-Loop-Tests werden aus den Wetterdaten Typtage durch ein Clusterverfahren (Abschnitt 8.1.2) ausgewählt. Die Hardware-in-the-Loop-Tests liefern damit aussagekräftige Validierungsdaten für die Modelle.

8.1.1 Wetterdaten

Die Simulation des Abwasserkanals erforderte einen Wetterdatensatz welcher auch die Niederschlagsmengen enthält. Als Wetterdatensätze werden vom Bundesinstitut für Bau-, Stadt- und Raumforschung Testreferenzjahre zur Verfügung gestellt (BBR 2013), diese enthalten allerdings keine Niederschlagsmengen. Wetterdatensätze können auch durch Software wie Meteonorm (Meteotest AG 2010) erzeugt werden. In diesen Datensätzen ist aufgrund der Mittelung die tägliche Regenmenge über mehrere Jahre hinweg enthalten. Die in Meteonorm zur Verfügung stehenden Statistikprozeduren, welche die Mittelungseffekte reduzieren, führten beim Niederschlag zu unbefriedigenden Ergebnissen. Daher wurde ein realer Wetterdatensatz gewählt. Deutschland wird in 15 Klimaregionen eingeteilt. Klimaregion 5, die „Niederrheinisch-westfälische Bucht und Emsland“, wurde wegen ihrer hohen Flächenbesiedlung und ihrem demnach hohen Abwasserwärmenutzungspotential gewählt. Referenzwetterstation ist Essen. Beim Deutschen Wetterdienst DWD lagen hier allerdings keine Globalstrahlungsdaten vor. Daher wurde die Wetterstation Düsseldorf Flughafen gewählt. Die Daten wurden vom ftp-Server des DWD und im Falle der Globalstrahlung kommerziell vom DWD bezogen. Zur Auswahl des passenden Jahres wurden Mittelwerte der in Tabelle 8.5 enthaltenen Daten für die Heiz- und Kühlperiode jeweils durch den langjährigen Gesamtmittelwert der Heiz- und Kühlperiode geteilt. Das Verhältnis ist als prozentualer Wert dargestellt. Die letzte Zeile gibt an, ob Globalstrahlungsdaten vorhanden sind und ob diese mit Fehlern behaftet sind. Das Jahr 2013 wurde aufgrund der geringen Abweichungen zum langjährigen Mittel und aufgrund der fehlerfreien Globalstrahlungsdaten gewählt. Das, in Bezug auf Abweichungen, etwas bessere Jahr 2011 wurde nicht gewählt, da es eher zu hohe Temperaturen in der Heizperiode aufweist.

Tabelle 8.5 Auswahl des Wetterdatensatzes auf Grundlage von Verhältnissen der gemittelten Daten für Heiz- und Kühlperiode zum langjährigen Mittelwert der Heiz- und Kühlperiode. n = nicht vorhanden, f = fehlerbehaftet

Messwert	Periode	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014
Lufttemperatur	Heizperiode	98%	104%	103%	110%	96%	97%	75%	111%	96%	87%	123%
	Kühlperiode	98%	100%	106%	102%	98%	103%	97%	103%	97%	97%	100%
Luftdruck	Heizperiode	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%
	Kühlperiode	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%
Relative Feuchte	Heizperiode	100%	101%	99%	99%	101%	100%	101%	98%	102%	101%	98%
	Kühlperiode	104%	100%	97%	100%	102%	97%	98%	99%	102%	99%	102%
Windgeschwindigkeit	Heizperiode	101%	98%	106%	102%	104%	97%	95%	99%	99%	99%	99%
	Kühlperiode	102%	96%	104%	109%	102%	96%	95%	105%	103%	99%	89%
Niederschlags-höhe	Heizperiode	103%	104%	101%	114%	104%	125%	91%	93%	103%	92%	72%
	Kühlperiode	96%	104%	98%	118%	116%	79%	103%	91%	92%	75%	128%
Gradtagzahl ¹³	Heizperiode	102%	97%	97%	95%	105%	102%	114%	92%	104%	107%	85%
Globalstrahlungssumme	Heizperiode	n	n	n	n	n	f	88%	104%	f	97%	111%
	Kühlperiode	n	n	n	n	n	f	95%	103%	f	100%	102%
Standardabweichung der Verhältnisse		2%	3%	3%	7%	5%	10%	9%	6%	3%	8%	14%

¹³ Die Gradtagzahl ist die Summe der Temperaturdifferenz zwischen einer Raumtemperatur (hier 22 °C) und der Außentemperatur für einen bestimmten Zeitraum (hier nach Heizperiode, normalerweise über ein Jahr). Die Summe wird nur über Tage gebildet, welche eine mittlere Außentemperatur geringer 15 °C aufweisen.

Für die Jahressimulationen wurden die Dauer der Kühlperiode vom 1. Juni bis zum 31. August und die Dauer der Heizperiode vom 1. Oktober bis 10. April festgelegt.

8.1.2 Typtageauswahl

Hardware-in-the-Loop-Tests erfolgen in Echtzeit. HiL-Tests zum Jahres-Betriebsverhalten von Energiesystemen würden folglich auch ein Jahr dauern, was nicht praktikabel ist. Eine übliche Vorgehensweise ist deshalb der HiL-Test an sogenannten „Typtagen“, welche für den Anlagenbetrieb im Verlauf eines Jahres charakteristisch sind. Während für thermische Solaranlagen oder Blockheizkraftwerke bereits solche Typtage in verschiedener Art und Weise definiert sind, ist dies für Systeme zur Abwasserwärmenutzung mit Wärmepumpen bzw. Kältemaschinen nicht der Fall. Deshalb war es notwendig, im Rahmen der vorliegenden Arbeit eigene Typtage zur Untersuchung dieser Systeme zu ermitteln. Dies erfolgt hier über Clusterverfahren. Gefundene Cluster fassen Tage des Jahres mit ähnlichen Randbedingungen und folglich ähnlichen Betriebsabläufen zusammen. Die Clustermittelpunkte entsprechen den Typtagen.

Als Clusterverfahren kommt hier eine Kombination aus dem k-means++-Algorithmus (Arthur, Vassilvitskii 2007; Matlab 2014b) und dem OPTICS-Algorithmus (Ankerst u. a. 1999; Kendall 2015) zum Einsatz. Das k-means++-Verfahren ist zwar leistungsfähig und weit verbreitet, nachteilig ist aber die zwingende Vorgabe einer gewünschten Cluster- bzw. Typtageanzahl. Dies ist im vorliegenden Falle der Untersuchung eines Systems zur Abwasserwärmenutzung mit Wärmepumpen bzw. Kältemaschinen zur Heizung und Kühlung von Gebäuden im Voraus schwierig. Das OPTICS-Verfahren hilft an dieser Stelle weiter. Es ermittelt unter Vorgabe einer Mindestanzahl an Objekten bzw. Tagen je Cluster eine sinnvolle Anzahl an Clustern. Zur Veranschaulichung der beiden Verfahren dient Abbildung 8.3.

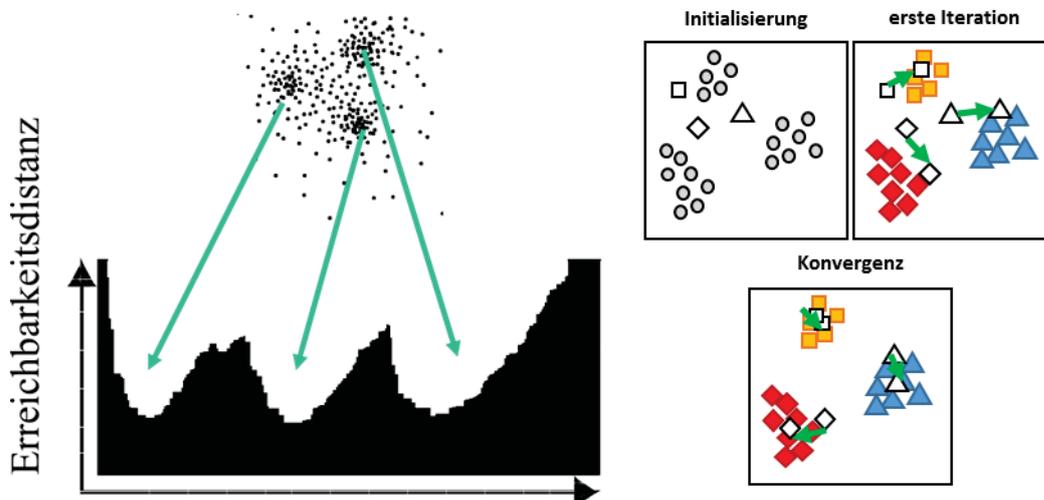


Abbildung 8.3 Vorgehen des OPTICS Verfahrens links und des k-means-Verfahrens rechts (nach Abfal, et al. 2009, S. 258,183)

OPTICS ist ein dichte-basiertes Verfahren. Zur Erläuterung siehe Abbildung 8.3, links. OPTICS ermittelt, ausgehend von einem beliebigen Objekt die Abstände zu den Nachbarn. Ausgehend vom Startobjekt wird als nächstes das Objekt mit der geringsten Erreichbarkeitsdistanz besucht und gleiches Prozedere von dort aus weiter durchgeführt. Die dabei ermittelten Erreichbarkeitsdistanzen werden in einem Clusterordnungsdiagramm dargestellt (in Abbildung 8.3 links unten). Die Cluster können nach (Ankerst u. a. 1999) automatisch separiert werden. Sie werden getrennt, wenn die Änderung der Erreichbarkeitsdistanzen in der Abfolge im Clusterordnungsdiagramm einen vorgegebenen Prozentwert überschreitet. OPTICS findet damit Cluster verschiedener Dichte. Es ermöglicht somit ein hierarchisches Clustern, d.h. kleine Cluster höherer Dichte können in übergeordneten größeren Clustern geringerer Dichte enthalten sein. Hier wird speziell nach den kleineren dichten Clustern gesucht. Mindestens 4 Tage sollen dabei zu einem Cluster zusammengefasst werden. Die so mit OPTICS ermittelte Clusteranzahl und die Mittelpunkte der Cluster werden anschließend dem k-means++-Algorithmus zur Initialisierung übergeben.

Bei k-means++ werden ausgehend von einer vorgegebenen Clusteranzahl (im Beispiel in Abbildung 8.3 rechts: drei) initiale Clustermittelpunkte gesetzt. Anschließend wird die Position der Clustermittelpunkte so optimiert, dass der folgende Fehler: $F = \sum_{j=1}^k \sum_{i=1}^n D(x_i, c_j)$ minimiert wird. Dabei ist n die Anzahl an Datenpunkten, x_i der Datenpunkt und c_j der Clustermittelpunkt von insgesamt k Clustern. $D()$ ist eine Distanzfunktion (hier die Euklidische Distanz).

Im vorliegenden Fall sind die Tage der Heizperiode im Winter und der Kühlperiode im Sommer getrennt zu clustern. Als maßgebliche Einflussgrößen für das zu untersuchende Abwasserwärmenutzungssystem fließen folgende Größen, jeweils als Tagesmittelwerte, in die Clusterung ein: die Umgebungstemperatur und die Globalstrahlung (wirken beide maßgeblich auf die Heiz- und Kühllast des Gebäudes), sowie die Abwassertemperatur und der Abwasserfluss (wirken beide maßgeblich auf die Leistung des Abwasser-Wärmeübertragers und damit den Wirkungsgrad des Systems). Es handelt sich folglich um einen vierdimensionalen Clusterraum. Die Werte für Abwassertemperatur und Abwasserfluss werden mit einem Kanal-Modell nach Abschnitt 8.4 erzeugt, ebenfalls in Abhängigkeit der Düsseldorfer Wetterdaten aus 2013 (in das Kanalmodell gehen aus dem Wetterdatensatz Niederschlag und Taupunkttemperatur mit ein). Um allen Einflussgrößen im Clusterverfahren die gleiche Bedeutung zuzuweisen, ist noch eine Normierung z.B. auf einen Wertebereich von 0 bis 1 notwendig.

Das OPTICS-Verfahren ermittelt unter diesen Randbedingungen und unter Vorgabe einer Mindestanzahl von vier Tagen pro Cluster für die Heizperiode eine sinnvolle Clusteranzahl von sechs. Für die Sommerperiode ergeben sich fünf Cluster. Die Ergebnisse des damit gespeisten k-means++-Verfahrens zeigt Abbildung 8.4 für die vier Dimensionen der Clusterung, exemplarisch für die Heizperiode. Zur Auswahl des Typtages, der ein Cluster repräsentiert, wird jeweils ein Tag gewählt, der möglichst nah an der Clustermitte liegt. Die Clustermitte ist als gefüllter Punkt und der gewählte Typtag als Stern in Abbildung 8.4 eingetragen.

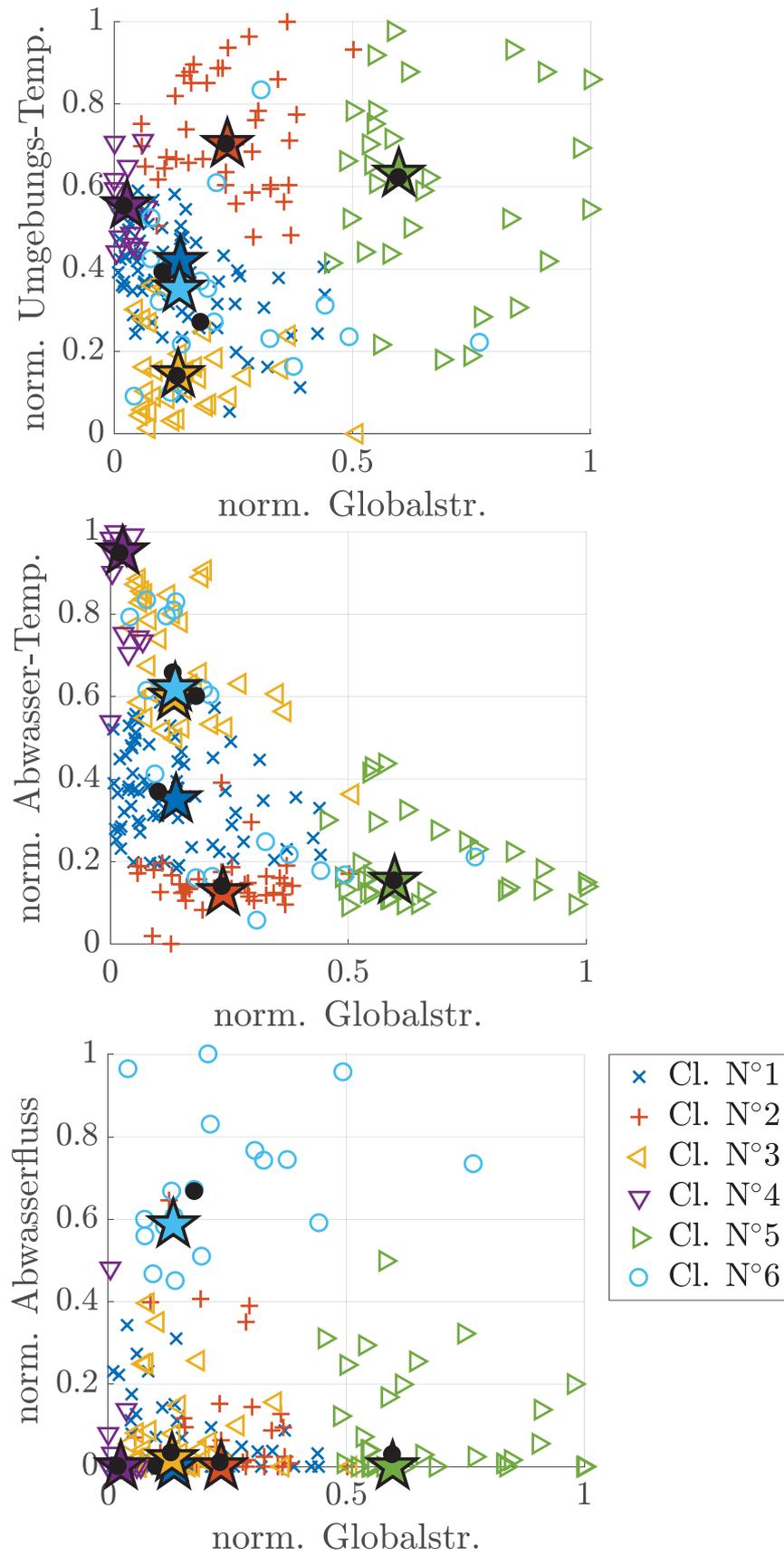


Abbildung 8.4: Mit dem Clusterverfahren gefundene Cluster für die Heizperiode und daraus gewählte Typtage (gefüllter schwarzer Punkt = Clustermittelpunkt; Stern = nächstgelegener Tag = Typtag)

Die gefundenen Cluster und Typtage für die Heizperiode lassen sich wie folgt charakterisieren (aus Goebel u. a. 2017):

Tabelle 8.6 Beschreibung der Cluster hinsichtlich der Ausprägung (- gering, o mittel, + hoch) der Einflussgrößen (dimensionslose Tagesmittelwerte der Globalstrahlung \bar{G}_G , Umgebungstemperatur \bar{T}_U , Abwassertemperatur \bar{T}_A und Abwasservolumenstrom \bar{V}_A . U ist der Umfang des Clusters in Tagen.)

Cluster	\bar{G}_G	\bar{T}_U	\bar{T}_A	\bar{V}_A	U /d	Anmerkung
1	-o	o	o	-	75	sehr geringe bis mittlere Globalstrahlungen, mittlere Umgebungs- und Abwassertemperaturen, keine bis geringe Niederschläge d.h. (sehr) geringe Abwasserflüsse
2	o	+	-	-	42	mittlere Globalstrahlungen, hohe Umgebungs- und niedrige Abwassertemperaturen, keine bis geringe Niederschläge d.h. (sehr) geringe Abwasserflüsse (Frühling: Abwasser noch kalt aus dem Winter, Umgebungstemperatur auch aufgrund erhöhter Globalstrahlungen schon hoch)
3	-o	-	+	-	31	geringe bis mittlere Globalstrahlungen, geringe Umgebungs- und hohe Abwassertemperaturen, keine bis geringe Niederschläge d.h. (sehr) geringe Abwasserflüsse (Herbst/ Winter: Abwasser noch warm aus Sommer und Herbst, Umgebungstemperatur schon niedrig)
4	-	o	+	-	14	sehr geringe Globalstrahlungen, mittlere Umgebungs- und hohe Abwassertemperaturen, keine Niederschläge d.h. sehr geringe Abwasserflüsse (trübe Herbsttage: Abwasser noch warm aus dem Sommer, Umgebungstemperatur mittel)
5	+	+	o	-o	31	hohe Globalstrahlungen, hohe Umgebungs- und mittlere Abwassertemperaturen, keine bis mittlere Niederschläge d.h. sehr geringe bis mittlere Abwasserflüsse (sonnige Herbst-, Winter- und Frühlingstage)
6	-o	-+	-+	+	19	starke Niederschläge d.h. hohe Abwasserflüsse bei breiter Streuung der übrigen Einflussgrößen

Die gefundenen sechs Typtage bilden, in ihrer jahresabhängigen Reihenfolge, den Kern des Typtagwetterdatensatzes der Heizperiode, sowohl für die HiL-Versuche als auch für Testsimulationen zur Überprüfung der Regelung. Aufgrund der thermischen Trägheit des Gebäudes wird der erste Typtag zur Konditionierung des Gebäudemodells doppelt ausgeführt. Zudem werden noch fünf Extremtage angehängt, um das Energiesystem auch an den Grenzen der Einflussgrößen testen zu können. Die Auswahlkriterien für diese Tage sind: hohe Umgebungstemperatur und Globalstrahlung, niedrige Umgebungstemperatur und Globalstrahlung, niedrige Abwassertemperatur, hohe Abwassertemperatur und maximaler Abwasserfluss.

Das Vorgehen für die Sommerperiode ist analog.

8.1.3 Gebäudemodell: Heiz und Kühllasten

Das Hausmodell wurde im Rahmen einer betreuten Masterarbeit auf die Bedürfnisse der Parameterstudie angepasst (Kowalski 2015). Geheizt wird mittels Heizkörper, die auf eine Temperaturpaarung von 55/45 °C ausgelegt sind. Die Wärmeabfuhr erfolgt im Kühlfall über Umluftkühlgeräte.

Die Raumgröße ist aus Gründen der Simulationsdauer auf 100 m² begrenzt. Eine größere Gesamtfläche und damit größere Heiz- und Kühllasten lassen sich über eine variable Etagenanzahl einstellen. Die Heiz- und Kühllasten bei 800 m² entsprechen je 40 kW. Externe Wärmequellen/-senken ergeben sich durch die Wand- und Fensterflächen. Angenommen wird eine Dreischeibenverglasung mit einem Flächenanteil an den Außenwänden von 75%. Von dieser Fläche können 75 % verschattet werden, was einen entsprechenden ausliegenden Sonnenschutz voraussetzt.

Interne Wärmegewinne entstehen durch die sich im Gebäude befindenden Personen. Dies wird über ein Belegungsprofil nach (VDI 2078, S. 22,27) vorgegeben (Abbildung 8.5). Als Aktivitätsgrad der Personen ist „1 - relaxed work (home, office, school)“ angesetzt. Die damit definierte Gesamtwärmeabgabe einer Person, bei einer sitzenden Tätigkeit im Büro bei 24 °C Umgebungstemperatur, beträgt 125 W (VDI 2078, S. 27).

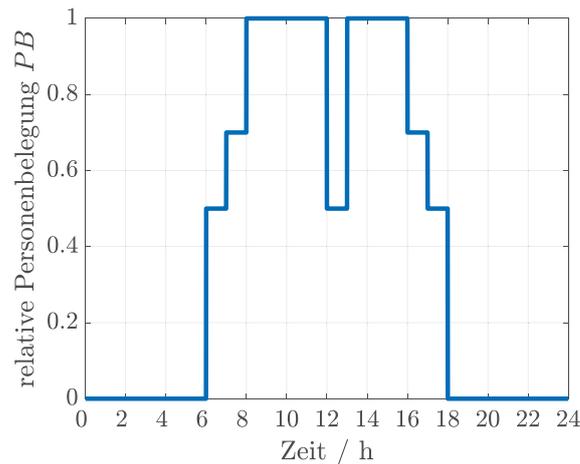


Abbildung 8.5: Personenbelegungsprofil (in Anlehnung nach VDI 2078, S. 22)

Es wird angenommen, dass ein Arbeitsplatz 15 m^2 in Anspruch nimmt (Annahme Großraumbüro mit Verkehrsräumen gemäß: (Technische Regeln für Arbeitsstätten ASR A1.2, S. 5)). Jeder Arbeitsplatz ist mit EDV ausgestattet, welche 100 W Wärmeleistung einbringt (DIN EN 13779, S. 60). Die Beleuchtung richtet sich nach der Personenbelegung und der Vorgabe von 500 lm/m^2 für einen EDV Arbeitsplatz (DIN 5035-7, S. 30), aber auch nach der Globalstrahlung. Bei einer Globalstrahlung über 240 W/m^2 wird das Beleuchtungsprofil in der Simulation deaktiviert, da durch den großen Fensterflächenanteil (75 % der Wände) das Tageslicht zur Beleuchtung ausreicht.

Durch den Aktivitätsgrad der Personen ergibt sich auch eine CO_2 -Abgabe durch Atmung in den Raum. Die Lüftung erfolgt im winterlichen Heizbetrieb über Fensterlüftung und ein angenommenes ideales Nutzerverhalten: ab einer Schwelle von 1000 ppm CO_2 in der Raumluft wird gelüftet, bis ein Wert von 700 ppm erreicht ist. Dabei wird eine Luftwechselrate von 1,2 Luftwechseln pro Stunde angenommen. Anschließend ist das Fenster geschlossen und die Luftwechselrate ist gleich 0. Dieses Verhalten ist häufig in den Simulationen erkennbar.

Im sommerlichen Kühlobetrieb wird hingegen eine dauerhafte Fensterlüftung mit einer Luftwechselrate von 0,7 angenommen (Richter u. a. 2003, S. 6). Eine ausführlichere Darstellung des Gebäudemodells zeigt Anhang 13.2.2.

8.2 Modell für den Kühlobetrieb

Abbildung 8.6 zeigt das Simulink/CARNOT-Modell für den Kühlobetrieb. Oben findet man die Berechnung der Raumtemperatur (T_{comfort}) als gefühlte „Komforttemperatur“ für die Raumnutzer (nähere Erläuterungen siehe Abschnitt 9.2.3.1). Darunter folgt das verwendete Hausmodell (*office building*, nähere Erläuterungen siehe Anhang 13.2.2). Die Datenspeicherung (*data storage*) rechts davon sammelt relevante Daten zur Auswertung der Simulationen und speichert sie ab. Unter dem Hausmodell befinden sich die Blöcke für Regelung und Kälteerzeugung, auf die im Folgenden detaillierter eingegangen wird.

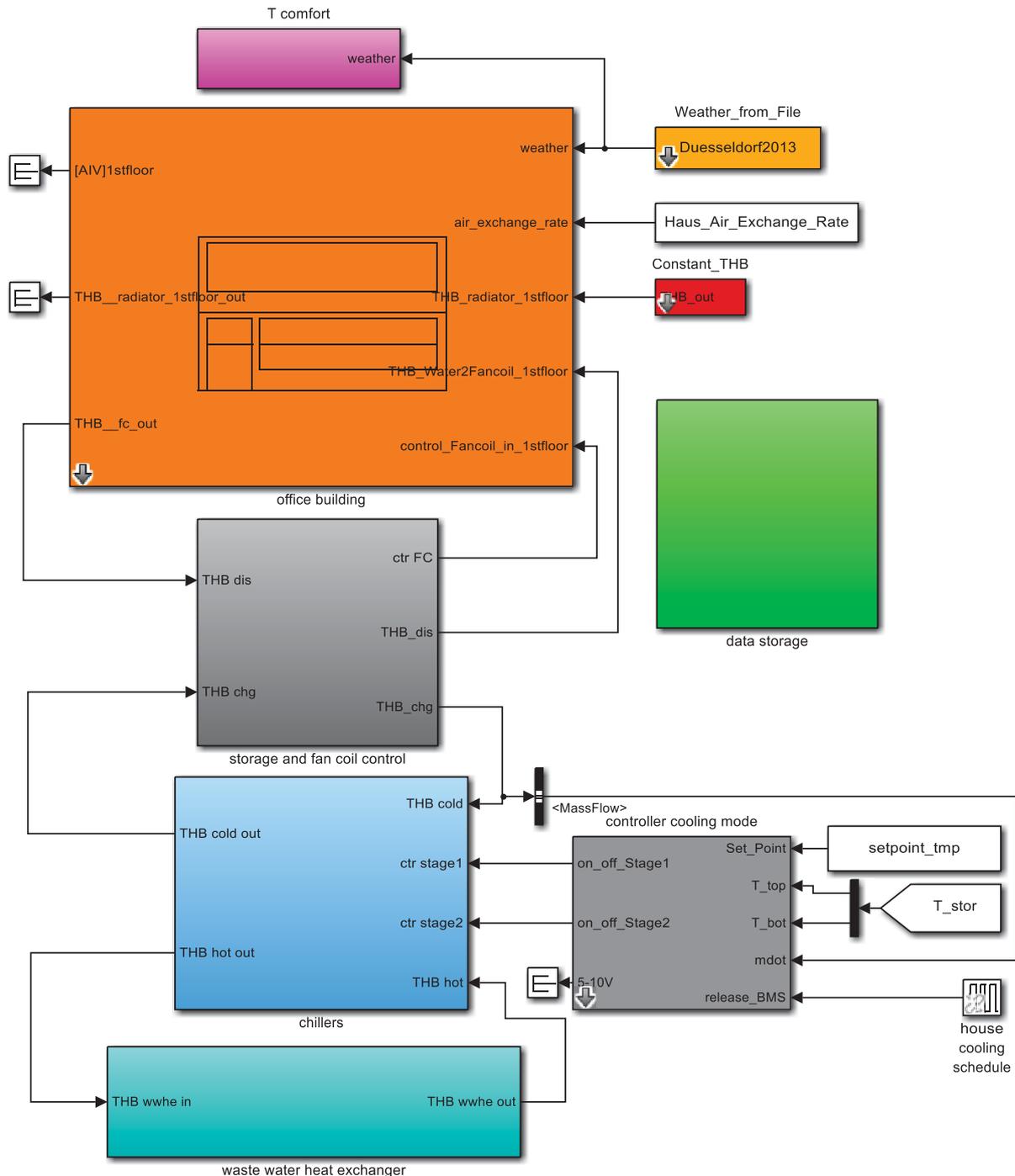


Abbildung 8.6: Simulink/CARNOT-Modell für den Kühlbetrieb

8.2.1 Kältemaschinen

Im Subsystem *chillers* (Abbildung 8.7) sind die Kältemaschinen implementiert. Zum einen die Kompressionskältemaschine als Grundlastgerät (*w-w-Chiller*), zum anderen die Absorptionskältemaschine/-wärmepumpe als Spitzenlastgerät. Wenn die Kühllast die Leistung der Kompressionskältemaschine übersteigt und der *controller cooling mode* das Spitzenlastgerät (*Stage 2*) aktiviert, teilt sich der ankommende Massenstrom durch die *Flow-Diverter*-Blöcke auf und die *Flow-Mixer*-Blöcke führen die Massenströme nach den Kältemaschinen wieder zusammen. Der Massenstrom im Kaltwasserkreis (*THB cold*) wird durch eine Pumpe erzeugt, zu der ein Wirkungsgradkennfeld hinterlegt ist. Bei Zuschaltung des Spitzenlastgerätes findet eine Erhöhung des Gesamtmassenstromes im Kaltwasserkreis statt, entsprechend der Nennleistung der zugeschalteten Maschine.

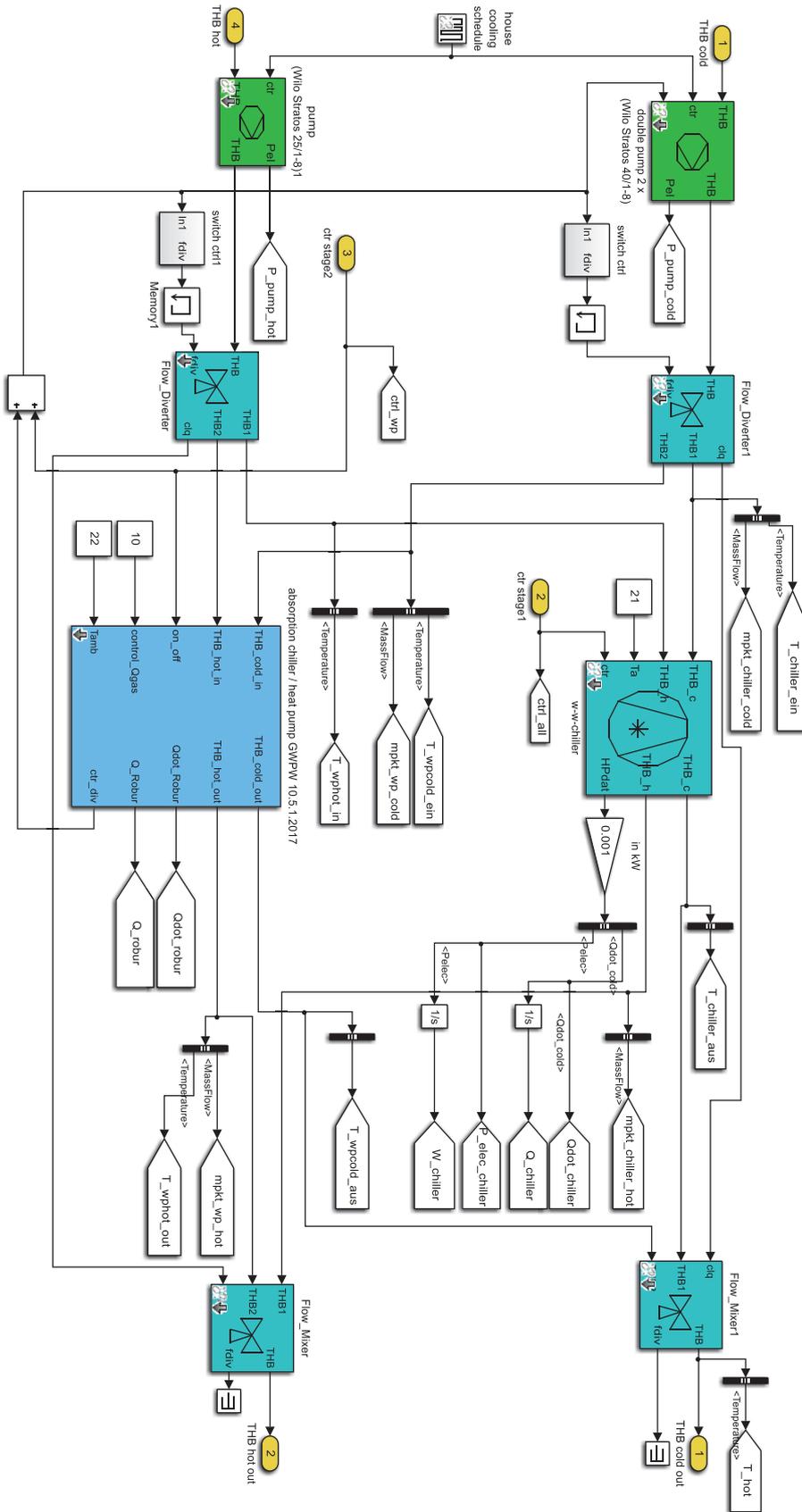


Abbildung 8.7: Subsystem *chillers* im Modell für den Kühlbetrieb

8.2.2 Kältespeicher, Kälteverteilung und Regelung von Kälteverteilung und -übergabe

Das Subsystem *storage and fan coil control* (Abbildung 8.8) beinhaltet den Kältespeicher, die Verteilungsleitung zu den *fan coils* (= Umluftkühler) im Haus und die Umwälzpumpe (*pump Wilo Stratos 40/1-8*) in der Kälteverteilung. Ebenfalls enthalten ist der Hystereseregler *Controller_Bang_Bang* aus der CARNOT-Toolbox, welcher die Pumpe und die Umluftkühler in Abhängigkeit der Raumlufttemperatur und der Temperatur am Boden des Kältespeichers an- und ausschaltet. Dies geschieht mit folgenden Bedingungen:

1. Die Raumtemperatur (T_{c_room}) muss 6 K über der Kältespeichertemperatur (T_{stor} = Oberflächentemperatur des Speichers auf 8,5 % relativer Speicherhöhe von unten) liegen. Bei 3 K wird der Controller deaktiviert. Die 3 K ergeben sich aus der minimal nötigen Temperaturdifferenz für eine nennenswert große Wärmeübertragung am Umluftkühler.
2. Die Betriebszeit der Umluftkühler und der Pumpe ist des Weiteren auf die Nutzungszeit des Gebäudes zwischen 6:00 und 18:00 Uhr begrenzt (*house cooling shedule*).
3. Innerhalb des Controllers (siehe Abbildung 8.9) wurde zusätzlich ein Relay als dritte Bedingung integriert, welches den Controller nur aktiviert, wenn eine Raumtemperatur von 22 °C überschritten wird. Als Ausschaltgrenze sind 21 °C festgesetzt.

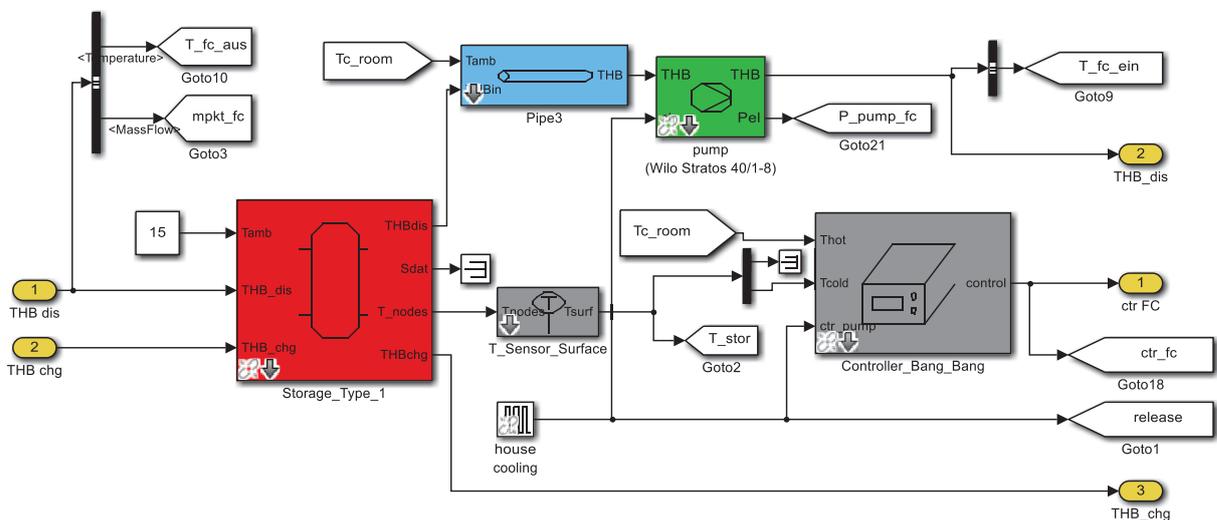


Abbildung 8.8: Subsystem *storage and fan coil control* im Modell für den Kühlbetrieb

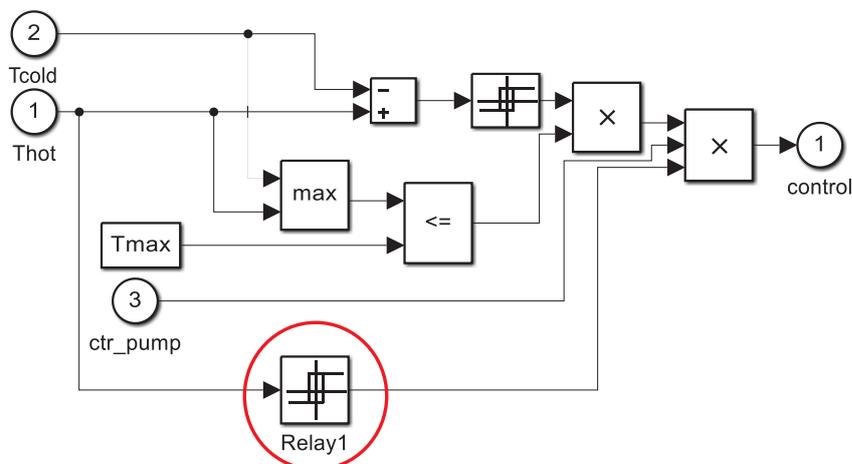


Abbildung 8.9: Relay innerhalb des *Controller_Bang_Bang* zur Freigabe der Fancoils und der zugehörigen Umwälzpumpe

Die Umwälzpumpe in der Kälteverteilung arbeitet mit konstantem Massenstrom, abhängig von der Gebäudegröße. Die erforderliche Pumpen-Antriebsleistung wird mithilfe des Druckverlustes im Verteilnetz, des Massenstroms und des Wirkungsgrades der Pumpe berechnet.

8.2.3 Regelung der Kältemaschinen

Zur Regelung der Kompressions- und der Absorptionskältemaschine wurde ein Regler modelliert, dessen Funktionsweise sich an den Kaskadenregler der Gaswärmepumpe der Fa. Buderus bzw. Robur anlehnt (Buderus 2012, S. 6 ff.). Der Regler kann zwei Kältemaschinen ansteuern, mit dem Signal *Stage 1* ein Grundlastgerät (hier die Kompressionskältemaschine) und mit dem Signal *Stage 2* ein Spitzenlastgerät (hier die Sorptionskältemaschine). Als Eingänge benötigt der Regler den Massenstrom der Kältemaschine (*mdot*), die Solltemperatur des Kältespeichers (*Set_Point*), die aktuellen Temperaturen unten und oben im Kältespeicher (*T_bot*; *T_top*) und ein übergeordnetes Freigabesignal (*release_BMS*; hier die Nutzungszeit des Gebäudes von 6 bis 18 Uhr).

Der Massenstrom der Kältemaschine dient zur Berechnung des Ausgangssignals *5-10 V*, welches bei Bedarf zur Modulation der Kältemaschinenleistungen verwendet werden kann. Da im vorliegenden Falle beide angeschlossenen Kältemaschinen nicht modulieren können, endet das Signal in einem Terminator-Block.

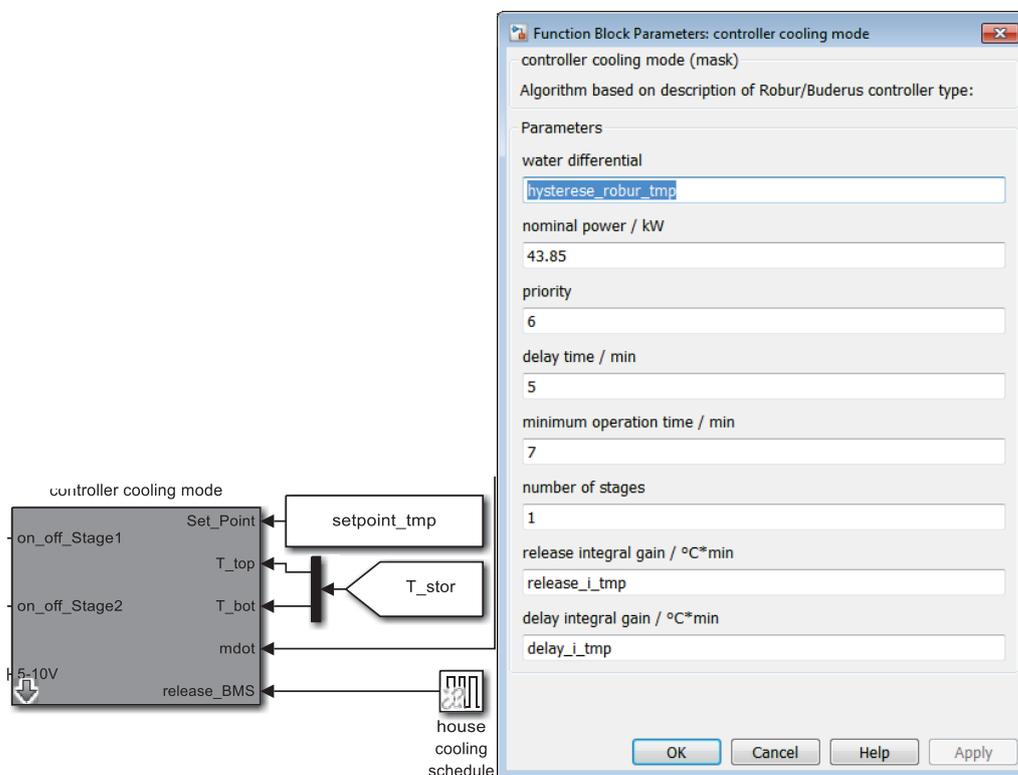


Abbildung 8.10: Kältemaschinenregler *controller cooling mode* mit Eingabemaske

Über die Maske in Abbildung 8.10 können die Regelparameter des Kältemaschinenreglers eingestellt werden. Das *water differential* definiert das Temperatur-Hystereseband in Kelvin zum Ein- und Ausschalten der Kältemaschinen und ist als eine Variable *hysteresis_robur_tmp* deklariert (siehe unten). Die restlichen Werte sind Standardwerte und wurden dem Datenblatt des Buderus-Reglers (Buderus 2012, S. 7) entnommen.

Abbildung 8.11 zeigt die erste Unterebene des Reglers. Oben (grün hinterlegt) wird unter Verwendung des Massenstromes die benötigte Leistung der Kältemaschine zum Erreichen der Sollaustrittstemperatur berechnet. Anschließend wird der Ausgang von 5 bis 10 V entsprechend begrenzt.

Darunter findet sich ein Stateflow-Chart für die Ansteuerung zweier Kältemaschinen, welches die Differenzen der Speichertemperaturen als Eingänge hat sowie die oben angesprochenen Maskenparameter. Hinzu kommen die zeitlich integrierten Abweichungen zwischen der Differenz von Soll- und Istwert am Boden des Kältespeichers

und der Hälfte des Hysteresebandes ($= dwt/2 = dTw$ in Abbildung 8.11), um Abweichungen ober- und unterhalb des Hysteresebandes in K·min quantifizieren zu können.

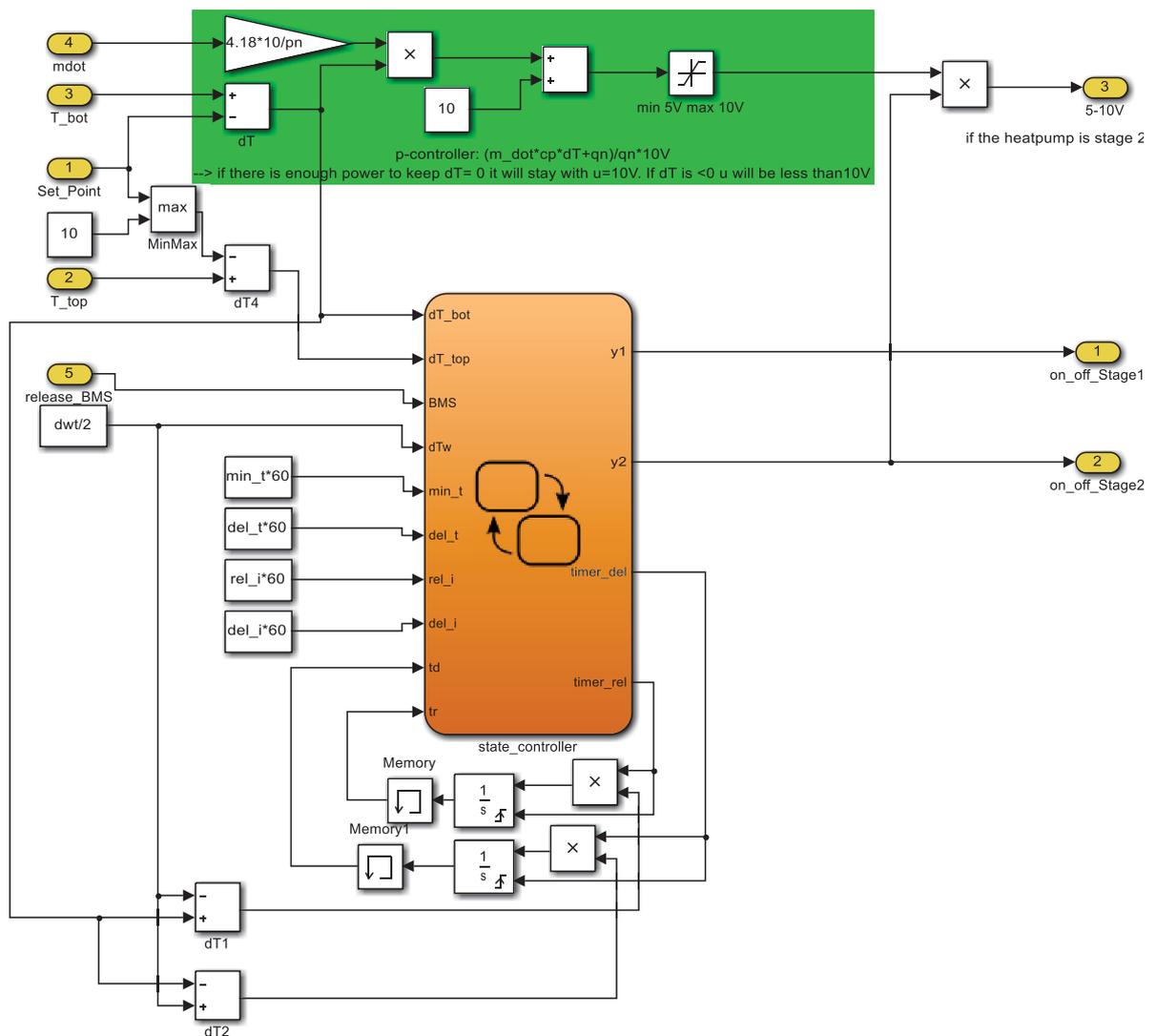


Abbildung 8.11: Kältemaschinenregler, 1. Unterebene

Abbildung 8.12 zeigt das Stateflow-Chart. Es ist aktiv, sobald die übergeordnete Freigabe (*BMS*) anliegt. Der initiale Zustand ist der *default* Zustand. Hier sind alle Kälteerzeuger ausgeschaltet.

Ist die Temperaturdifferenz (dT_{bot}) zwischen Ist- und Sollwert am Boden des Kältespeichers größer als die Hälfte des Hysteresebandes (dTw), so schaltet sich *Stage 1* (Grundlastgerät) an. Der Ausgang $y1$ wird zu 1 gesetzt. Die Abschaltung erfolgt frühestens, wenn $dT_{top} < -dTw$, also die Solltemperatur oben im Speicher um dTw unterschritten wird. Ein Zahlenbeispiel: Der Sollwert am Speicherboden beträgt 12 °C und dTw 1 K . Das Hystereseband liegt also zwischen 11 °C und 13 °C . Steigt die Speichertemperatur auf $> 13\text{ °C}$ an, schaltet sich das Grundlastgerät ein und arbeitet unter Einhaltung einer Mindestlaufzeit (min_t) so lange, bis die Temperatur oben im Speicher $< 11\text{ °C}$ ist.

Ist die Grundlastmaschine länger als die *delay time* (hier: 5 Minuten, siehe Abbildung 8.10) in Betrieb und in dieser Zeit nicht in der Lage, die Temperatur am Speicherboden soweit zu verringern, dass sie wieder im Hystereseband liegt (im Zahlenbeispiel auf unter 13 °C), so wird in den Zustand *start_release_int* gewechselt. Es wird der $timer_rel = 1$ gesetzt und die Integration der Regelabweichung oberhalb des 2 K Bandes startet. Ist das ermittelte Integral tr größer als das in der Maske (Abbildung 8.10) eingestellte *release integral gain* (hier 30 K min), so wird das Spitzenlastgerät eingeschaltet. Dieses wird wieder abgeschaltet, wenn die Abschaltbedingung am Speicher-

kopf erfüllt ist. D.h., wenn die obere Speichertemperatur kleiner wird als die Solltemperatur minus dTw (im Zahlenbeispiel: $12\text{ °C} - 1\text{ K} = 11\text{ °C}$) und die Mindestlaufzeit ($min_t = 7\text{ min}$ siehe Abbildung 8.10 unter *minimum operation time*) des Spitzenlastgerätes verstrichen ist.

Nach Abschalten des Spitzenlastgerätes wird in den Zustand *start_delay_int* gewechselt und der $timer_del = 1$ gesetzt. Dies sorgt für eine zeitliche Integration der Regelabweichung am Boden des Speichers unterhalb des 2 K Bandes. Übersteigt das Integral den in der Maske als *delay integral gain* eingestellten Wert (hier: 40 K Min), so wird auch die Grundlastmaschine abgestellt. Steigt jedoch in der Zwischenzeit die untere Speichertemperatur über die obere Hysterese an (im Zahlenbeispiel auf $> 13\text{ °C}$), so wird das Spitzenlastgerät wieder zugeschaltet.

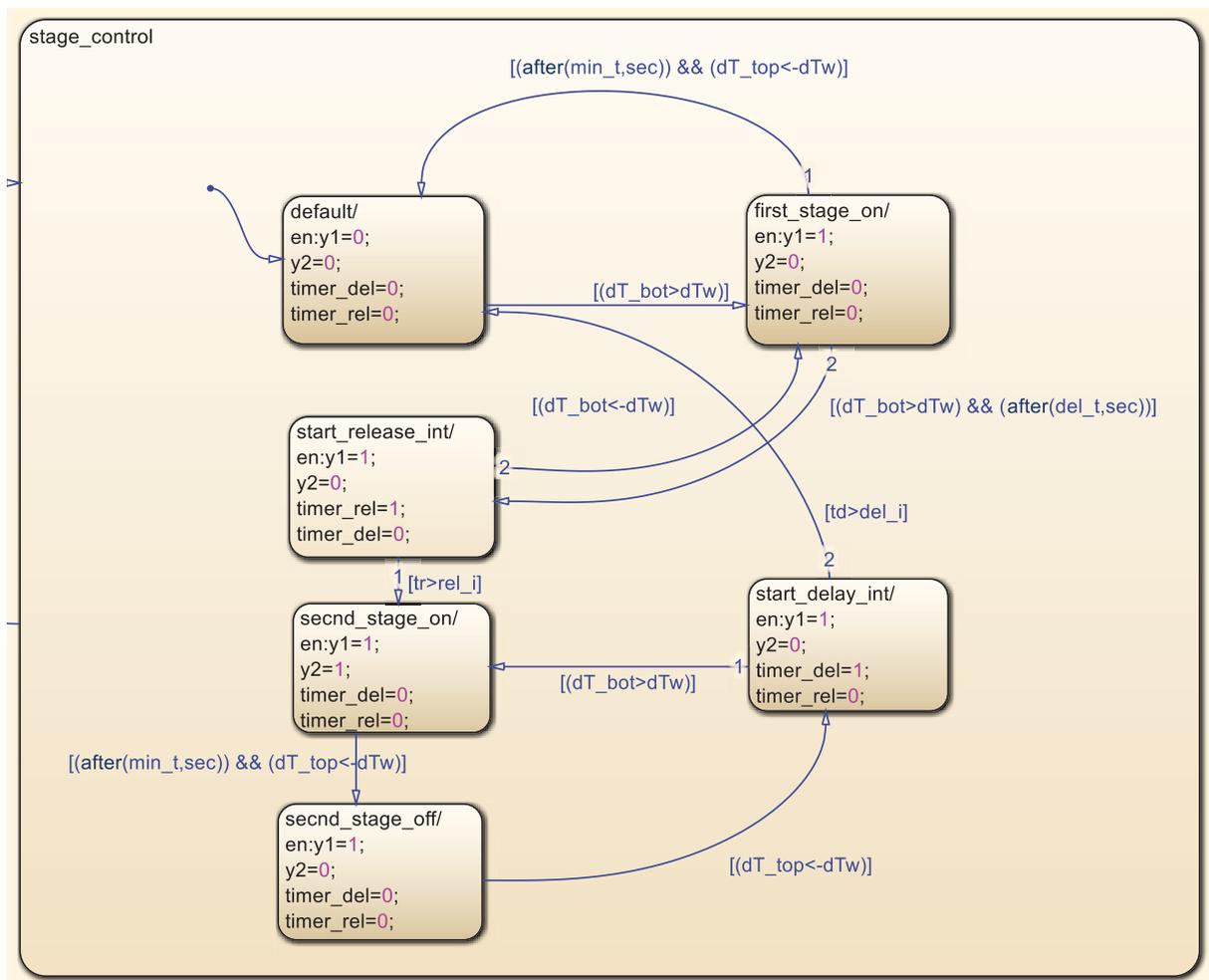


Abbildung 8.12: Kältemaschinenregler, Stateflow-Chart in 2. Unterebene

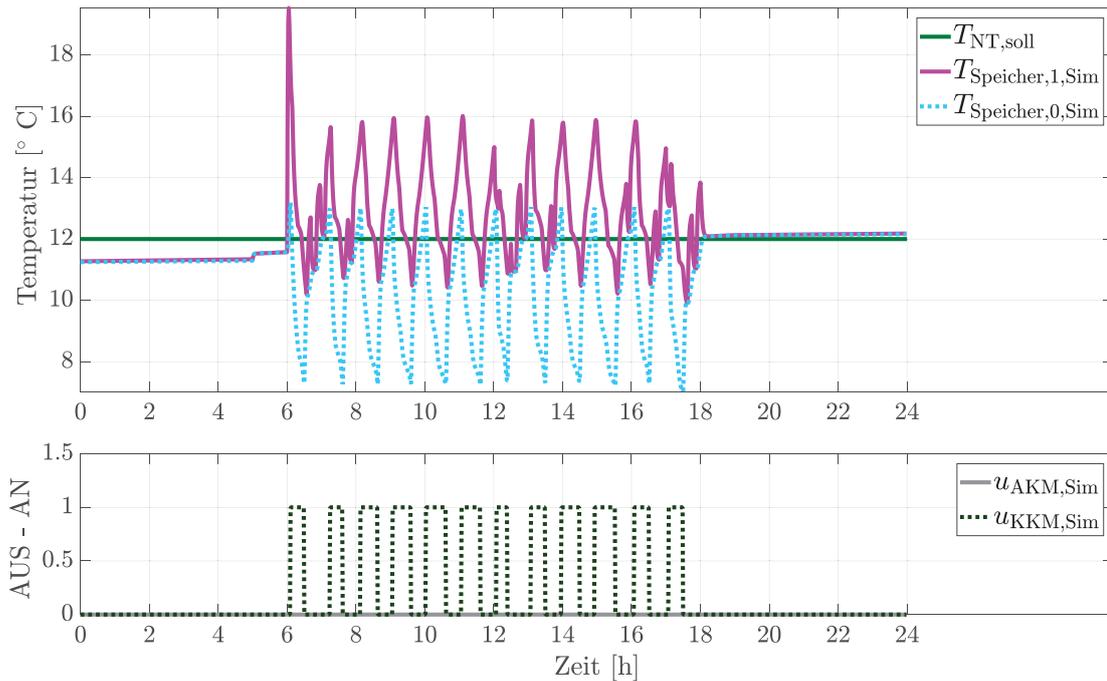


Abbildung 8.13: Regelung der Kältespeicherbeladung während einer Tagessimulation ($T_{NT,soll}$ = Solltemperatur Kälte *setpoint tmp* in Abbildung 8.10, $T_{Speicher,1}$ bzw. $T_{Speicher,0}$ = obere /untere Speichertemperatur, u_{KKM} bzw. u_{AKM} = Regelungssignal für die Kompressionskältemaschine (Grundlast) und Gas-Absorptionswärmepumpe/Kältemaschine AKM)

Abbildung 8.13 zeigt exemplarisch als Beleg der Funktionsweise des Kältemaschinenreglers die Be- und Entladung des Kältespeichers in der Simulation eines Beispieltages. Die Solltemperatur des Speichers $T_{NT,Soll}$ beträgt 12 °C. Die oberen Speichertemperaturen von bis zu 19 °C am Morgen resultieren aus dem Einschalten der Umlüftpumpe zur Versorgung der Umluftkühlgeräte. Aufgewärmtes Wasser aus den Kältenetzleitungen im Haus gelangt in den Speicher und erwärmt ihn, sodass die untere Speichertemperatur recht schnell über die Einschalt-schwelle der Kompressionskältemaschine von 13 °C ansteigt. Die Kompressionskältemaschine wird wieder abge-schaltet, sobald die obere Speichertemperatur unter 11 °C fällt. Die untere Speichertemperatur erreicht dabei Werte von etwa 7 °C. Durch Betrieb der Umluftkühlgeräte steigen die Speichertemperaturen wieder an.

8.2.4 Abwasser-Wärmeübertrager

Das Subsystem *waste water heat exchanger* beinhaltet neben dem Abwasser-Wärmeübertrager selbst den Daten-satz der Abwasserdaten sowie die erdverlegten PE-Rohre zwischen den Kältemaschinen und dem Wärmeübertra-ger (Abbildung 8.14). Es wurde eine Anschlusslänge von 35 m angenommen. Die Abwasserdaten wurden mit dem in Abschnitt 8.4 beschriebenen Abwasserkanalmodell erzeugt. Dies ist möglich, da es zwischen dem Anlagenbe-trieb, insbesondere dem Betrieb der Kältemaschinen, und den zufließenden Abwasserdaten keine Rückkopplungen gibt und die Abwasserdaten somit nur eine Eingangsgröße darstellen.

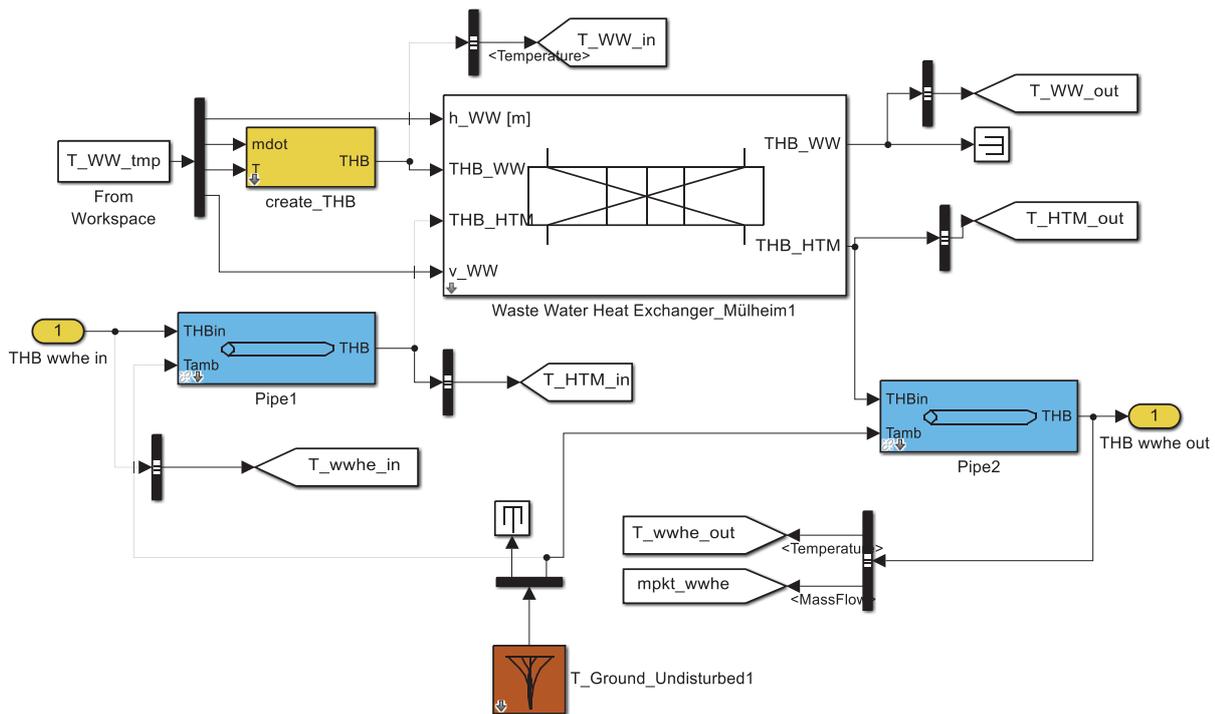


Abbildung 8.14: Subsystem Abwasser-Wärmeübertrager im Modell für den Kühlbetrieb

Der Block *T_Ground_Undisturbed* simuliert die Erdbodentemperatur, welche die Rohrleitungen umgibt, in einer angenommenen Verlegungstiefe von 1,5 m.

Der Abwasser-Wärmeübertrager besteht aus einzelnen Elementen, welche aneinandergereiht im Kanal verlegt sind. Die Anzahl der seriell hintereinander geschalteten Elemente bestimmt die Wärmeübertragungsleistung (zur genauen Strömungsform siehe Abschnitt 8.5) und lässt sich in der Eingabemaske des Abwasser-Wärmeübertragers mit einer Variable für Parameterstudien variieren.

8.3 Modell für den Heizbetrieb

Abbildung 8.15 zeigt das Simulink/CARNOT-Modell für den Heizbetrieb. Zuoberst findet man den Block des Abwasser-Wärmeübertragers *waste heat exchanger*. Er ist analog zu Abschnitt 8.2.4 aufgebaut. Dann folgt das Modell der Gaswärmepumpe *absorption chiller/heat pump* (siehe Abschnitt 8.6), rechts hellgrün die Datenspeicherung *data storage* und unten die Berechnung der Komforttemperatur *T_comfort* sowie das Hausmodell *Office_Building* (siehe Abschnitte 9.2.3.1 und 13.2.2). Auf die dazwischenliegenden Blöcke für die Regelung (grau, *control heating mode*) und für den Wärmespeicher und das Spitzenlasttheizergerät (rot, *storage and peak load device*) soll im Folgenden detailliert eingegangen werden.

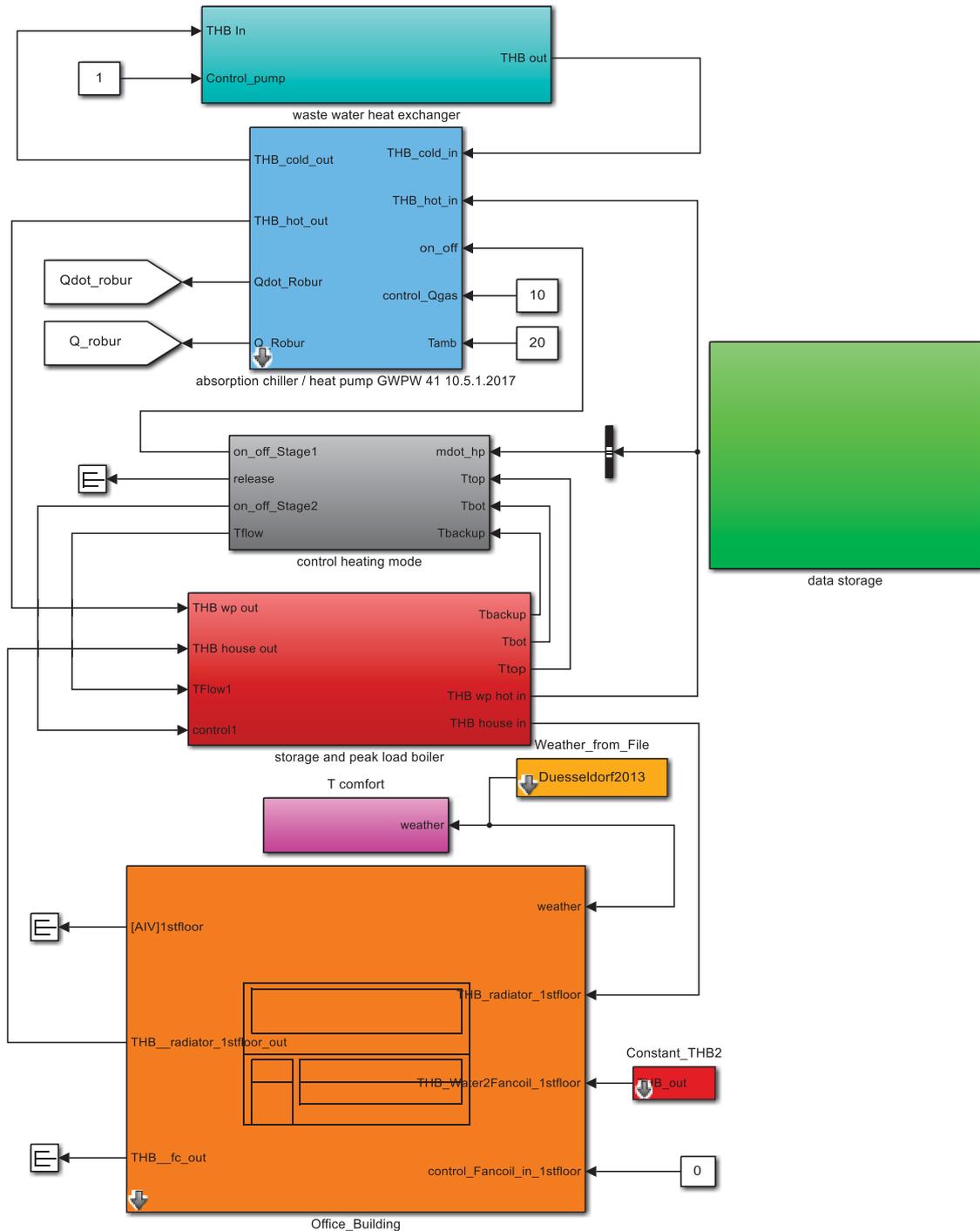


Abbildung 8.15: Simulink/CARNOT-Modell für den Heizbetrieb

8.3.1 Wärmespeicher und Spitzenlastheizgerät

Abbildung 8.16 zeigt das entsprechende Subsystem *storage and peak load device*. Hierin befindet sich der mit 1. bezeichnete Wärmespeicher, mit der in Kapitel 7 beschriebenen Umgehung bei zu hohen Rücklauftemperaturen aus dem Heiznetz. Der Bypass öffnet bei Rücklauftemperaturen von über 55 °C und schließt wieder bei Temperaturen von unter 54 °C. Die Ladung des Speichers erfolgt durch die Absorptionswärmepumpe und deren Heizkreispumpe (2.). Das Spitzenlastheizgerät (3.) mit seiner Pumpe (5.) ist parallel zur Wärmepumpe verschaltet und über eine hydraulische Weiche (4.) hydraulisch vom Wärmepumpen/Heiznetz-Kreislauf entkoppelt. Der Anschluss der hydraulischen Weiche an das Heiznetz im Gebäude (6.) enthält einen Mischer zur Einstellung der Soll-Vorlauf-temperatur und die Heizkreispumpe. Die Soll-Vorlauf-temperatur wird durch den Regler (Abschnitt 8.3.2) berechnet.

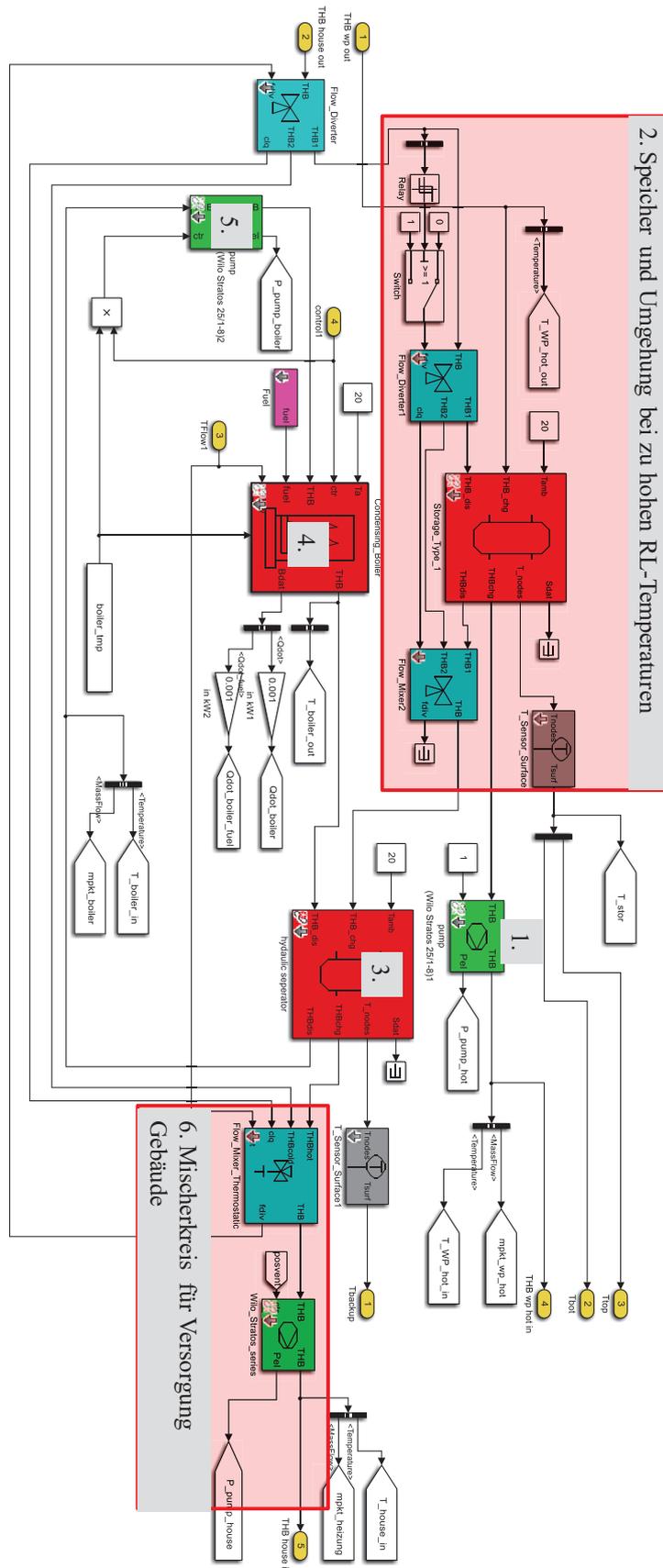


Abbildung 8.16: Subsystem *storage and peak load boiler* im Modell für den Heizbetrieb mit Heizkreispumpe der Gaswärmepumpe (1.), welche den Wärmespeicher (2.) speist. Über die hydraulische Weiche (3.) ist das Spitzenlastheizgerät (4.) mit seiner Pumpe (5.) eingebunden. Pumpe und Mischerregelung (6.) versorgen das Gebäude.

Als Modell für das Spitzenlastheizgerät dient der *condensing boiler* aus der CARNOT-Bibliothek. Der *condensing boiler* kann mit einem *control*-Signal zwischen 0 und 1 angesteuert und damit in seiner Leistung moduliert werden. Da der angeschlossene Regler (siehe folgender Abschnitt 8.3.2) für das Spitzenlastgerät am Ausgang *stage 2* nur An/Aus-Signale liefert, wurde das Modell des *condensing boiler* um eine einfache Leistungsregelung ergänzt (analog zu Abschnitt 8.2.3), mit einer unteren Modulationsgrenze von 30 % der Kesselnennleistung. Das Modell der Regelung im Subsystem *simple Control Condensing Boiler* ist in Abbildung 8.17 zu sehen. Die Temperaturdifferenz zwischen der Soll-Vorlauftemperatur *Set_Point* zum Heizkreis des Hauses gemäß Heizkurve und der Rücklauftemperatur T_{hot} zum Kessel ist ein Maß für die aufzubringende Leistung \dot{Q}_{Soll} . Um die nötige Solltemperatur zu erreichen, berechnet sich das Regulationssignal u_{ctr} damit als relative Größe, bezogen auf die Kesselnennleistung \dot{Q}_N , gemäß Gleichung (8.5):

$$u_{ctr} = \frac{\dot{Q}_{Soll}}{\dot{Q}_N} = \frac{\dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{Soll} - T_{ein})}{\dot{Q}_N} \quad (8.5)$$

Ferner befinden sich in dem Block noch eine Überwachung des Mindestvolumenstromes und eine Notabschaltung bei Überschreiten der Vorlauftemperatur von 95 °C.

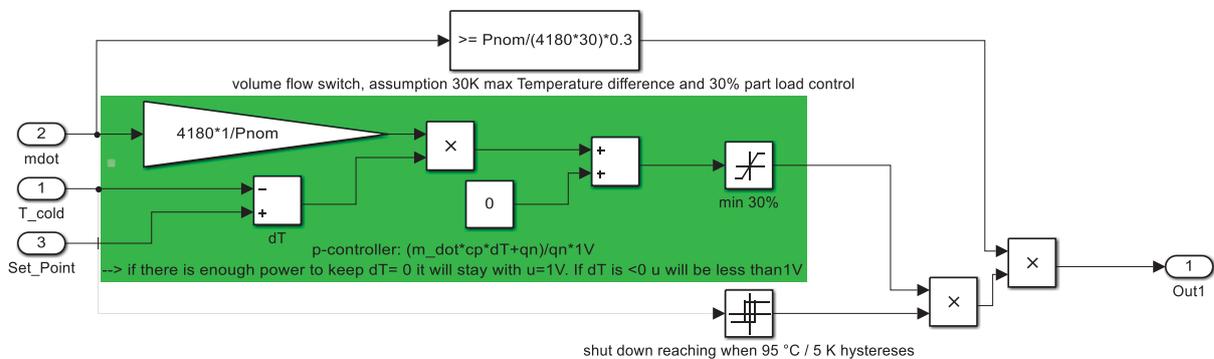


Abbildung 8.17: Ergänzungen im *condensing boiler* Modell um Leistungsmodulation, Mindestvolumenstrom und Notabschaltung bei hohen Heizungswassertemperaturen

Zur Modellierung der hydraulischen Weiche wurde ein Speichermodell verwendet und mit den Produktdaten der hydraulische Weiche WST 80-34 der Firma Magra parametrisiert. Ihr Nenndurchfluss beträgt 7 m³/h.

8.3.2 Regelung

Die Regelung des Heizmodells übernehmen zwei hintereinander geschaltete Regler, die in Abbildung 8.18 dargestellt sind. Der *Universal Heating Controller* ist ein universeller Heizungsregler mit mehreren Regelungsarten und Zeitschaltuhr, woraus hier eine witterungsgeführte Regelung mit Heizkurve ausgewählt wird. Der zweite Regler, der *controller heating mode*, kann im Heizbetrieb die Absorptionswärmepumpe (Grundlast, *Stage 1*) und bei Bedarf den Gas-Brennwertkessel (Spitzenlast, *Stage 2*) aktivieren, unter Berücksichtigung der Temperaturmessungen im Speicher und in der hydraulischen Weiche. Er ist, wie bereits erwähnt, in seinen Funktionen an den Regler GHMC 20 der Fa. Buderus (Buderus 2012, S. 6 ff.) angelehnt. Für die Berechnung der Komforttemperatur enthält das Modell auch die Nutzungszeiten *day/night* und *weekend shut down* (hier werktags Nutzungszeiten von 6 bis 18 Uhr, vgl. Personenbelegung Abschnitt 13.2.2.4).

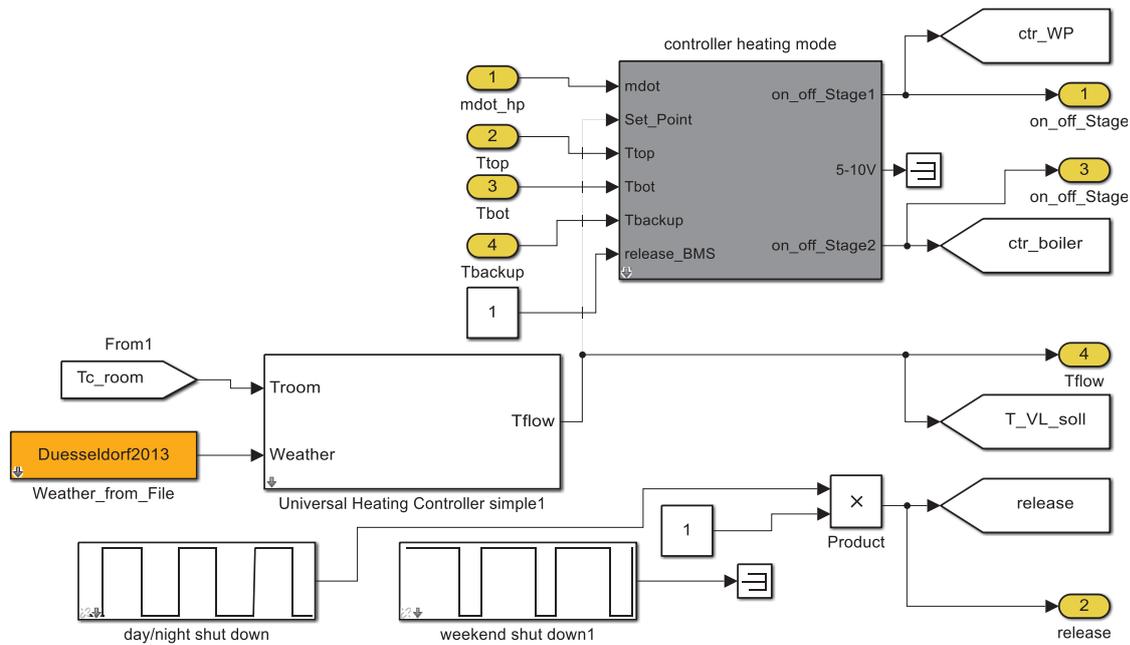


Abbildung 8.18: Subsystem *control heating mode* im Modell für den Heizbetrieb

Das Modell des witterungsgeführten Reglers ist in Abbildung 8.19 dargestellt. Der Regler benötigt als Eingangsgrößen die Außentemperatur aus der Wetterdatei und die Raumtemperatur. Die Soll-Vorlauftemperatur des Heizkreises T_{flow} wird anhand der Außentemperatur über eine Heizkurve berechnet (Details siehe Abbildung 8.20). Die Raumtemperatur dient zur Aktivierung des Frostschutzes. Zwei *Repeating Table* nehmen die Tag-/Nachtabsenkung und die Wochenendabsenkung vor. Um den Komfort einzuhalten, unterscheiden sich die Absenkezeiten von den oben genannten Nutzungszeiten (hier: werktags Absenkung zwischen 19 und 4 Uhr). Die unter Berücksichtigung aller Randbedingungen berechnete Soll-Vorlauftemperatur wird abschließend dem Wärmepumpenregler übermittelt.

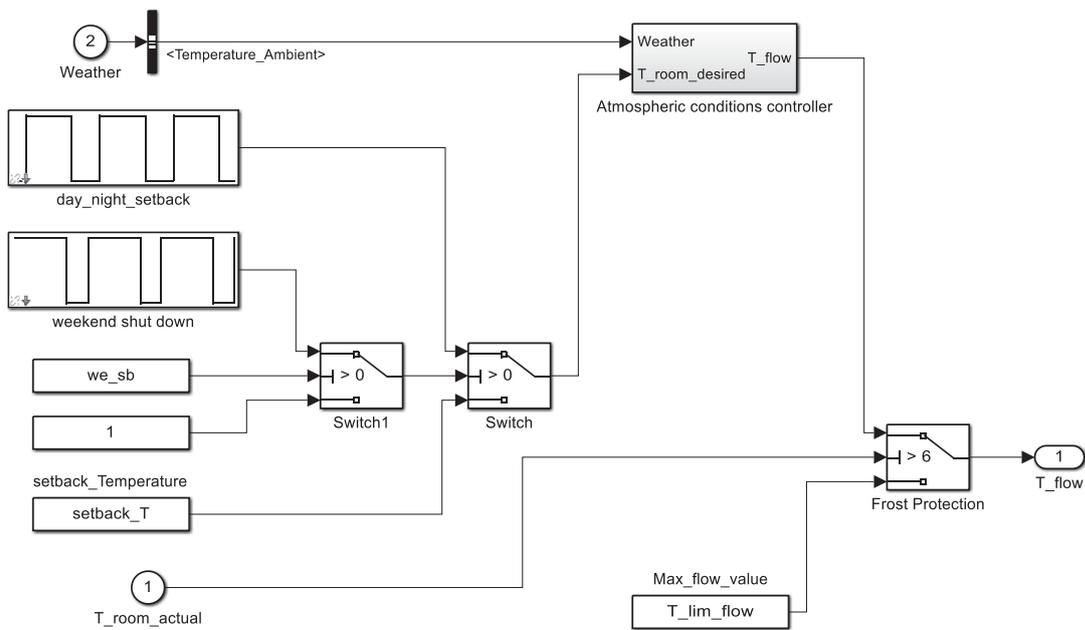


Abbildung 8.19: Subsystem und Eingabemaske des *Universal Heating Controller*

Die gewählte Raumsolltemperatur im Heizbetrieb beträgt während der Nutzungszeiten 22 °C und in Absenkezeiten 19 °C. Die maximale Vorlauftemperatur ist auf 55 °C festgelegt. Die Steigung der Heizkurve ist so angepasst, dass

sich bei einer Auslegungsaußentemperatur von $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ (Klimazone 5) eine Vorlauftemperatur von $55\text{ }^{\circ}\text{C}$ und in Verbindung mit der Heizkörperauslegung im Gebäude die gewünschte Raumtemperatur von $22\text{ }^{\circ}\text{C}$ einstellt. Der Offset der Heizkurve ist mit $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ausreichend groß.

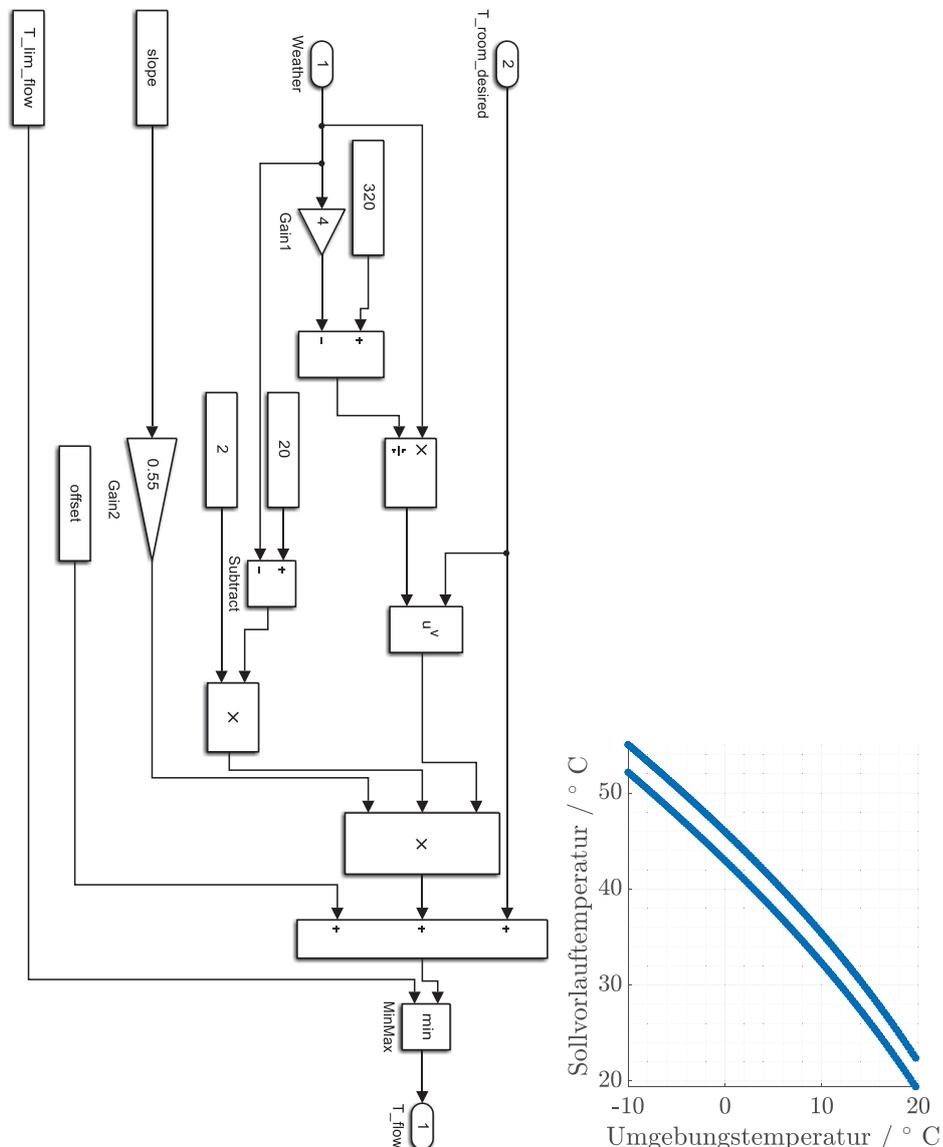


Abbildung 8.20: Berechnung der Heizkurve in MATLAB (links) und resultierender Heizkurvenverlauf in Abhängigkeit der Außentemperatur (rechts; obere Kurve während Nutzungszeiten, untere Kurve während Absenkezeiten)

In Abbildung 8.21 ist die erste Ebene des *control heating mode* abgebildet. Im grün hinterlegten Bereich ist die Berechnung des Modulationssignals dargestellt und im orangen Feld ein Stateflow-Chart mit dem Regelungskreis. Der Regelungskreis im Heizbetrieb ist dem aus Kapitel zur Regelung im Kühlbetrieb ähnlich 8.2.3, jedoch sind die anliegenden Temperaturen im Speicher oben bzw. unten und Vorzeichen in den Berechnungsblöcken (roter Kreis) vertauscht, um den Wirksinn zu ändern. Beispielsweise muss der Speicher nun beladen werden, wenn er zu kühl wird (nicht zu warm wie im Kühlbetrieb). Ferner spielt auch die Temperatur in der hydraulischen Weiche *Tbackup* zur Ansteuerung des Spitzenlastheizgerätes eine Rolle. Die an die veränderten Gegebenheiten angepasste Stateflow Regelung zeigt (Abbildung 8.22).

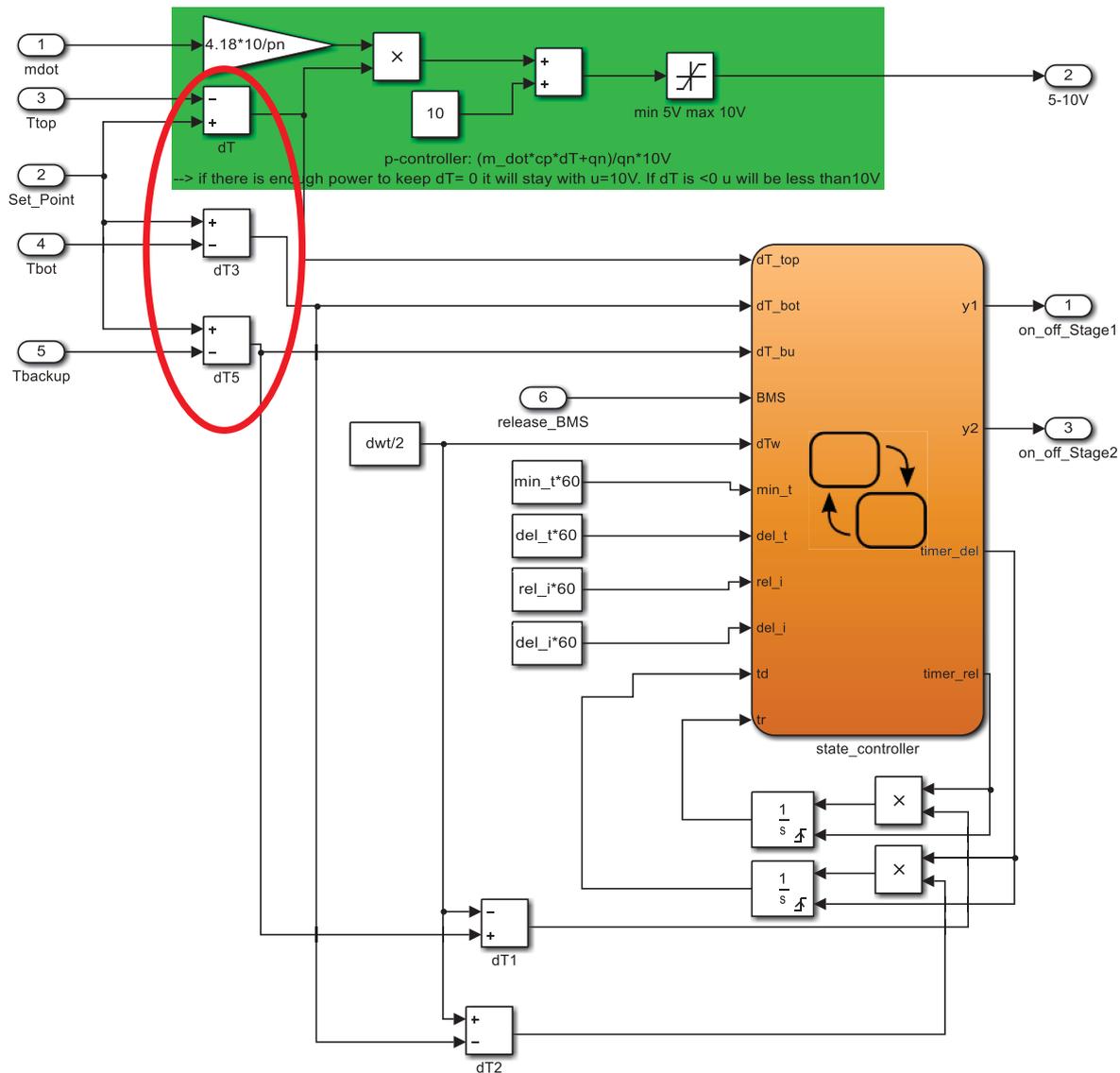


Abbildung 8.21: controller heating mode zur Regelung der Wärmeerzeuger, 1. Unterebene

Zum einfachen Verständnis wird die Stateflow Regelung im Heizbetrieb an einem Zahlenbeispiel mit einer von der Heizkurve vorgegebenen Soll-Vorlauftemperatur *Set Point* von 45 °C erläutert: Durch die übergeordnete (dauerhafte) Freigabe ist das in Abbildung 8.22 gezeigte Stateflow-Chart aktiv. In der Grundeinstellung (Block *default*) sind beide Wärmeerzeuger ausgeschaltet. Das Grundlastgerät (Block *first_stage_on*, Ausgang *y1*) wird eingeschaltet, sobald die obere Speichertemperatur unter 45 °C sinkt (Bedingung 1. in Abbildung 8.22 ist erfüllt), eine Abschaltung findet bei Überschreiten von 45 °C im Speicherunterteil unter Beachtung einer Mindestlaufzeit *min_t* statt (Bedingung 2.). Reicht die Leistung des Grundlastgerätes nicht aus, so fließt zu kaltes Wasser durch die hydraulische Weiche. Übersteigt die Temperaturdifferenz zwischen Solltemperatur und hydraulischen Weiche *dT_bu* dadurch den Wert der halben Hysterese *dTw*, und besteht diese Überschreitung für eine Mindestzeit von *del_t*, so wird das Freigabeintegralsignal *timer_rel* gesetzt (Bedingung 3.). Die Abweichung zur Solltemperatur in der hydraulischen Weiche wird dann integriert. Dies geschieht nicht (bzw. wird zurückgesetzt), wenn die obere Speichertemperatur in dieser Zeit über 45 °C steigt (Bedingung 4.). Überschreitet die in der hydraulischen Weiche aufintegrierte Abweichung *tr* den eingestellten Wert für das Freigabeintegral *rel_i*, so wird das Spitzenlastgerät (Ausgang *y2*) eingeschaltet (Bedingung 5.). Das Spitzenlastgerät bleibt eine Mindestlaufzeit *min_t* eingeschaltet und schaltet ab, wenn die Temperatur in der hydraulischen Weiche den Wert von 45 °C + *dTw* überschreitet (Bedingung 6.). Gleichzeitig startet das Verzögerungsintegral *del_t* (Bedingung 7.), dessen Funktion hier aber nicht weiter benutzt wird (der Aufbau ist analog zu dem des Kältereblers in 8.2.3). Das Spitzenlastgerät wird wieder

eingeschaltet, wenn die Temperatur in der hydraulischen Weiche den Wert von $45\text{ °C} - dT_w$ unterschreitet (Bedingung 8.). Das Grundlastgerät schaltet sich ab, wenn die untere Speichertemperatur 45 °C überschreitet (Bedingung 9.).

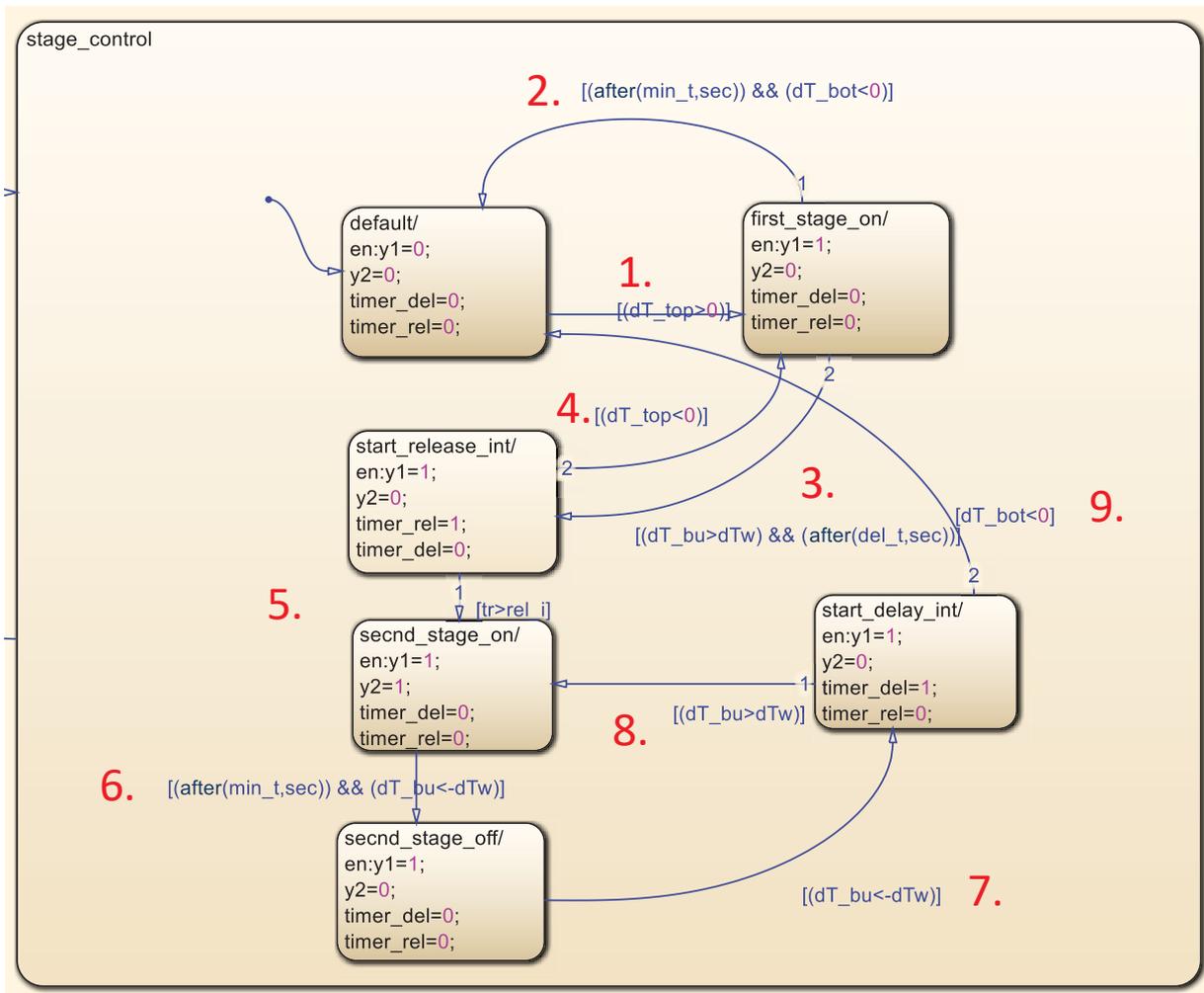


Abbildung 8.22: controller heating mode, Stateflow-Chart in 2. Unterebene

Abbildung 8.23 zeigt exemplarisch die Simulationsergebnisse zur Regelung des Heizkreises an einem Typtag. Die benötigte Heizlast reduziert sich um 6 Uhr durch die Personenbelegung. Die Raumtemperatur steigt an. Kurz vor 8 Uhr steigt die Heizlast sprunghaft durch CO_2 -konzentrationsabhängiges Lüften an, verursacht durch die Personenbelegung, siehe Abschnitt 13.2.2.4. Die Sollvorlauftemperatur im Heiznetz $T_{VL, Soll}$ wird nicht gehalten und die Raumtemperatur $T_{Raum, Sim}$ sinkt weiter ab. Ähnliches passiert gegen 17 Uhr. Jedoch bleibt die Raumtemperatur innerhalb ihrer Komfort-Toleranzgrenzen (Abschnitt 9.2.3.1).

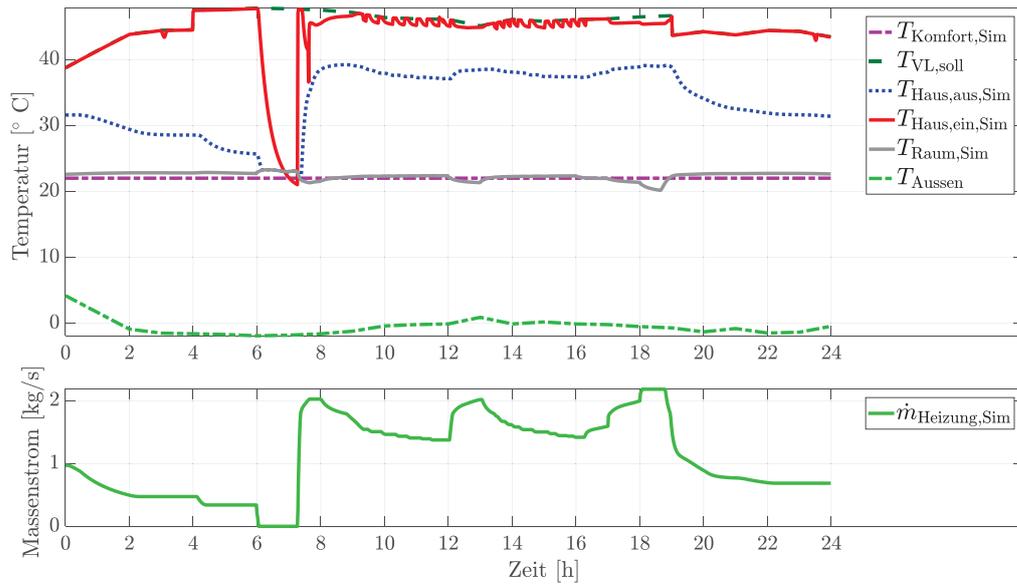


Abbildung 8.23: Simulationsergebnisse eines Beispieltages im Winterbetrieb - Heiznetz- und Raumtemperaturen, Massenstrom Heiznetz

Der Brennwertkessel (BWK, das Spitzenlastheizgerät) muss auf diese Unterschreitung des Sollwertes reagieren. Dies ist in Abbildung 8.24 dargestellt. Etwas verzögert durch das Freigabeintegral läuft der Kessel gegen 7:45 Uhr an. Durch die interne Kesselregelung wird die Sollvorlauftemperatur gehalten und gegen 9 Uhr überschritten, da die untere Modulationsgrenze erreicht ist. Der Kessel gerät ins Takten. Der Regler befindet sich nun in den Bedingungen 6., 7. und 8. (vgl. Abbildung 8.22). Daher schaltet sich der Kessel nun noch weitere Male unverzüglich an, sobald die Temperatur in der hydraulischen Weiche um dT_w unterschritten wird.

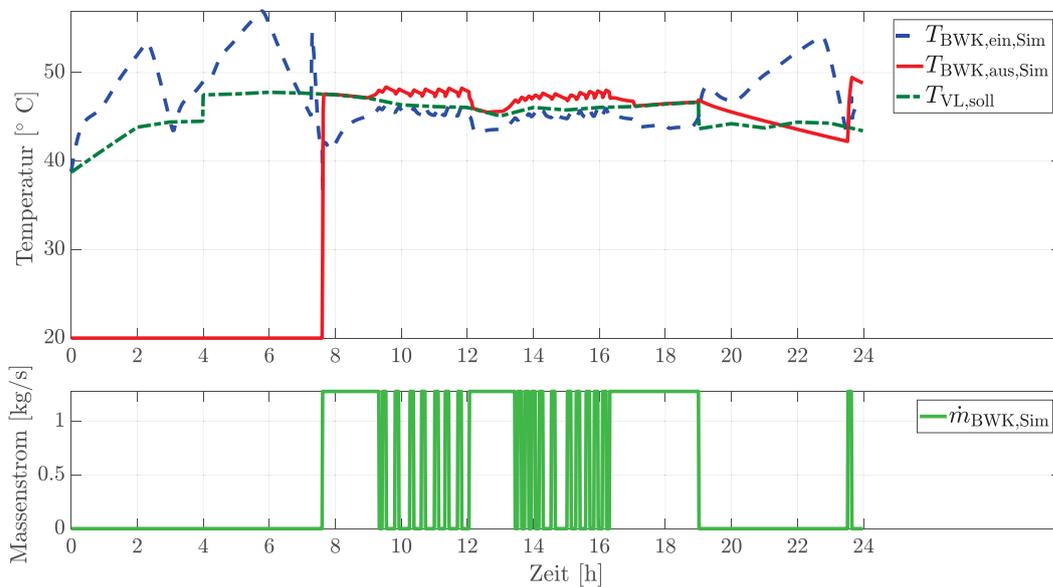


Abbildung 8.24: Simulationsergebnisse eines Beispieltages im Winterbetrieb: Spitzenlastheizgerät, Ein-/Austrittstemperaturen, Solltemperatur im Heiznetz und Massenstrom.

Abbildung 8.25 zeigt für den gleichen Beispieltag die Beladung des Wärmespeichers durch die Wärmepumpe. Die An- und Abschaltgrenzen sind während der Nachtzeiten gut zu erkennen, da die Wärmepumpe dort taktet. Am Tage läuft sie durch, da die untere Speichertemperatur $T_{\text{Speicher},0,\text{Sim}}$ dort nie (im Gegensatz zur Nacht) den Sollwert überschreitet.

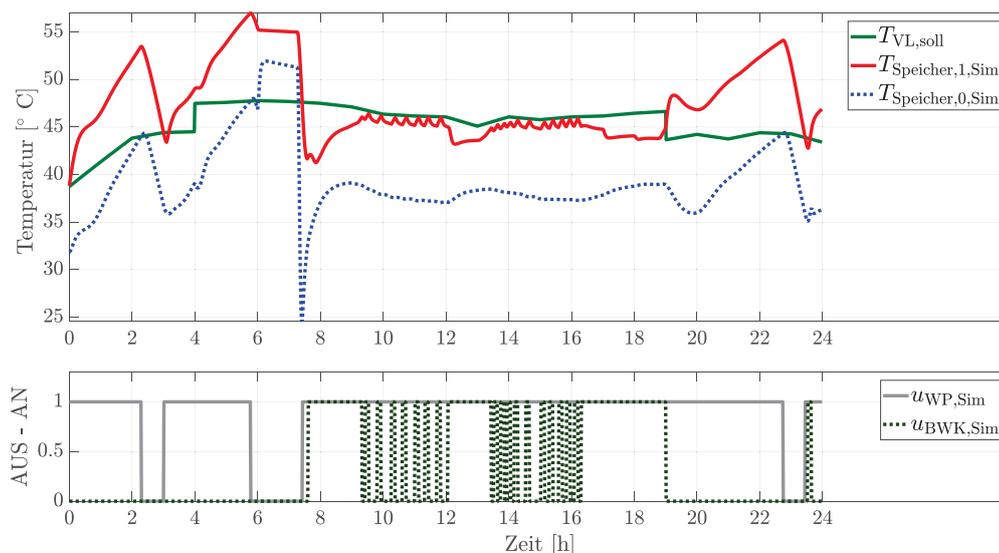


Abbildung 8.25: Simulationsergebnisse eines Beispieltages im Winterbetrieb: Beladung des Wärmespeichers durch die Wärmepumpe, obere/untere Speichertemperaturen, Solltemperatur im Heiznetz und Einschaltsignale der Wärmeerzeuger.

8.4 Modell für kommunale Abwasserflüsse

Messdaten zu Abwasserabflüssen und Temperaturen sind in (Müller, Tastekin, Neuhäuser 2011; Brunk u. a. 2012; Cipolla, Maglionico 2014) publiziert. Dabei stammen die Messwerte bei (Cipolla, Maglionico 2014) aus Sammelkanälen, bei den anderen beiden Quellen aus dem Abwasser von Gebäuden. Letztere eignen sich nicht für die hier vorliegende Fragestellung der wärmetechnischen Nutzung in kommunalen Abwasserkanälen (siehe Abschnitt 6) und die Messdaten von (Cipolla, Maglionico 2014) umfassen nur die Monate September bis Februar (in 2006-2007), also keine Daten für die in dieser Arbeit ebenfalls wichtigen Sommermonate.

Die hier verwendeten Daten stammen vom Wupperverband und von einer mehrmonatigen eigenen Messung in einem Sammelkanal in Mülheim. Beim Wupperverband handelt es sich um Temperaturen und Abwassermengen für sechs Kläranlagen über einen Zeitraum von vier Jahren. Publierte Informationen zu den Daten enthält auch (Goebel, Frank, Adam 2015).

8.4.1 Abwassertemperaturen im Jahresverlauf

Abbildung 8.26 und Abbildung 8.27 zeigen Jahrgänge der tagesmittleren Temperatur von Zu- und Abläufen an sieben Kläranlagen des Wupperverbandes und der Fa. Bayer sowie der Außenluft für die Jahre 2010 bis 2013.

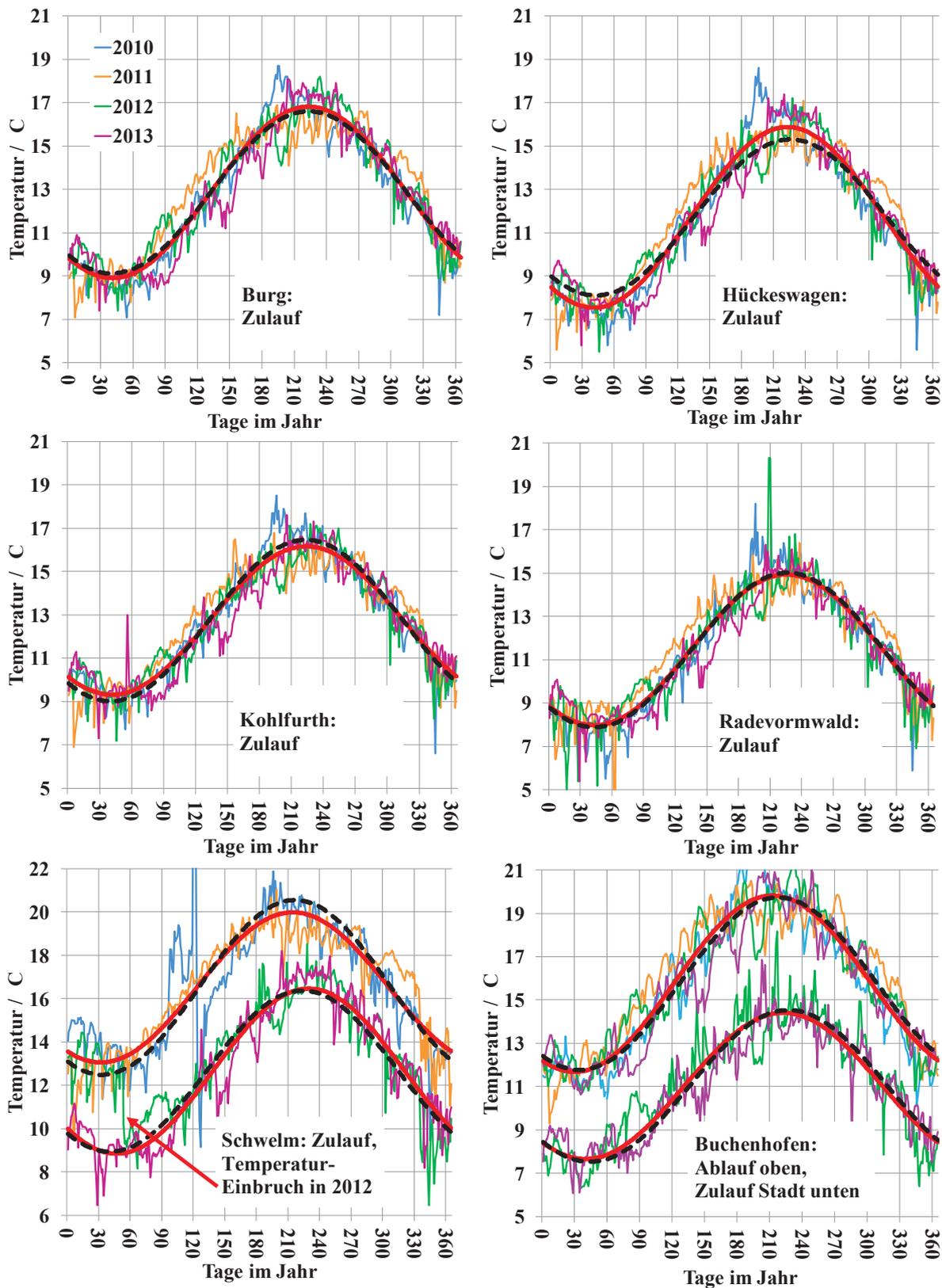


Abbildung 8.26: Jahresgänge der tagesmittleren Temperatur an Kläranlagen des Wupperverbandes, dicke rote durchgezogene Linien = Regressionen nach Gleichung (8.6), dicke schwarz gestrichelte Linien = Regressionen nach Gleichung (8.7).

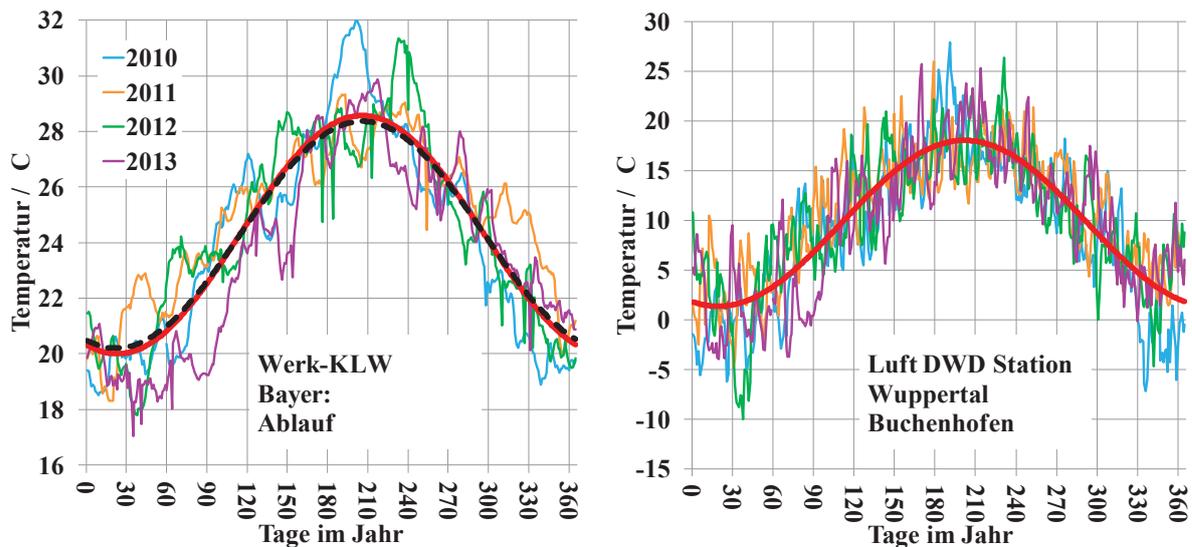


Abbildung 8.27: Jahresgänge der tagesmittleren Temperatur Ablauf Werks-Klärwerk Fa. Bayer (links) und der Feuchtkugeltemperatur der Außenluft an der DWD Messstation Wuppertal (rechts), dicke rote durchgezogene Linie Regression nach Gleichung (8.6), schwarze gestrichelte Linie nach Gleichung (8.7).

Für die dargestellten Messdaten-Verläufe können folgende Beobachtungen gemacht werden:

1. Der wärmste Kanal ist der Ablauf der Werkskläranlage der Fa. Bayer, gleichzeitig ein Zulauf der Kläranlage Buchenhofen. Die Jahresmitteltemperatur liegt bei etwa 24,3 °C, die Min- und Max-Werte bei etwa 20 und 28 °C.
2. Ablauftemperaturen von Kläranlagen sind höher als deren Zulauftemperaturen. In Buchenhofen liegt der Unterschied bei 4,4 K. Darin berücksichtigt ist eine durchschnittliche Erhöhung der Gesamt-Zulauftemperatur von etwa 0,3 K durch den warmen Zulauf der Werkskläranlage der Fa. Bayer, der mengenmäßig ca. 1 % des Zulaufes der Stadt entspricht.
3. In Schwelm resultieren die unterschiedlichen Temperaturverläufe nach Ende Februar 2012 vermutlich aus dem Wegfall eines gewerblichen Einleiters zu diesem Zeitpunkt. Die jahresmittlere Abwassertemperatur sinkt von vorher 16,5 °C auf nachher 12,7 °C.

Die Jahresgänge der Abwassertemperaturen entsprechen Sinusfunktionen, welche mit der folgenden Gleichung (8.6) beschrieben werden können:

$$\vartheta(t) = \vartheta_m(1 + a \cdot \sin(b \cdot t + c)) \quad (8.6)$$

Tabelle 8.7: Parameter der Gleichung (8.6) und die Varianz der Abweichungen von der nach Gleichung (8.7) berechneten Regression

		Burg	Hückeswagen	Kohlforth	Radevormwald	Schwelm alt	Schwelm neu	Buchenhofen Stadt	Buchenhofen Ablauf	Werks-Klärwerk Bayer
ϑ_m	°C	12,9	11,7	12,7	11,5	16,5	12,7	11,0	15,8	24,3
a	-	0,307	0,356	0,269	0,304	0,209	0,301	0,306	0,259	0,176
c	-	4,006	4,010	3,995	3,967	4,158	3,898	4,019	4,191	4,312
Varianz	°C ²	0,68	0,79	0,59	0,66			0,66	0,94	0,68

Der Parameter b ist $b = \pi \cdot 2/365$, wenn die Zeit t in Tagen eingesetzt wird. Die Werte der jahresmittleren Abwassertemperatur ϑ_m , die Amplitude a und die Phasenverschiebung c für die verschiedenen Kläranlagen enthält

Tabelle 8.7. Diese Regressionsfunktionen sind in den Abbildung 8.26 und Abbildung 8.27 als dicke rote Linien eingezeichnet.

Unterzieht man die Parameter a und c aus Gleichung (8.6) einer Regression in Abhängigkeit von der Jahresmitteltemperatur, so kann man die in Abbildung 8.28 gezeigten Regressionen ableiten.

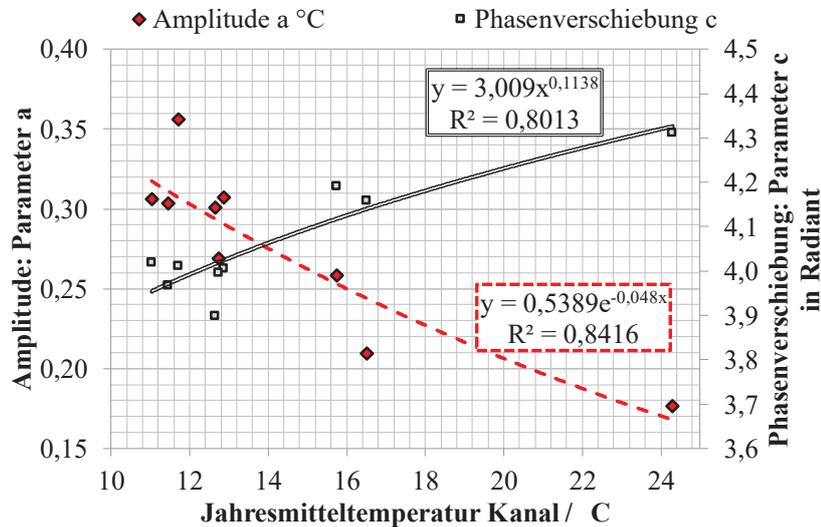


Abbildung 8.28: Abhängigkeiten der Parameter a und c aus Gleichung (8.6) und Tabelle 8.7 von der Jahresmitteltemperatur

Setzt man die Regressionen aus Abbildung 8.28 für a und c in Gleichung (8.6) ein, ergibt sich Gleichung (8.7) und daraus folgend die schwarz gestrichelten Regressions-Kurven in Abbildung 8.27 und Abbildung 8.26.

$$\vartheta_j(t) = \vartheta_m \left(1 + \alpha \cdot e^{\beta \cdot \vartheta_m} \sin(b \cdot t + \gamma \cdot \vartheta_m^\delta) \right), \quad (8.7)$$

Tabelle 8.8: Parameter der Gleichung (8.7)

$\alpha/-$	$\beta/^{\circ}C^{-1}$	$\gamma/^{\circ}C \cdot \delta$	$\delta/-$
0,5388	-0,04798	3,009	0,1138

Auch diese verallgemeinerte Regression für den Jahresgang der Abwassertemperaturen in Abhängigkeit der jahresmittleren Abwassertemperatur trifft den mittleren Verlauf der Messwerte recht gut. Die maximalen Abweichungen von der Regression nach Gleichung (8.6) betragen bei den Klärwerken Hückeswagen und Schwelm (Jahre 2010 und 2011) deutlich weniger als 1 Kelvin, sowohl im Winterminimum als auch im Sommermaximum.

Um eine Aussage zur Prognosegüte zu treffen, werden im Folgenden die Abweichungen zwischen den Messwerten und der Regression nach Gleichung (8.7) statistisch analysiert. In Abbildung 8.29 links sind diese Abweichungen als Häufigkeitsverteilung dargestellt. Man erkennt eine breitere Verteilung bei hohen Abwassertemperaturen wie z.B. bei der Werks-Kläranlage von Bayer. Trägt man für alle analysierten Klärwerke die Standardabweichung σ der Temperaturabweichungen über der Jahresmitteltemperatur der jeweiligen Ganglinie auf (Abbildung 8.29, rechts), bestätigt sich diese Abhängigkeit. Aus dieser Regression der Standardabweichung $\sigma(\Delta T)$ bzw. Varianz σ^2 und dem Mittelwert $\overline{\Delta T}$ lassen sich Normalverteilungskurven ableiten (Arens 2009, S. 1339):

$$N(\overline{\Delta T}, \sigma^2) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma} e^{-0,5((\Delta T - \overline{\Delta T})/\sigma)^2}. \quad (8.8)$$

Diese Normalverteilungskurven sind als durchgezogene Linien in Abbildung 8.29, links dargestellt. Sie passen gut zu den ebenfalls im Bild dargestellten gemessenen Verteilungen. Bei Normalverteilungen liegen 95 % der Werte im Bereich des $\pm 1,96$ -fachen der Standardabweichung (Arens 2009, S. 1341), was der roten durchgezogenen Linie

in Abbildung 8.29 rechts entspricht. Daraus folgt, dass beispielsweise bei einer jahresmittleren Abwassertemperatur von 17 °C 95 % der Tagesmittelwerte in einem Band von ± 2 K um den Regressionsverlauf von Gleichung (8.7) zu erwarten sind.

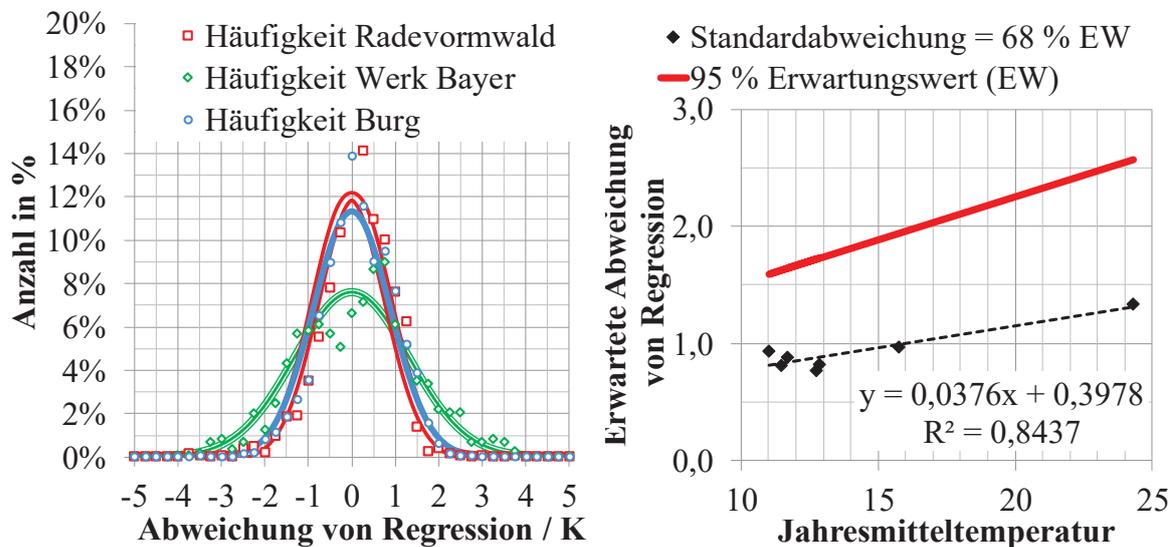


Abbildung 8.29: Häufigkeitsverteilung mit Normalverteilungen (ermittelt mit Regression gemäß gestrichelter Linie rechtes Diagramm) und rechts Standardabweichung in Abhängigkeit der Jahresmitteltemperatur

8.4.2 Abwassertemperaturen und –volumenströme im Tagesverlauf

Neben dem ausgeprägten Jahrgang der Abwassertemperatur gibt es typische Tagesgänge von Temperatur und Massenstrom. Aus den vorliegenden Messdaten werden typische Tagesgänge abgeleitet, welche für die Modellbildung genutzt werden. Es liegen Messdaten aus einem Sammlerkanal (Zeitraum 16.4.2014 bis 20.5.2014) und Messdaten aus dem Klärwerkszulauf von Buchenhofen für die Monate Januar, Mai und Juli im Jahr 2013 vor.

Im Folgenden werden die Einflüsse von Wochenenden und Feiertagen sowie von der Jahreszeit auf den Abwasservolumenstrom verdeutlicht. Eine etwas stärker generalisierte Darstellung ist bei der Abwassertemperatur möglich, hier lässt sich ein dimensionsloser Tagesgang f_T für einen Tag entwickeln, der multipliziert mit der Gleichung (8.7) für den Jahrgang ϑ_j gemäß Gleichung (8.7) den Temperaturwert für den aktuellen Zeitschritt ergibt. Dieses ist in Abbildung 8.30 für den Sammlerkanal in Mülheim in schwarzer Linienfarbe dargestellt. Die Messwerte werden gut wiedergegeben, wenn man von Regenereignissen und einigen Temperaturspitzen absieht. Die Temperaturspitzen sind vermutlich durch einen industriellen Einleiter (evtl. Abwässer der Friedrich Wilhelmshütte Stahlguss) verursacht. Ferner wurde die Kurve zur Prognose der Abwassertemperatur gemäß dem 95 % Erwartungswert (Abbildung 8.29 links) um $\pm 1,9$ K verschoben (geschätzter Jahresmittelwert 15,3 °C). Es liegen wie zu erwarten 94,9 % der Messwerte innerhalb des $\pm 1,9$ K Bandes.

Betrachtet man den Volumenstrom bzw. Durchfluss fällt dessen große Dynamik auf (Abbildung 8.30, türkisfarbene Linie). Nachts werden sehr kleine Volumenströme von minimal 40 l/s, typisch 70 l/s beobachtet, die morgens auf das Vielfache (300 l/s) und bei Regenereignissen um bis zu zwei Größenordnungen auf 3500 l/s ansteigen können. Ferner zeigt die linke Darstellung in Abbildung 8.31 den Unterschied zwischen Werktagen und Wochenenden bzw. Feiertagen. An Werktagen erfolgt der Volumenstromanstieg morgens etwa 1,5 Stunden früher.

Bei großen Kläranlagenzuläufen wie dem in Buchenhofen sind die Unterschiede im Tagesgang durch Gleichzeitigkeiten geringer (dimensionslose Darstellung in Abbildung 8.33 und rechte Darstellung in Abbildung 8.31). Im Winter bzw. Frühjahr sind höhere Durchflüsse durch Schneeschmelze und erhöhten Fremdwasseranteil zu erwarten als im Sommer (vergleiche Januar mit Mai und Juli in Abbildung 8.31, rechtes Bild).

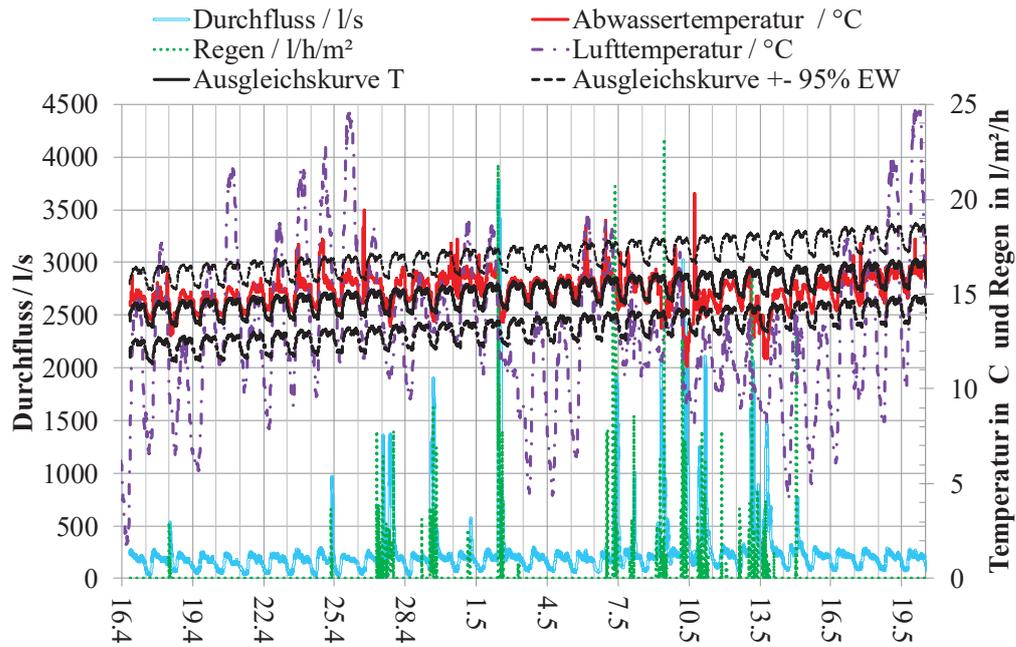


Abbildung 8.30: Messreihe Frühjahr 2014 im Sammelkanal Mülheim mit Ausgleichskurve nach Gleichung (8.7) und Prognose gemäß 95 % Erwartungswert nach Abbildung 8.29

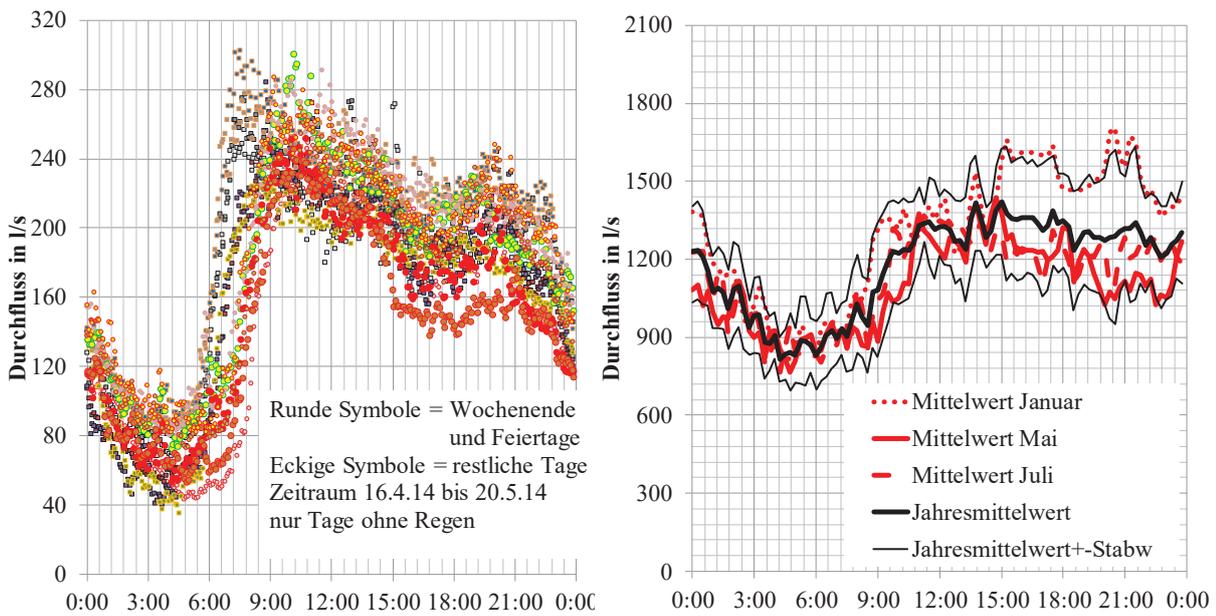


Abbildung 8.31: Tagesgänge des Abwasserdurchflusses; links: Sammelkanal Mülheim (gemessene 5 min Mittelwerte an 14 Messtagen), rechts: Zulauf Klärwerk Buchenhofen (gemessene 15 min Momentanwerte, Tage ohne Regen)

Die Analyse der Temperaturtagesgänge im Klärwerk Buchenhofen zeigt, dass man den Tagesgang (in Abbildung 8.32 links) auf die Tagesmitteltemperatur beziehen kann. Daraus leitet sich die dimensionslose Darstellung in Abbildung 8.32, rechts ab. Die Jahres-Mittelwertkurve in dieser dimensionslosen Darstellung liegt im Bereich der Standardabweichungen der Einzelmonate.

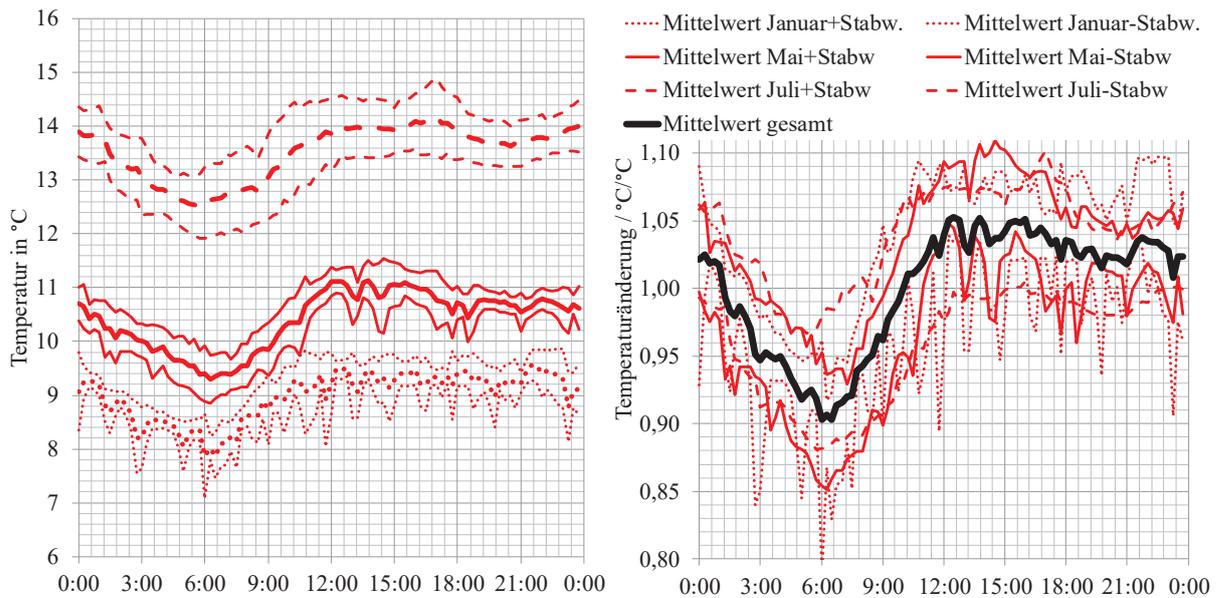


Abbildung 8.32: Tagesgänge der Zulauftemperatur am Klärwerk Buchenhofen; links: dimensionsbehaftete Mittelwertkurven und Standardabweichungen für drei Monate, rechts: dimensionslose Darstellung, normiert auf den Mittelwert

Abbildung 8.33 zeigt die dimensionslose Darstellung von Volumenstrom und Temperatur im Sammelkanal von Mülheim und im Kläranlagenzulauf von Wuppertal Buchenhofen. Trotz des gleichmäßigeren Verlaufes des Abwasserflusses bricht die Abwassertemperatur in Wuppertal Buchenhofen zwischen 3:00 und 7:00 Uhr stärker ein als in Mülheim. Ein Grund hierfür dürfte die längere Strecke des Kläranlagenzulaufes in wenig bebautem Gebiet sein, wodurch sich Wärmeverluste stärker auswirken.

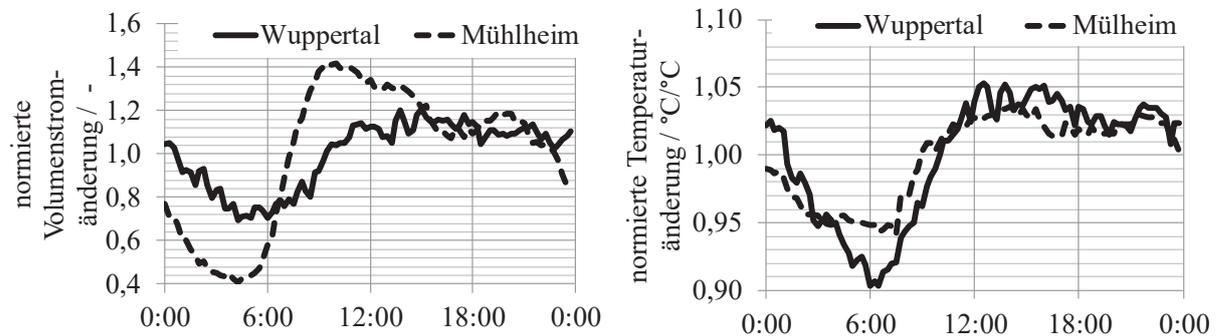


Abbildung 8.33: Dimensionslose, d.h. auf die Tages-Mittelwerte bezogene Darstellung der Tagesgänge von Volumenstrom und Temperatur für Kläranlagenzulauf Wuppertal Buchenhofen und Sammelkanal in Mülheim.

8.4.3 Beschreibung des Modells

Um die Temperaturen und Massenströme innerhalb des kommunalen Abwasserkanals in Abhängigkeit des Wetterdatensatzes simulieren zu können, ist ein Modell des Kanals erforderlich. Das hier erstellte Modell basiert auf Messdaten im Kanal an der Burgstraße in Mülheim (siehe Abbildung 8.30 und Abbildung 8.31), sowie auf den sinusförmigen Verläufen der Abwassertemperatur während eines Jahres gemäß Gleichung (8.7).

Als Eingänge besitzt das Modell die Lufttemperatur (T), die Luftfeuchte (rF) und den Niederschlag (NS). Diese Werte können aus Wetterdaten bezogen werden. Der Aufbau des Modells ist in Abbildung 8.34 dargestellt.

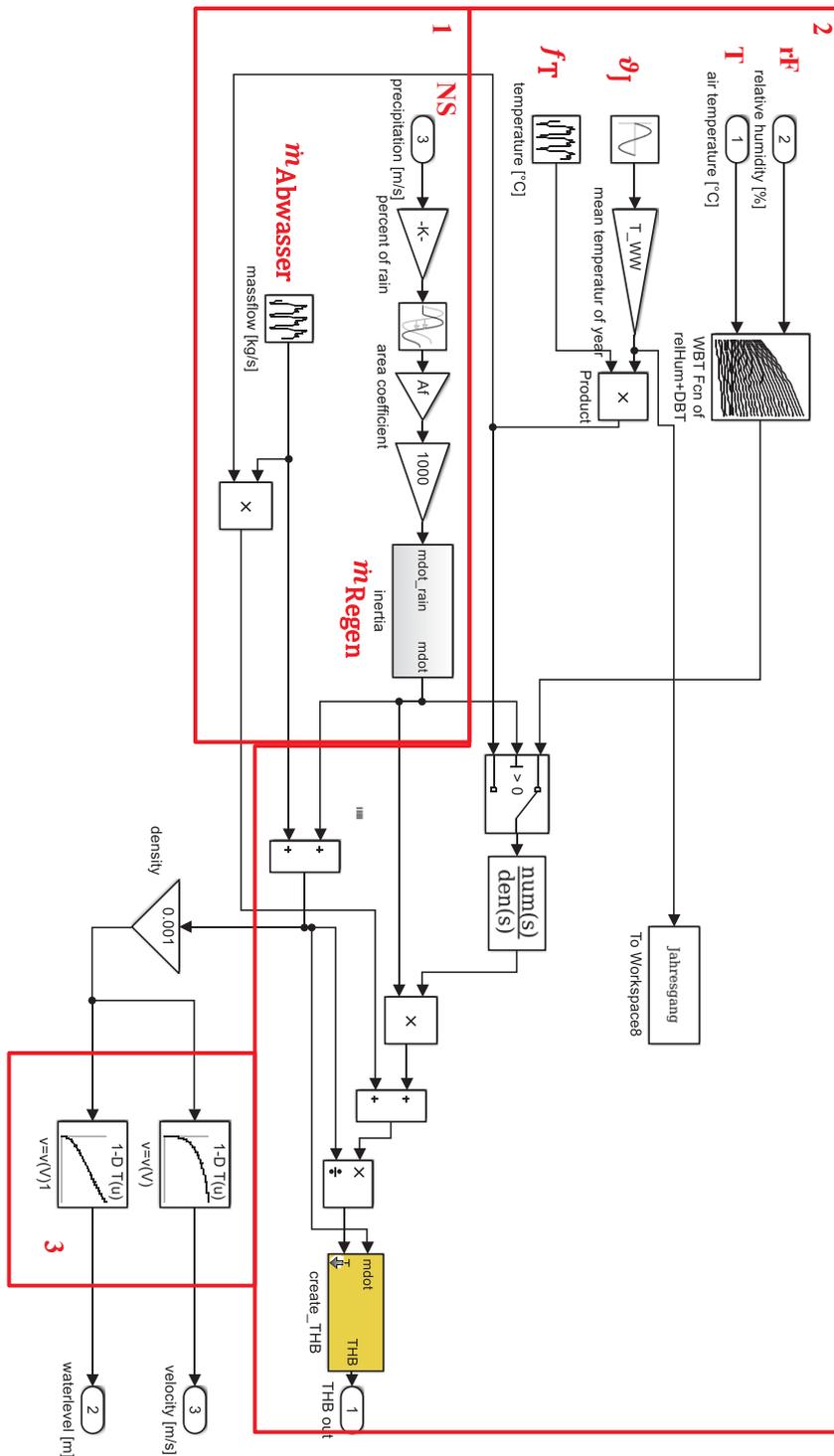


Abbildung 8.34 Aufbau des Modells des Abwasserkanals

Die Berechnung innerhalb des Modells ist in drei Teile unterteilt:

1. Berechnung des Abwassermassenstroms aus Niederschlag und Tagesgang an Trockenwettertagen gemäß Abschnitt 8.4.4. Es wird ein konstanter Tagesgang für das gesamte Jahr angenommen.
2. Berechnung der Abwassertemperatur aus Jahresgang ϑ_j gemäß Gleichung (8.7) und Tagesgang f_T sowie Mischtemperaturberechnung bei Niederschlägen gemäß Abschnitt 8.4.5.
3. Berechnung der Wasserhöhe und der Fließgeschwindigkeit im Kanal nach DARCY-WEISBACH gemäß Abschnitt 8.4.6

8.4.4 Berechnung des Abwassermassenstroms

Als Grundlage für die Berechnung des Abwassermassenstroms dient ein mittlerer Tagesgang für den Trockenwetterabfluss. Generiert aus allen Trockenwettertagen aus den Messdaten aus April/Mai in Abbildung 8.31 für den Kanal in Mülheim. Wie in Abbildung 8.31 rechts zu sehen, zählt der Mai eher zu den Monaten mit geringem Abfluss. Einflüsse durch Schneeschmelze oder Wochenend-/Werktagseinflüsse werden aus Gründen der Vereinfachung nicht berücksichtigt. Dieser Tagesgang wird zur periodischen Wiederholung als Repeating Sequence Block in das Modell integriert (Abbildung 8.34 dort als *massflow* [kg/s] betitelt).

Verändert wird dieser Verlauf nur durch Regenereignisse. Generell ist dabei ist das kommunale Ableitungssystem zu beachten. In Mülheim wird z.B. ein Mischsystem betrieben, bei dem alle Abwässer gesammelt in einer Leitung abgeführt werden. In Wuppertal hingegen wird ein Trennsystem benutzt. Das bedeutet, Regenwasser gelangt nur zu einem sehr geringen Anteil in den Schmutzwasserkanal.

Das Modell geht von einem Mischsystem aus. Um den Niederschlagsmassenstrom zu berechnen, wird die Niederschlagsmenge (in m/s) mit einem prozentualen Anteil der Stadtfläche verrechnet (dies geschieht über die Blöcke *percentage of rain* und *area coefficient*). Die Analyse der Messwerte in Mülheim hat ergeben, dass der Kanal an der Burgstraße ca. 2,5 % des an der Wetterstation Mülheim gefallenen Regens aufnimmt.

Des Weiteren muss beachtet werden, dass der Regen nicht sofort nach Einsetzen des Regenereignisses in den Kanal abläuft. Demnach muss der Massenstrom des Niederschlags im Modell verzögert werden. Die Messwerte in Mülheim zeigen eine Verzögerungszeit von 20-50 Minuten (Totzeitglied zwischen den zuvor genannten Blöcken). Zusätzlich muss berücksichtigt werden, dass der komplette Regen nicht auf einmal im Kanal ankommt, sondern anteilmäßig zu unterschiedlichen Zeiten. Aus diesem Grund wird im Subsystem *inertia* der Massenstrom des Niederschlags in 20 Ströme aufgeteilt und jeder einzelne Strom nochmals um jeweils 5 Minuten verzögert.

Durch Addition des verzögerten Niederschlagsmassenstroms mit dem Massenstrom des Trockenwetters wird der Gesamtmassenstrom ermittelt.

8.4.5 Berechnung der Abwassertemperatur

Für die Berechnung der Abwassertemperatur dienen im Trockenwetterfall dimensionslose Tagesganglinien für den Standort Mülheim gemäß Abbildung 8.33. Diese Ganglinien werden für jeden Tag gleich angenommen und über einen Repeating Sequence Block in das Modell integriert. Die Berücksichtigung des jahreszeitlichen Temperaturverlaufs erfolgt mittels Gleichung (8.7). Durch die Multiplikation beider Blöcke werden Tages- und Jahresgang miteinander verknüpft.

Im Falle eines Regenereignisses wird die Abwassertemperatur durch den in den Abwasserkanal eintretenden Regen beeinflusst. Das Ausmaß der Temperaturänderung ist von der Niederschlagstemperatur und dem Niederschlagsmassenstrom abhängig. Die Niederschlagstemperatur steht nicht in den Wetterdaten zur Verfügung und lässt sich auch nicht ermitteln. Aus diesem Grund wird angenommen, dass sie der Feuchtkugeltemperatur gemäß momentaner Lufttemperatur und Luftfeuchte entspricht. Sie wird im Modell mithilfe eines Lookup-Tables *WBT fcn of relHum+DBT* ermittelt. Hier ist eine Psychrometertabelle hinterlegt, mit der anhand der Luftfeuchte und der Lufttemperatur die Feuchtkugeltemperatur bestimmt wird.

Die Temperatur des Abwassers ergibt sich durch Mischungsrechnung (Energie und Massenbilanz) nach Gleichung (8.9), wobei die Wärmekapazitäten als konstant angenommen werden und sich damit herauskürzen.

$$T_m = \frac{T_{\text{Abwasser}} \cdot \dot{m}_{\text{Abwasser}} + T_{\text{Regen}} \cdot \dot{m}_{\text{Regen}}}{\dot{m}_{\text{Abwasser}} + \dot{m}_{\text{Regen}}} \quad (8.9)$$

8.4.6 Berechnung von Wasserhöhe, durchströmtem Querschnitt und Geschwindigkeit

Aus dem Abwassermassenstrom wird die Abwasserhöhe und die Abwassergeschwindigkeit berechnet. Grundlage ist die Berechnung nach DARCY-WEISBACH, welche die Fließgeschwindigkeit v über die Erdbeschleunigung g , den Reibungsbeiwert λ , den hydraulischen Radius R_h und das Rohrgefälle I_0 berechnet (Jirka, Lang 2009, S. 20):

$$v = \sqrt{\frac{8g}{\lambda}} \cdot \sqrt{R_h} \cdot \sqrt{I_0}, \quad (8.10)$$

Der Reibungsbeiwert λ und der hydraulische Radius R_h (Quotient aus durchströmtem Querschnitt und benetztem Umfang) sind nicht konstant und müssen unter Vorgabe der Wasserspiegelhöhe h berechnet werden (Bronstein 1979, S. 246) :

$$R_h = \frac{\pi R^2 - \left(\frac{R^2}{2}\right) \cdot \left(2\pi - 2 \cdot \arccos\left(1 - \frac{h}{R}\right) - \sin\left(2\pi - 2 \cdot \arccos\left(1 - \frac{h}{R}\right)\right)\right)}{2 \cdot \arccos\left(1 - \frac{h}{R}\right) \cdot R}. \quad (8.11)$$

Als konstante Größe geht der Rohrrinnenradius $R = D/2$ in Gleichung (8.11) ein.

Der Reibungsbeiwert λ in Gleichung (8.10) wird für den hydraulisch rauen Bereich durch Vorgabe einer Rauheitslänge k_s berechnet (Jirka, Lang 2009, S. 20–22):

$$\lambda = \frac{1}{4 \cdot \left[\lg\left(\frac{k_s/4R_h}{3,7}\right)\right]^2}. \quad (8.12)$$

Der Volumenstrom ergibt sich aus Multiplikation der Strömungsgeschwindigkeit v mit der durchströmten Fläche A :

$$\dot{V} = v \cdot A. \quad (8.13)$$

Mit obigen Gleichungen lässt sich das dimensionslose Diagramm links in Abbildung 8.35 erstellen, wie es in Lehrbüchern üblich ist. Man sieht, dass die Strömungsgeschwindigkeit im Abwasserkanal zunächst zunimmt und später bei einem h/D -Verhältnis von ca. 0,8 wieder sinkt. Auch der Durchfluss zeigt ein solches Verhalten, wobei das Maximum bei ca. $h/D = 0,94$ liegt (Werte Abhängig von λ, I_0). Beides ist bedingt durch die Zunahme des benetzten, reibungsbehafteten (Teil-)Umfanges des Rohres und die gleichzeitig zunehmende durchströmte Fläche.

Für eine Berechnung von Strömungsgeschwindigkeit und Wasserhöhe eignet sich das mittlere Diagramm in Abbildung 8.35. Da dem Kanal der Durchfluss aufgeprägt wird, stellt sich eine Wasserhöhe und eine Strömungsgeschwindigkeit ein. Es ergibt sich mathematisch eine doppelte Lösungsmenge im rot markierten Bereich. Um den genauen Verlauf der Wasserhöhe abzubilden, wäre eine zeitlich abhängige dynamische Betrachtung nötig (wie z.B. in (Dürrenmatt, Wanner 2014)). Aus Vereinfachungsgründen wird im Modell auf eine solche Berechnung verzichtet, da sich nur wenige Messdatenpunkte in diesem Bereich befinden (siehe Häufigkeitsverteilung in Abbildung 8.35 oben rechts), bei denen es sich um seltene Starkregenereignisse handelt. Unter der Häufigkeitsverteilung ist die rechnerische Bestimmung der Wasserhöhe im Vergleich zu den Messwerten aus dem Kanal in Mülheim dargestellt. Es ergibt sich eine gute Übereinstimmung für die der Kanalkarte entnommenen Steigung von $I_0 = 1/4100$, den Nenndurchmesser des Kanalrohres $D = 2,4$ m und einer den Messwerten angepassten Rauheitslänge von $k_s = 1,8$ mm. Die Rauheitslängen für glatte Betonrohre liegen laut (Jirka, Lang 2009, S. 22) im Bereich zwischen 1 und 6 mm.

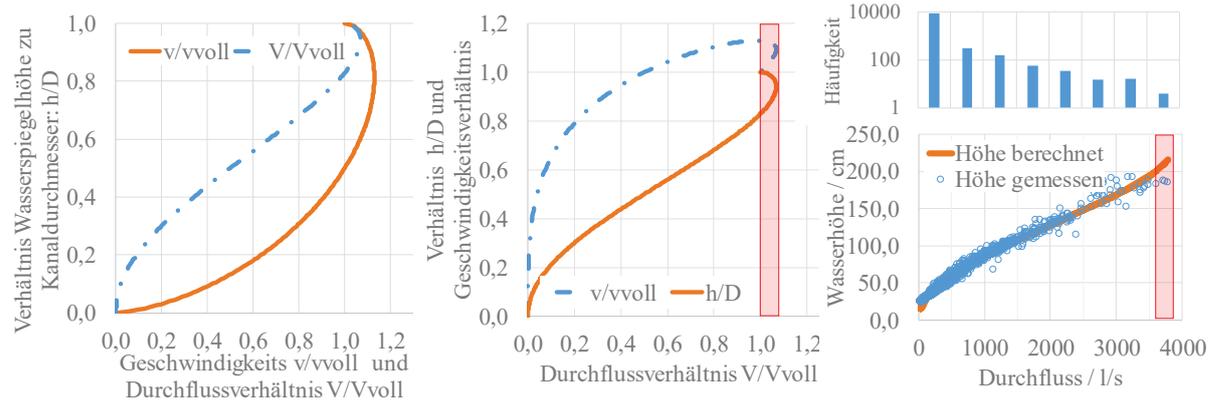


Abbildung 8.35 Links und Mitte - Bestimmung der Wasserhöhe und der Strömungsgeschwindigkeit aus dem Durchfluss. Rechts - Vergleich der gemessenen Daten in Mülheim mit Berechnung unter Vorgabe des Kanaldurchmessers $D = 2,4$ m, des Gefälles $I_0 = 1/4100$ und einer angepassten Rauigkeitslänge $k_s = 0,0018$ m

8.4.7 Test des Modells und Vergleich mit Messdaten

Die folgenden Abbildungen zeigen den Vergleich zwischen Messdaten für Abwasserdurchfluss, Abwassertemperatur und Abwasserhöhe und den Simulationen aus dem Modell. Als Eingangsgrößen für das Simulationsmodell lagen Wetterdaten der Stadt Mülheim für den gleichen Zeitraum vor¹⁴. Abbildung 8.36 zeigt den Vergleich für den Volumenstrom. Es ist zu erkennen, dass die simulierten Werte mit den gemessenen im Allgemeinen gut übereinstimmen. Jedoch treten einzelne Abweichungen auf, die durch die Ellipsen 1 und 2 in dem Ausschnitt zu den Tagen 6.5 bis 11.5. gekennzeichnet sind:

1. Simulierte Spitzen des Abwasservolumenstromes, die über den gemessenen liegen: Sie sind durch die Tatsache zu erklären, dass es lokal an der Wetterstation in Mülheim zwar geregnet hat, dieser Regen jedoch nicht im beobachteten Sammel-Kanal in Mülheim ankommt, sondern durch andere abfließt. Im Modell hat jedes Regenereignis aus den Wetterdaten Einfluss auf den simulierten Kanal und verursacht eine Erhöhung des Volumenstroms abweichend zum normalen Tagesgang.
2. Simulierte Werte nach Regenereignissen, die unter den gemessenen Werten liegen: Dies ist wahrscheinlich auf eine unzureichende Darstellung von Fremdwasser (Wasser, welches aus dem Erdreich durch Undichtigkeiten in das Kanalsystem nachfließt) bzw. Wasser aus Regenrückhaltebecken zurückzuführen, welches erst verzögert in den Kanal gelangt. Dies ließe sich natürlich auch, wie in Abschnitt 8.4.4 beschrieben, durch zusätzliche Totzeitglieder nachbilden, führt aber auch zu einer Verzögerung der zuerst ankommenden Spitzenvolumenströme. So ist das Regenereignis am 1.5./2.5. in seiner Spitze bereits verzögert (linke vergrößerte Darstellung in Abbildung 8.36). Daher wurde auf eine Ausweitung der Verzögerung verzichtet.

¹⁴ https://www.muelheim-ruhr.de/cms/die_muelheimer_wetterstation1.html

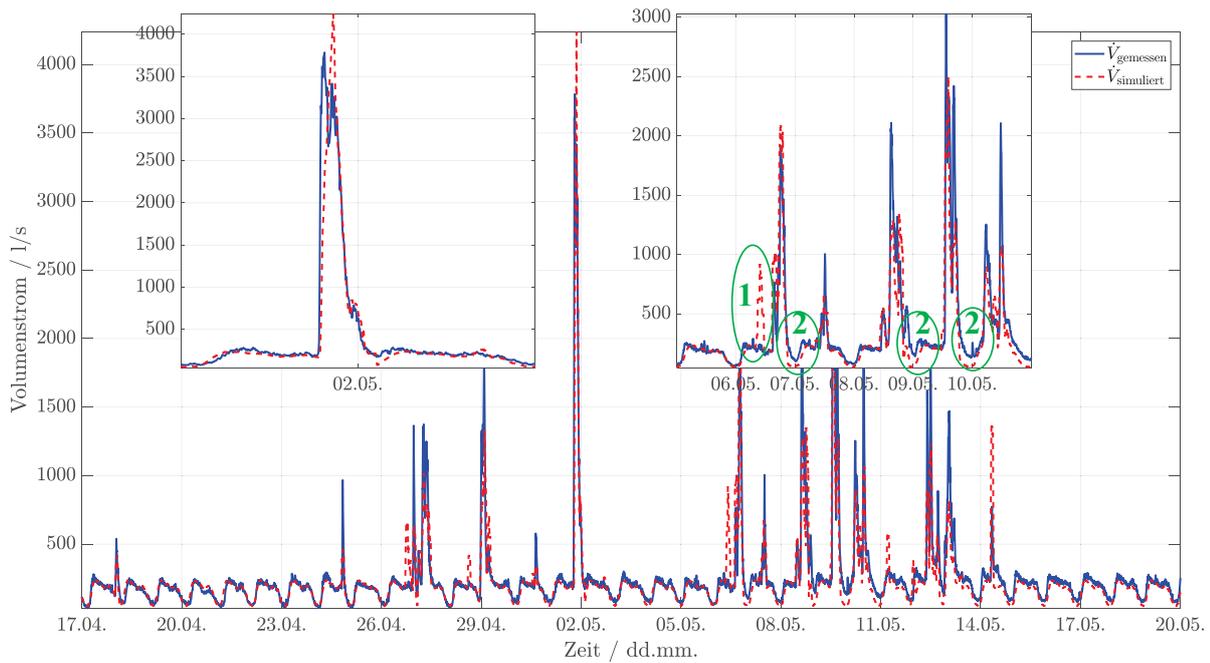


Abbildung 8.36 Vergleich des simulierten Abwasservolumenstroms mit Messdaten aus einem Mülheimer Sammelkanal in 2014

Der Vergleich der simulierten Abwassertemperatur zu den Messdaten ist in Abbildung 8.37 dargestellt. Zu sehen ist, dass die Tagesgänge nach Anpassung der Jahresmitteltemperatur im Bereich 1.5. bis 5.5., also ungefähr zur Mitte der Messung, gut übereinstimmen. Die Einbrüche der Temperatur durch Regenereignisse zwischen 27.4. und 3.5. werden gut wiedergegeben. Nur das absolute Temperaturniveau ist durch die Vorgabe der Jahresmitteltemperatur etwas nach unten verschoben. Ab dem 7.5. kühlen starke Regenereignisse das Abwasser signifikant ab, was durch das Modell nicht mehr wiedergegeben wird. Zum einen liegt dies an der fehlenden Simulation von Fremdwasser, zum anderen an der fehlenden Berücksichtigung von Boden- und Lufttemperatur auf den Wärmehaushalt des simulierten Abwasserkanals. Teilweise treten Temperaturspitzen, verursacht durch einen industriellen Einleiter, auf. Diese sind stochastisch verteilt und somit durch das Modell ebenfalls nicht abbildbar.

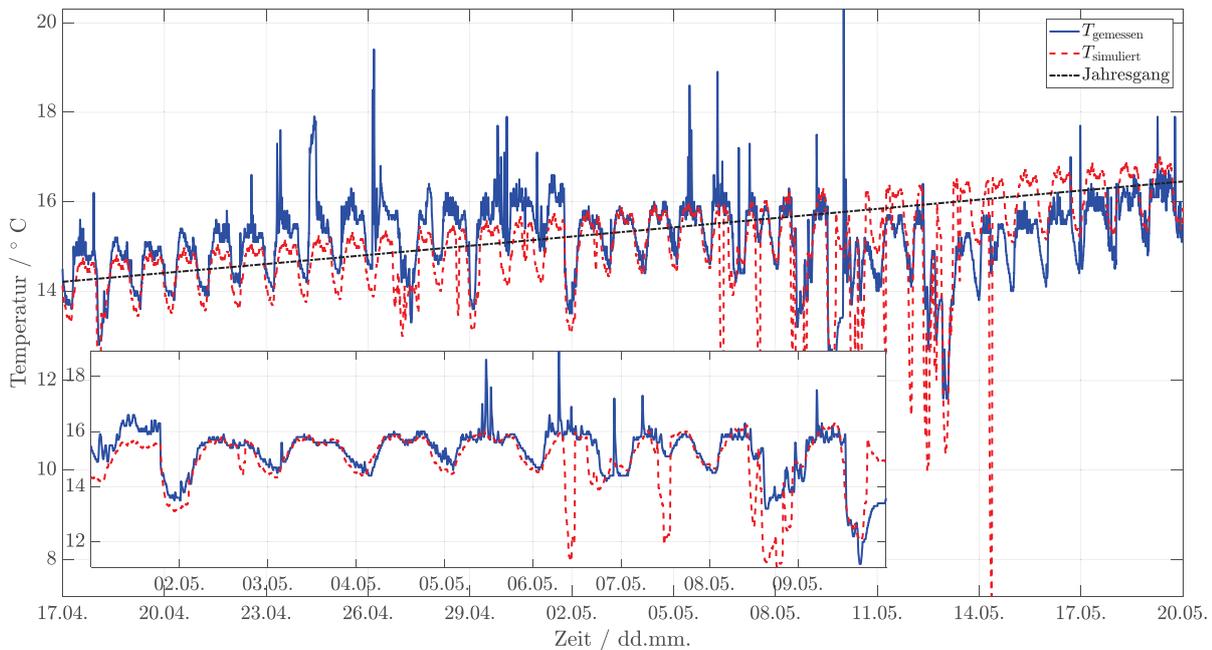


Abbildung 8.37 Vergleich der simulierten Abwassertemperaturen mit Messdaten aus einem Mülheimer Sammelkanal in 2014

Der Vergleich der Abwasserhöhe ist in Abbildung 8.38 dargestellt. Auch hier haben alle Regenereignisse an der Wetterstation Einfluss auf die Wasserhöhe im Kanal, sodass es z.B. am 6.5. in der Simulation zu einer Erhöhung

kommt. Diese Erhöhung wird nicht gemessen, da das Regenwasser offensichtlich nicht über den betrachteten Kanal abfließt. Ferner ist die simulierte minimale Abflusshöhe durchgängig um 10 bis 20 cm geringer als bei der Messung. Dies ist größtenteils auf eine bei der Messung berücksichtigte Ablagerungshöhe von 10 cm zurückzuführen¹⁵. Bei größeren Wasserabflüssen, wie sie tagsüber oder bei Regen vorkommen, ist der Einfluss der Ablagerung in der Kanalsohle auf die gemessene Wasserhöhe gering. Dies ist auf den geringen Anteil des durch die Ablagerungen versperrten Kanalquerschnitts am insgesamt durchströmten Querschnitt des Kanals zurückzuführen.

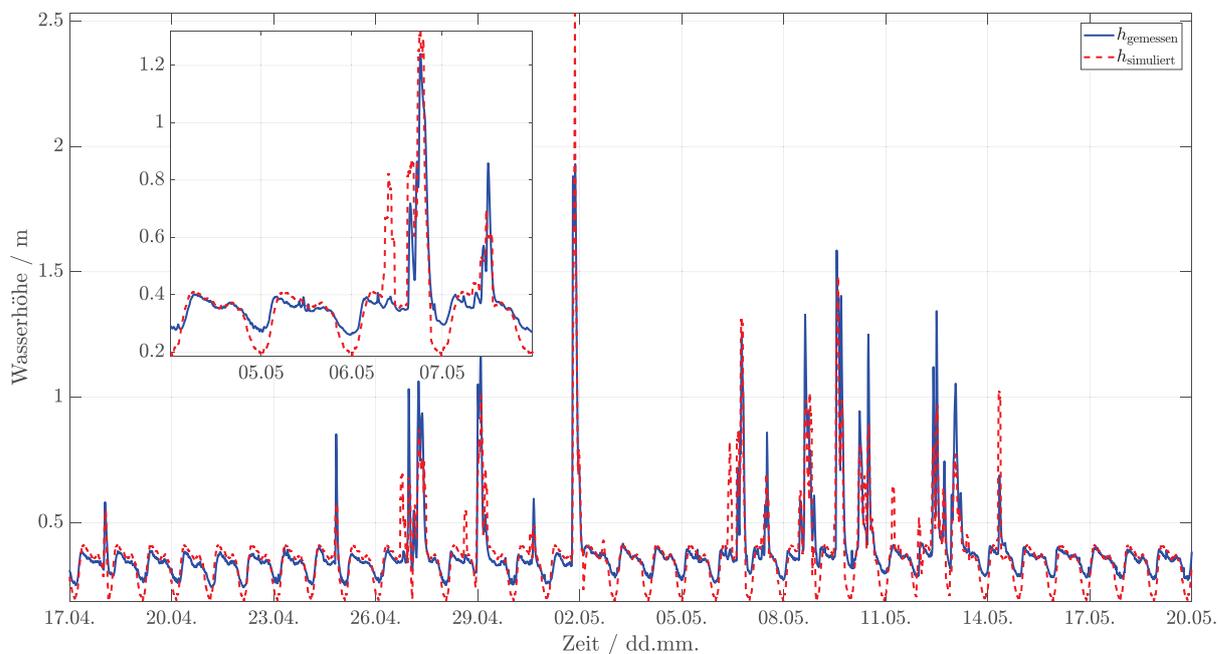


Abbildung 8.38 Vergleich der simulierten Abwasserhöhe mit Messdaten aus einem Mülheimer Sammelkanal in 2014

8.5 Modell des Abwasser-Wärmeübertragers

Simuliert wird ein Kanalrinnenwärmeübertrager aus Edelstahl, welcher in die Kanalsohle größerer Abwasserkanäle eingesetzt werden kann (vgl. Abschnitt 6.5.1). Das Modell basiert auf den allgemeinen Rechenverfahren des VDI Wärmeatlasses (VDI 2013) und konkreten Produktdaten der Firma Uhrig Kanaltechnik. Es berechnet die Austrittstemperaturen des Abwassers und des zirkulierenden Wärmeträgermediums, sowohl für Wärmeeintrag im Sommer als auch Wärmeentzug im Winter.

8.5.1 Beschreibung des Modells

Abbildung 8.39 zeigt die zweite Ebene des Abwasser-Wärmeübertrager-Modells. Als Eingänge besitzt das Modell die Fließgeschwindigkeit (v_{WW}), die Wasserspiegelhöhe (h) des Abwassers im Kanal und je einen *Thermo Hydraulic Bus* mit den Daten des Abwassers (THB_{WW_In}) und des Wärmeträgermediums (THB_{HTM_In}).

Über die Maske des Modells sind folgende Parameter einstellbar:

1. Länge eines Elements des Wärmeübertragers [m]
2. Wärmeübertragerfläche eines Elements [m^2/m]
3. Anzahl der Elemente [-]
4. Anzahl an (mäanderförmig durchströmten) Strömungskanälen pro Element [-]
5. Höhe der Strömungskanäle [m]

¹⁵ Aus dem Bericht der beauftragten Firma: „Bei der Auswertung wurde für die Berechnung des durchströmten Querschnitts eine Ablagerungshöhe von 10 cm berücksichtigt.“ (W.A.S., Wasser- Abwasser Systemtechnik GmbH 2014, S. 7)

6. Breite der Schweißnaht zwischen zwei Strömungskanälen [m]
7. Gewicht eines Elements [kg]
8. Inneres Volumen eines Elements [m³]
9. Radius des Kanals [m]
10. Material des Wärmeübertragers
11. Foulingwiderstand [m² K/W]
12. Initialtemperatur [°C]

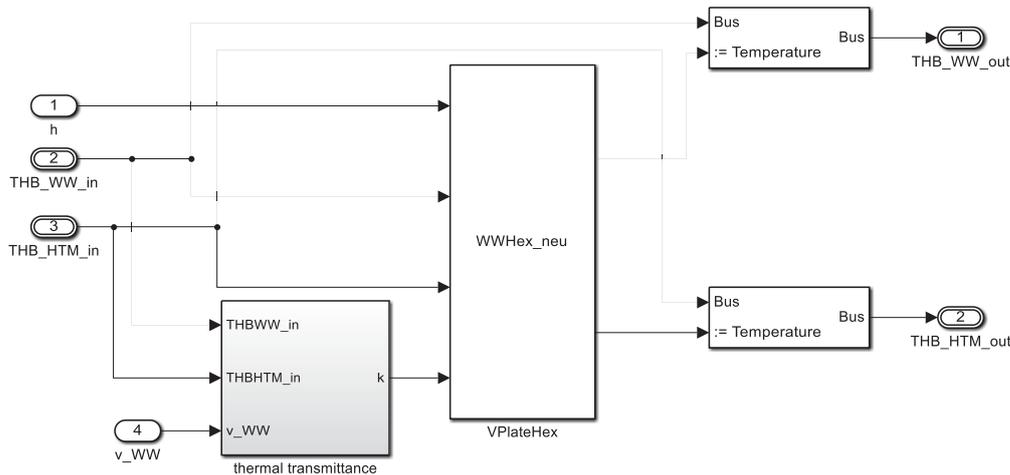


Abbildung 8.39 Modell des Kanalwärmeübertragers

Aus den geometrischen Werten, den Fluidaten und der Fließgeschwindigkeit des Abwassers wird über NUSSELT-Korrelationen unter Berücksichtigung des angesetzten Foulingwiderstandes im Block *thermal transmittance* ein Wärmedurchgangskoeffizient k berechnet. Die Berechnungen zum Wärmeübertrager und die Ermittlung der Austrittstemperaturen des Abwassers und des Wärmeträgermediums geschehen im Block *VPlateHex* nach dem NTU-Verfahren durch eine S-Function (eine in Simulink integrierte C-Funktion).

8.5.2 Berechnung des Wärmeübertragers mit der Zellenmethode

Der Abwasser-Wärmeübertrager besteht aus einzelnen Elementen. Diese sind typischer Weise etwa 1 m lang, sodass sie durch Kanalarbeiter im Kanal gut verbaut werden können. Die Elemente sind durch Anschlussleitungen (in Abbildung 8.40 als runde Leitungen dargestellt) in Parallelschaltung miteinander verbunden. Jedes Element wird vom Wärmeträgermedium mäanderförmig durchströmt, woraus sich in den Strömungskanälen abwechselnd ein Gleich- und Gegenstrom zur Fließrichtung des Abwassers ergibt. Nach der Zellenmethode (VDI 2013, Abschnitt C1-3.1) lässt sich die Berechnung in einzelne Gleich- bzw. Gegenstrom-Wärmeübertrager-Berechnungsknoten aufteilen. Die Anzahl der Berechnungsknoten entspricht der Anzahl an Strömungskanälen pro Element.

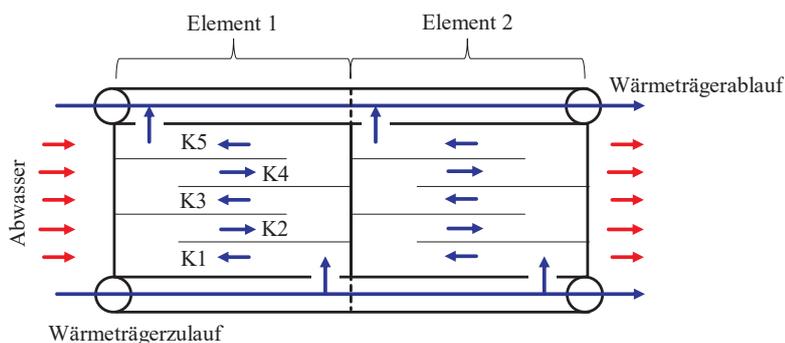


Abbildung 8.40. Durchströmung der Abwasser-Wärmeübertrager-Elemente und daraus resultierende Berechnungsknoten für Gleich- und Gegenstrom je Element. Hier: beispielhaft für 5 Knoten (K1 bis K5) je Element

Die notwendigen Berechnungen zur Wärmeübertragung sind in einer MATLAB Simulink S-Function zusammengefasst. Sie enthält folgenden Berechnungsabfolge.

Die Wärmekapazitätsströme \dot{W}_i können gemäß Gleichung (8.14) aus den Massenströmen \dot{m}_i und den spezifischen Wärmekapazitäten $c_{p,i}$ für jeden der beiden Stoffströme i berechnet werden.

$$\dot{W}_i = \dot{m}_i \cdot c_{p,i} \quad (8.14)$$

Der NTU-Wert für die Abwasserseite ergibt sich aus Gleichung (8.15), mit dem Wärmedurchgangskoeffizienten k (siehe folgender Abschnitt 8.5.3) und der Wärmeübertragerfläche A (VDI 2013, S. 38):

$$NTU_{\text{Abwasser}} = \frac{k \cdot A}{\dot{W}_{\text{Abwasser}}} \quad (8.15)$$

Mithilfe der dimensionslosen Temperaturänderung P wird die Austrittstemperatur in jedem Berechnungsknoten ermittelt, jeweils unter Berücksichtigung der wechselnden Strömungsführung. Für Gleichstrom gilt Gleichung (8.16) und für Gegenstrom Gleichung (8.17) (VDI 2013, S. 43). Dabei ist R das Verhältnis der Wärmekapazitätsströme ($R_{\text{Abwasser}} = \dot{W}_{\text{Abwasser}} / \dot{W}_{\text{Wärmeträger}}$).

$$P_{\text{Gleichstrom}} = \frac{1 - \exp[-NTU_{\text{Abwasser}} \cdot (1 + R_{\text{Abwasser}})]}{1 + R_{\text{Abwasser}}} \quad (8.16)$$

$$P_{\text{Gegenstrom}} = \frac{1 - \exp[(R_{\text{Abwasser}} - 1) \cdot NTU_{\text{Abwasser}}]}{1 - R_{\text{Abwasser}} \cdot \exp[(R_{\text{Abwasser}} - 1) \cdot NTU_{\text{Abwasser}}]} \quad (8.17)$$

Mithilfe der so bestimmten dimensionslosen Temperaturänderung kann die Austrittstemperatur nach Gleichung (8.18) berechnet werden (VDI 2013, S. 38).

$$T_{\text{Abwasser,aus}} = T_{\text{Abwasser,ein}} - P \cdot (T_{\text{Abwasser,ein}} - T_{\text{Wärmeträger,ein}}) \quad (8.18)$$

Dabei sind die Eintrittstemperaturen des Abwassers für jeden Knoten eines einzelnen Elementes des Wärmeübertragers gleich. Auf der Seite des Wärmeträgermediums entspricht die Eintrittstemperatur der Austrittstemperatur aus dem vorigen Berechnungsknoten.

Die übertragene Wärmemenge folgt gemäß dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik aus Gleichung (8.19).

$$\dot{Q} = \dot{W}_{\text{Abwasser}} \cdot (T_{\text{Abwasser,ein}} - T_{\text{Abwasser,aus}}) \quad (8.19)$$

Die Wärmekapazitäten des Wärmeübertragers und der beiden Fluide produzieren eine zeitlich verzögerte Temperaturänderung pro Element. Zwei Differentialgleichungen erster Ordnung berücksichtigen diesen Effekt, Gleichung (8.20) für die Abwasserseite und Gleichung (8.21) für die Wärmeträgerseite. Die Wärmekapazität $C_{\text{therm},i}$ beinhaltet die Wärmekapazität des jeweiligen Fluids sowie jeweils die Hälfte der Wärmekapazität des Wärmeübertragers.

$$\frac{dT_{\text{Abwasser,aus}}[n]}{dt} = \frac{1}{C_{\text{therm, Abwasser}}} (\dot{m}_{\text{Abwasser}} \cdot c_{p,\text{Abwasser}} \cdot (T_{\text{Abwasser,ein}} - T_{\text{Abwasser,aus}}[n]) - \dot{Q}) \quad (8.20)$$

$$\frac{dT_{\text{Wärmeträger,aus}}[n]}{dt} = \frac{1}{C_{\text{therm,Wärmeträger}}} (\dot{m}_{\text{Wärmeträger}} \cdot c_{p,\text{Wärmeträger}} \cdot (T_{\text{Wärmeträger,ein}} - T_{\text{Wärmeträger,aus}}[n]) + \dot{Q}) \quad (8.21)$$

Da das Wärmeträgermedium gesammelt über eine Sammelleitung abfließt (vgl. Abbildung 8.40), ergibt sich seine Gesamtaustrittstemperatur aus einer einfachen Mischungsrechnung nach Gleichung (8.22). Dabei ist angenommen, dass die Wärmeträgermassenströme durch die einzelnen Elemente des Wärmeübertragers und ihre spezifischen Wärmekapazitäten alle gleich groß sind:

$$T_m = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=0}^n T_i. \quad (8.22)$$

Die Gesamtaustrittstemperatur des Abwassers entspricht der Austrittstemperatur des letzten Elements.

8.5.3 Berechnung des Wärmedurchgangskoeffizienten

Der Wärmedurchgangskoeffizient ist abhängig von den Wärmeübergangskoeffizienten auf der Abwasser-Seite (Außenseite: α_a) und der Wärmeträger-Seite (Innenseite: α_i), sowie vom Foulingwiderstand (R_f) durch den Biofilm des Abwassers. Der Wärmewiderstand der Metallwand des Wärmeträgers kann vernachlässigt werden. Durch den großen Radius und die geringe Dicke der metallischen Wand kann von einer ebenen Platte ausgegangen werden. Damit ergibt sich der Wärmedurchgangskoeffizient k gemäß Gleichung (8.23):

$$k = \left(\frac{1}{\alpha_i} + R_f + \frac{1}{\alpha_a} \right)^{-1}. \quad (8.23)$$

Die Berechnung des inneren Wärmeübergangskoeffizienten erfolgt nach Ähnlichkeitsgesetzen aus (VDI 2013). Dazu müssen die Reynolds- und Prandtl-Zahl als dimensionslose Kennzahlen bestimmt werden:

$$Re = \frac{v \cdot \rho \cdot L}{\eta}, \quad (8.24)$$

$$Pr = \frac{\eta \cdot c_p}{\lambda}. \quad (8.25)$$

Die darin enthaltenen Stoffgrößen wie Viskosität η , Wärmekapazität c_p , Wärmeleitfähigkeit λ und Dichte ρ werden in Abhängigkeit der (jeweils bekannten) Eintrittstemperaturen berechnet. Auf eine iterative Berechnung unter Einbeziehung der Austrittstemperaturen, wie in der Wärmeübertragerauslegung üblich, wird verzichtet, da die Ein- und Austrittstemperaturen nahe beieinanderliegen und sich keine nennenswerten Ungenauigkeiten ergeben.

Die Strömungsgeschwindigkeit außen entspricht der Strömungsgeschwindigkeit des Abwassers. Die Strömungsgeschwindigkeit innen berechnet sich aus dem Volumenstrom des Wärmeträgers und der inneren Geometrie des Wärmeübertragers zu $v = \dot{V}/A_{\dot{V}}$. Dafür wird der Gesamt-Volumenstrom des Wärmeträgers auf alle Elemente des Wärmeübertragers gleichmäßig aufgeteilt. Die innere Geometrie eines einzelnen Wärmeübertrager-Elements und die daraus resultierende Querschnittsfläche für die Strömung $A_{\dot{V}}$ sind in Abbildung 8.41 erläutert.

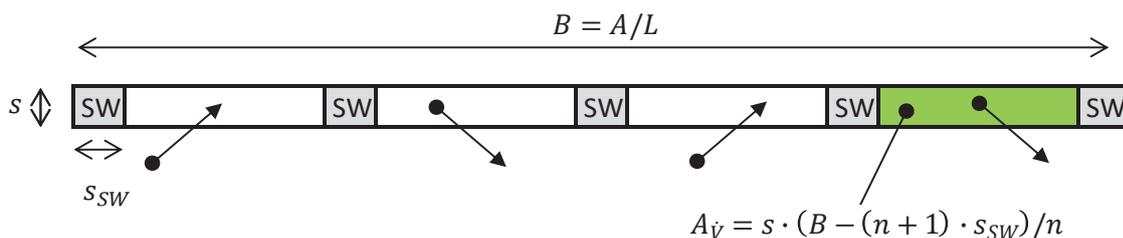


Abbildung 8.41 Berechnung der Querschnittsfläche $A_{\dot{V}}$ für die Spaltströmung im Abwasser-Wärmeübertrager auf Basis der Geometriedaten eines einzelnen Elements (SW = Schweißnaht, n = Anzahl Strömungskanäle, A und L = Fläche und Länge eines Elements)

Die Wärmeübergangskoeffizienten folgen aus der NUBELT-Zahl:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda}. \quad (8.26)$$

Die charakteristische Länge L ist für die Abwasserströmung die überströmte Länge des Wärmeübertragers. Für die Wärmeträgerströmung gilt im ebenen Spalt bei einseitiger Wärmeübertragung: $L = D_h = 2 \cdot s$ (mit s = Spalthöhe).

Für die innere NUBELT-Zahl ergibt sich für die vorliegende laminare Strömung (laminar gemäß angenommener Geometrie; wird auch durch (Hagspiel 2007, S. 9) bestätigt; Gleichung nach (VDI 2013, S. 800)):

$$Nu_i = 4,86 + \frac{0,061 \cdot \left(Re_i \cdot Pr_i \cdot \frac{D_h}{L_A} \right)^{1,2}}{1 + 0,091 \cdot \left(Re_i \cdot Pr_i \cdot \frac{D_h}{L_A} \right)^{0,17}} \quad (8.27)$$

Hydrodynamischer und thermischer Anlauf werden dabei durch das Verhältnis von D_h/L_A also dem Verhältnis von hydraulischem Durchmesser zu Länge des Spaltes berücksichtigt.

Für die äußere NUBELT-Zahl ergibt sich nach (VDI 2013, S. 805-806) bei turbulenter Strömung¹⁶:

$$Nu_a = \sqrt{\left(\frac{0,037 \cdot Re_a^{0,8} \cdot Pr_a}{1 + 2,443 \cdot Re_a^{-0,1} \cdot (Pr_a^{2/3} - 1)} \right)^2 + (0,664 \cdot Re_a^{0,5} \cdot Pr_a^{1/3})^2} \quad (8.28)$$

Der Foulingwiderstand ist abhängig von Betriebszeit und Reinigungsintervallen des Wärmeübertragers bzw. des Kanals. Es können gemäß (VDI 2013, S. 91) nur grobe Richtwerte gegeben werden. Eine gute Übereinstimmung der Modellergebnisse mit Herstellerangaben ergab ein $R_f = 0,9 \text{ m}^2\text{K/kW}$, wie er in (VDI 2013, S. 93) für Abwasser mit Strömungsgeschwindigkeiten $v > 1 \text{ m/s}$ auch angegeben wird.

In anderen Untersuchungen wurden auch höhere Foulingwiderstände festgestellt, z.B. durch sandige Ablagerungen in Kombination mit geringem Sohlgefälle. Hier können kürzere Reinigungsintervalle Abhilfe schaffen. Weiteres dazu und detaillierte Untersuchungen siehe (Wanner 2009, S. 38).

8.5.4 Validierung des Modells

Die Validierung des Modells erfolgt einerseits anhand statischer Auslegungsdaten des Herstellers und andererseits dynamisch anhand einer Messreihe in einem Mehrfamilienhaus in Frankfurt am Main (Bockelmann 20.12.2017). Andere verwendbare Messdaten waren trotz diverser Anfragen nicht verfügbar.

Tabelle 8.9 zeigt die Validierung mittels stationärer Herstellerangaben für einen Auslegungsfall, wie er für die verwendete Gas-Absorptionswärmepumpe und den analysierten Kanal in Mülheim passend wäre. Die mit dem Modell simulierten Austrittstemperaturen stimmen gut mit den Herstellerangaben überein.

Tabelle 8.9 Validierung des Abwasser-Wärmeübertrager-Modells mittels Daten einer stationären Auslegungsrechnung

	Volumenstrom Abwasser	Temperaturen Abwasser		Volumenstrom Wärmeträger	Temperaturen Wärmeträger	
	V_{Abwasser} [l/s]	$T_{\text{Abwasser,ein}}$ [°C]	$T_{\text{Abwasser,aus}}$ [°C]	$V_{\text{Wärmeträger}}$ [m³/h]	$T_{\text{Wärmeträger,ein}}$ [°C]	$T_{\text{Wärmeträger,aus}}$ [°C]
Hersteller	50	10,000	9,910	4,1	4,500	8,500
Simuliert	50	10,000	9,909	4,1	4,500	8,547
Hersteller	390	10,000	9,990	4,1	4,500	8,500
Simuliert	390	10,000	9,986	4,1	4,500	8,577

Für die dynamische Validierung wird zunächst die Parametrierung des Modells an die Auslegungsrechnung angepasst (Anzahl Elemente, geometrische Abmessungen, etc.). Abbildung 8.42 zeigt die Ergebnisse der anschließenden dynamischen Simulation im Vergleich zu den Messdaten vom 24.1.2017. Um die Austrittstemperatur des Wärmeträgermediums als Ergebnis der Simulation mit den Messdaten abzugleichen, bleibt als freier Parameter im

¹⁶ Gemäß (VDI 2013, S. 805) schlägt die Strömung bei $Re > 5 \cdot 10^5$ in turbulente Strömungen um. Dies ist auch für die relativ kurze überströmte Länge des hier betrachteten Abwasser-Wärmeübertragers gegeben (Auslegung für die Buderus GWPW-41 Wärmepumpe). Ferner sind die meisten Kanalströmungen als turbulent anzunehmen (Jirka, Lang 2009, S. 7).

Modell der Foulingwiderstand. Eine gute qualitative Übereinstimmung wird bei dem oben bereits genannten Literaturwert von $R_f = 0,9 \text{ m}^2\text{K/kW}$ erzielt. Bei der Bewertung des dynamischen Validierungsergebnisses sind auch die Unzulänglichkeiten der verfügbaren Messdaten bzgl. der nur groben zeitlichen Auflösung und der offensichtlichen Trägheit einzelner Sensorsignale in Rechnung zu stellen.

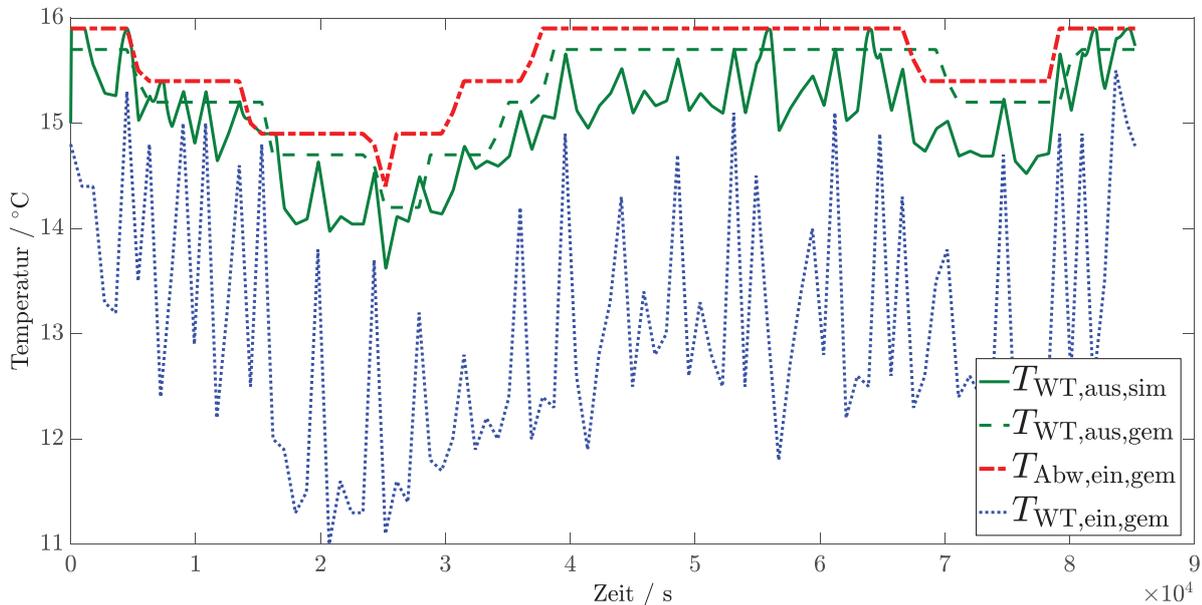


Abbildung 8.42 Dynamische Validierung des Abwasser-Wärmeübertragermodells im Vergleich zu Messdaten (grün gestrichelt = gemessene Austrittstemperatur des Wärmeträgermediums WT; grün durchgezogen = simulierte Werte)

8.6 Modell der Gas-Absorptionswärmepumpe

Simuliert wird eine Gas-Absorptionswärmepumpe der Fa. Robur, die als OEM Produkt auch von der Fa. Buderus vertrieben wird. Das Modell basiert auf ausführlichen Labormessungen an dem Gerät, der Buderus GWPW-41, unter variierten Randbedingungen.

8.6.1 Beschreibung des Modells

Das Simulationsmodell der Gas-Absorptionswärmepumpe ist analog zu dem kennfeldbasierten Modell aus (Adam u. a. 2013, S. 361 ff.) aufgebaut, sowie um spezifische Eigenschaften des vermessenen Gerätes erweitert.

Abbildung 8.43 zeigt die oberste Ebene des Modells und die Eingabemasken mit den hinterlegten Parametern. Als Eingänge besitzt das Modell den *Thermo Hydraulic Bus* der (kalten) Verdampferseite (*THB_cold_in*) und der (heißen) Kondensator- und Absorberseite (*THB_hot_in*), der alle wichtigen Daten über das jeweilige Fluid wie Temperatur, Massenstrom, Druck etc. enthält. Weitere Eingänge sind das Betriebssignal (*on_off*) zur Betriebsfreigabe, ein 0-10 V-Signal (*control_Qgas*) zur Leistungsmodulation des Brenners und die Umgebungstemperatur (*Tamb*) zur Berechnung der Wärmeverluste bei Gerätestillstand.

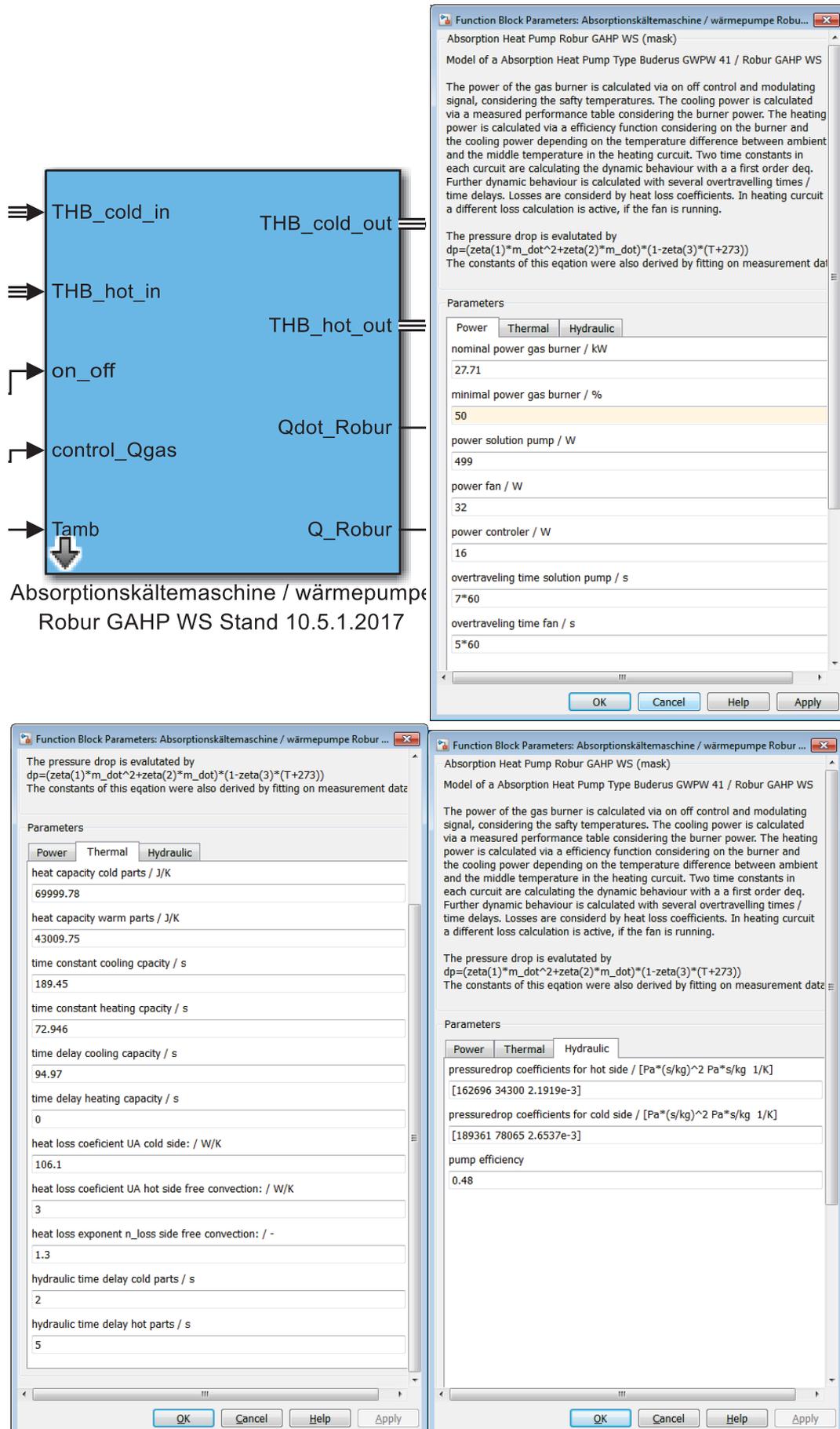


Abbildung 8.43 Modell der Gas-Absorptionswärmepumpe, oberste Modellebene und dreigeteilte Eingabemaske

Die Parametrierung des Modells erfolgt über eine dreigeteilte Eingabemaske (Abbildung 8.43):

Power-Maske:

1. Nenn- bzw. Maximalleistung des Brenners [$\dot{Q}_{Gas,max}/kW$]
2. Untere Modulationsgrenze des Brenners [$u_{PowerControl,min}/\%$]
3. Elektrische Leistungsaufnahme der Lösungsmittelpumpe [P_{SolP}/W]
4. Elektrische Leistungsaufnahme des Lüfters [P_{Fan}/W]
5. Elektrische Leistungsaufnahme des Reglers [P_{Ctr}/W]
6. Nachlaufzeit der Lösungsmittelpumpe [$\tau_{OT,SolP}/s$]
7. Nachlaufzeit des Lüfters [$\tau_{OT,Fan}/s$]

Thermal-Maske:

1. Wärmekapazitäten auf der Kälte- und Heizseite [$C_{NT}, C_{HT} \text{ J/K}$]
2. Zeitkonstanten für die Dynamik der Leistungsentwicklung auf der Kälte- und Heizseite [$\tau_{NT}, \tau_{HT}/s$]
3. Totzeiten für die Dynamik der Leistungsentwicklung auf der Kälte- und Heizseite [$\tau_{T,NT}, \tau_{T,HT}/s$]
4. Wärmeverlustrkoeffizienten auf der Kälte- und Heizseite [$kA_{KT}, kA_{HT}/W/K$]
5. Exponent des Wärmeverlustrkoeffizienten auf Heizseite [$n_{HT}/-$]
6. Hydraulische Totzeiten auf der Kälte- und Heizseite [$\tau_{Del.cold}, \tau_{Del.hot}/s$]

Hydraulic-Maske:

1. Druckverlustkoeffizienten auf der Heiz- und Kälteseite [$\xi_{1,HT/NT} / \frac{Pa \cdot s^2}{kg^2}, \xi_{2,HT/NT} / \frac{Pa \cdot s}{kg}, \xi_{3,HT/NT} / \frac{1}{K}$]
2. Wirkungsgrad der Pumpen (zur Berechnung der anteiligen Pumpenleistung zur Überwindung der Druckverluste innerhalb der Maschine [$\eta_{el,pumpe}/-$])

Die zweite Ebene des Modells (Abbildung 8.44) enthält im Wesentlichen folgende Berechnungsschritte:

1. Sicherheit: Überwachung der Austrittstemperaturen im Heiz- und Kaltwasserkreis (Einfrierschutz). Werden die Maximal- und Minimaltemperaturen nicht eingehalten, so wird das von außen vorgegebene Einschaltsignal der übergeordneten Regelung aufgrund dieser internen Schutzfunktion auf 0 \equiv aus gesetzt.
2. Berechnung der Gas-Brennerleistung aus dem Signal der Leistungsmodulation und des Control Signals
3. Elektrische Leistungsermittlung und Bestimmung von Signalen, welche die Verluste steuern (unter Berücksichtigung der Lüfterlaufzeit)
4. Berechnung der Austrittstemperaturen mithilfe der Leistungen aus Kennfeldtabellen und deren Dynamik, im abgeschalteten Modus die Verlustberechnung, ferner die Druckverlustberechnung für die Kälteseite
5. Analog zu 4. für die Heizseite
6. Datenausgabe: alle (integrierten) Leistungen und die Austrittstemperaturen.

In den folgenden Abschnitten wird auf diese einzelnen Punkte detailliert eingegangen.

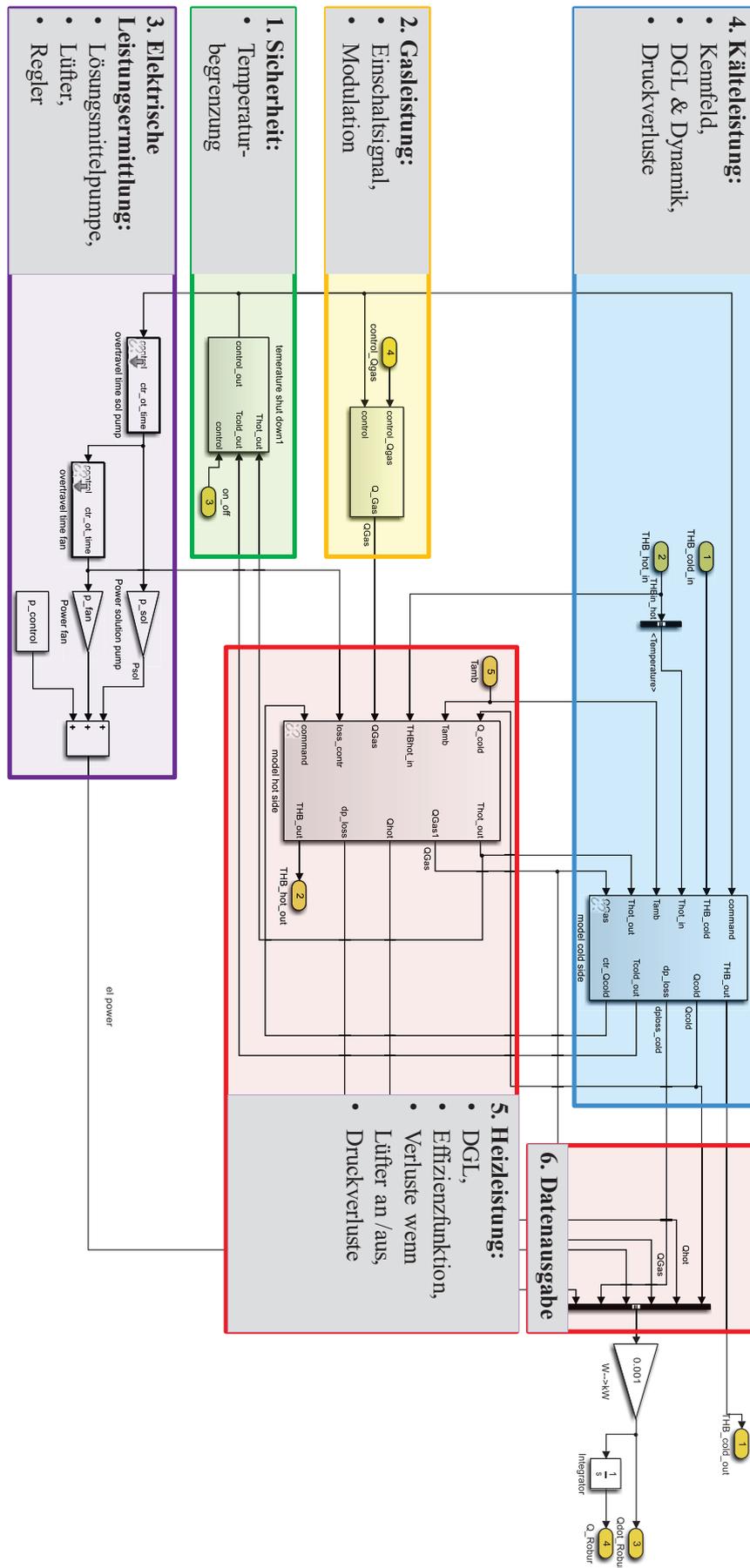


Abbildung 8.44 Modell der Gas-Absorptionswärmepumpe/-kältemaschine (zweite Modellebene)

8.6.2 Sicherheitsabschaltung der Gaswärmepumpe

Die Maschine wird bei Überschreitung bzw. Unterschreitung der in Tabelle 8.10 genannten Austrittstemperaturen der an der Maschine anliegenden Wärmeträgerströme abgeschaltet bzw. wieder hinzugeschaltet:

Tabelle 8.10 Sicherheitsabschaltgrenzen der Wärmepumpe für die Austrittstemperaturen der an der Maschine anliegenden Wärmeträgerströme

	Heizkreis		Kaltwasserkreis	
	Abschaltpunkt/°C	Wiedereinschaltpunkt/°C	Abschaltpunkt/°C	Wiedereinschaltpunkt/°C
Obere Temperaturbegrenzung	65	63	45	43
Untere Temperaturbegrenzung	22	20	4	9

Die Angaben sind der Betriebsanleitung (Buderus 2014, S. 50 ff.) entnommen oder stammen aus Erkenntnissen aus Messreihen.

8.6.3 Berechnung der Gas-Brennerleistung

Die Berechnung der Gas-Brennerleistung nutzt das 0-10 V Signal der Leistungsmodulation (*control_Qgas*). Da eine untere Modulationsgrenze einzuhalten ist, wird dieses Signal auf ein Intervall zwischen 3 V und 10 V begrenzt (Abbildung 8.45). Dieser Wert wird mit dem unter Sicherheitsaspekten (Abschnitt 8.6.2) ggf. modifizierten Betriebssignal (*control*) multipliziert. Anschließend erfolgt eine Skalierung auf die Brennernennleistung in kW und eine Umrechnung in Watt.

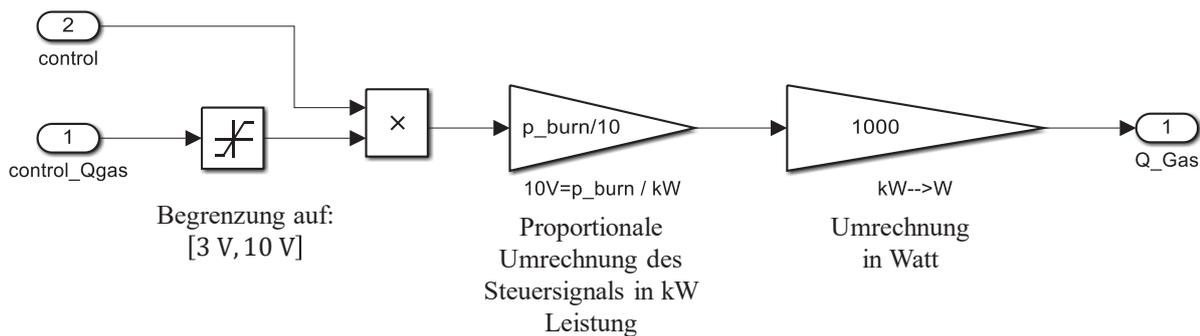


Abbildung 8.45 Blockscha zur Berechnung der Gas-Brennerleistung

8.6.4 Ermittlung der elektrischen Leistungsaufnahme

Die elektrische Leistungsaufnahme setzt sich aus der Leistungsaufnahme des Reglers, der Lösungsmittelpumpe und des Lüfters zusammen. In Abbildung 8.44 unten zu sehen (vergrößert siehe Abbildung 8.46) addieren sich diese Einzelleistungen zu einer elektrischen Gesamtleistung. Bei Lösungsmittelpumpe und Lüfter sind Nachlaufzeitblöcke, die sogenannte *overtravel time*, nötig. Die elektrische Leistungsaufnahme setzt unmittelbar ein. Beim Wechsel des Betriebssignales von 1 auf 0 laufen diese Bauteile gemäß den Eintragungen in der Power-Maske noch entsprechend lange nach. Das nachlaufende Signal des Lüfters wird des Weiteren noch für die Verlustrechnung benutzt.

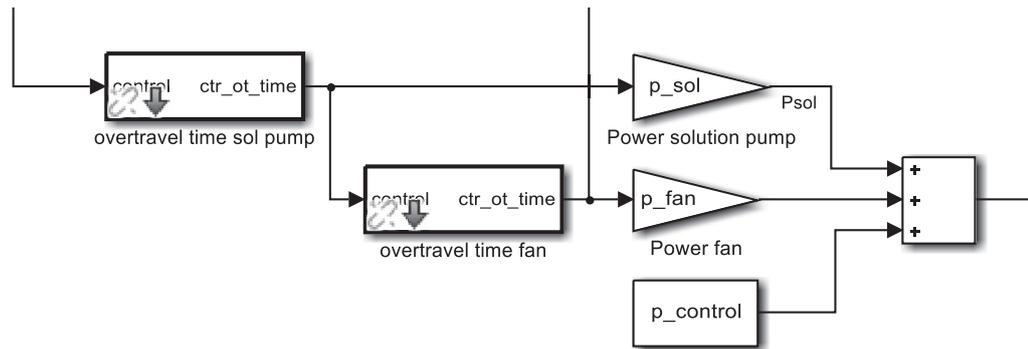


Abbildung 8.46 Blockschema zur Ermittlung der elektrischen Gesamtleistungsaufnahme aus den Leistungen des Reglers ($p_{control}$), des Lüfters (p_{fan}) und der Lösungsmittelpumpe (p_{sol}) unter Berücksichtigung der Nachlaufzeiten (*overtravel time*)

8.6.5 Ermittlung der Kälte- und Heizleistung

Die Kälte- und die Heizleistung der Absorptionswärmepumpe wurden unter variierten Randbedingungen stationär am Laborprüfstand vermessen. Der gemessene Wirkungsgrad GUE (Gas Utilization Efficiency) ist in Abbildung 8.47 über der thermodynamischen Mitteltemperatur des Kaltwasserkreises bei verschiedenen Mitteltemperaturen des Heizwasserkreises aufgetragen. Die Mitteltemperaturen wurden als Parameter gewählt, um den Einfluss der Volumenströme auf die Austrittstemperaturen und damit den Wirkungsgrad der Maschine direkt mit einzubeziehen. Es ist zu erkennen, dass die Punkte 1 und 2 mit verringertem Volumenstrom im Heizwasserkreis, und daraus resultierender größerer Mitteltemperatur, im Rahmen der Messgenauigkeiten gut vom Kennfeld abgebildet werden. Gleiches gilt für die Variation der Volumenströme im Kaltwasserkreis (Punkte 3 und 4).

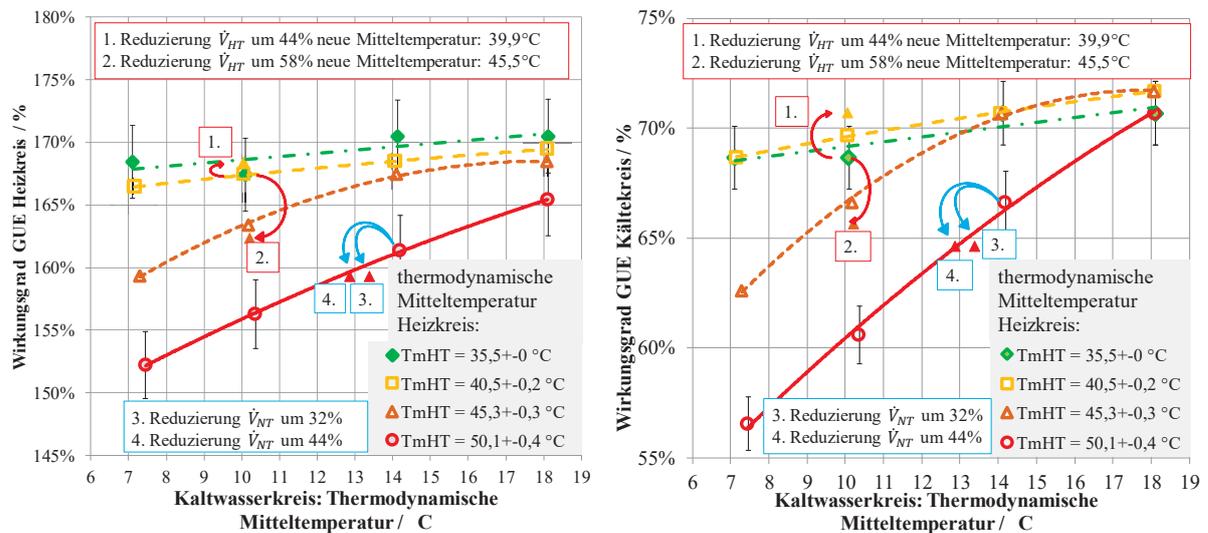


Abbildung 8.47 Wirkungsgrad (Gas Utilization Efficiency GUE) der Gas-Absorptionswärmepumpe in Abhängigkeit der thermodynamischen Mitteltemperaturen im Kalt- und Heizwasserkreis, inklusive erfolgreicher Test auf Gültigkeit bei Volumenstromvariationen

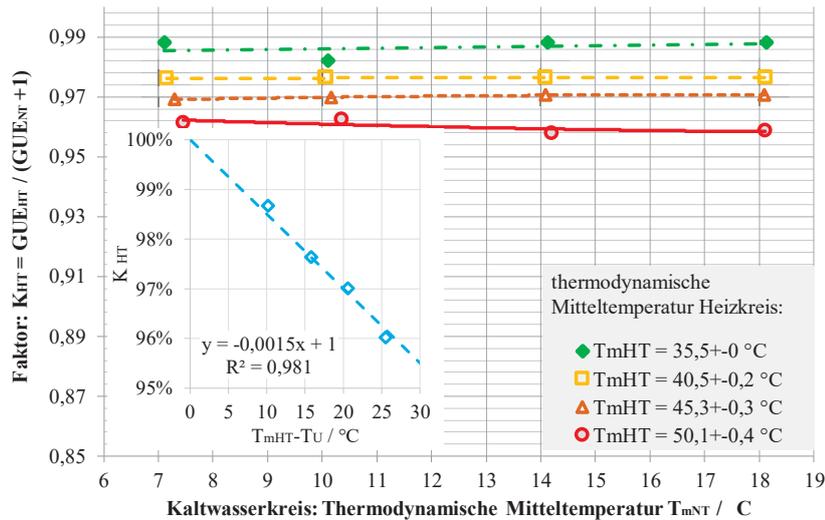


Abbildung 8.48 Faktor K_{HT} als Quotient aus dem heizseitigen Wirkungsgrad GUE_{HT} und dem um 1 addierten kälteseitigen Wirkungsgrad GUE_{NT} in Abhängigkeit der thermodynamischen Mitteltemperatur im Kaltwasserkreis und in Abhängigkeit der Differenz zwischen thermodynamischer Mitteltemperatur im Heißwasserkreis (T_{mHT}) und der Umgebungstemperatur (T_U)

Abbildung 8.48 zeigt einen Faktor K_{HT} als Quotient aus dem heizseitigen Wirkungsgrad und dem um 1 addierten kälteseitigen Wirkungsgrad bei Betrieb der Maschine. Ohne Wärmeverluste wäre nach dem 1. Hauptsatz der Thermodynamik $K_{HT} = 1$. Abweichungen von 1 sind ein Maß für die Verluste (siehe Herleitung zu Gleichung (8.29)). Gemäß Abbildung 8.48 hängt K_{HT} nur wenig von der thermodynamischen Mitteltemperatur im Kaltwasserkreis ab. Signifikant ist jedoch die Abhängigkeit von der mittleren Temperaturdifferenz zwischen Heizwasserkreis und Umgebung, wie das eingeschobene Diagramm in Abbildung 8.48 zeigt. Der Faktor K_{HT} berechnet sich unter Berücksichtigung dieser Abhängigkeit nach Gleichung (8.29):

$$\dot{Q}_{HT} = \dot{Q}_{Gas} + \dot{Q}_{NT} - \dot{Q}_{Verl} \quad | \cdot 1/\dot{Q}_{Gas}$$

$$GUE_{HT} = 1 + GUE_{NT} - \dot{Q}_{Verl}/\dot{Q}_{Gas} \quad | \cdot \frac{1}{1 + GUE_{NT}}$$

$$K_{HT} = \frac{GUE_{HT}}{GUE_{NT} + 1} = 1 - \frac{\dot{Q}_{Verl}}{\dot{Q}_{Gas} \cdot (1 + GUE_{NT})} = 1 - 0,0015 \frac{1}{K} \cdot (T_{mHT} - T_U) \quad (8.29)$$

Im Modell der Gas-Absorptionswärmepumpe ist das Wirkungsgradkennfeld des Kältekreis als 2-D Look-Up Table implementiert und wird linear inter- und extrapoliert. Das Schaltbild in Abbildung 8.49 zeigt die Kälteleistungsermittlung. Die Berechnung der Mitteltemperaturen (1.) erfolgt im Modell aus Gründen der Rechenzeitreduzierung vereinfacht über eine arithmetische Mittelwertbildung der Aus-/Eintrittstemperaturen, da bei den hier vorliegenden kleinen Spreizungen keine nennenswerten Unterschiede zum Weg über die thermodynamische Mitteltemperatur existieren. Der davon abhängige Wirkungsgrad aus dem Look-Up-Table (2.) wird anschließend durch zwei Faktoren korrigiert (3.), die sich nach Abschluss der Labormessungen aus Informationen zum korrekten Heizwert des genutzten Erdgases und einer Nachkalibrierung der Volumenströmmeßgeräte ergaben. Die Multiplikation mit der Gas-Brennerleistung (5.) ergibt die Kälteleistung. Diese setzt erst ein, wenn das durch eine Totzeit (4.) verzögerte Control Signal eintrifft, und wird zur Berücksichtigung thermischer Trägheit durch ein Übertragungsglied 1. Ordnung weiter verzögert (6.). Es folgt eine Beschränkung auf Werte zwischen 0 und unendlich (7.) sowie eine Multiplikation mit -1 (8.), damit die Kälteleistung dem zirkulierenden Wärmeträgermedium entzogen wird.

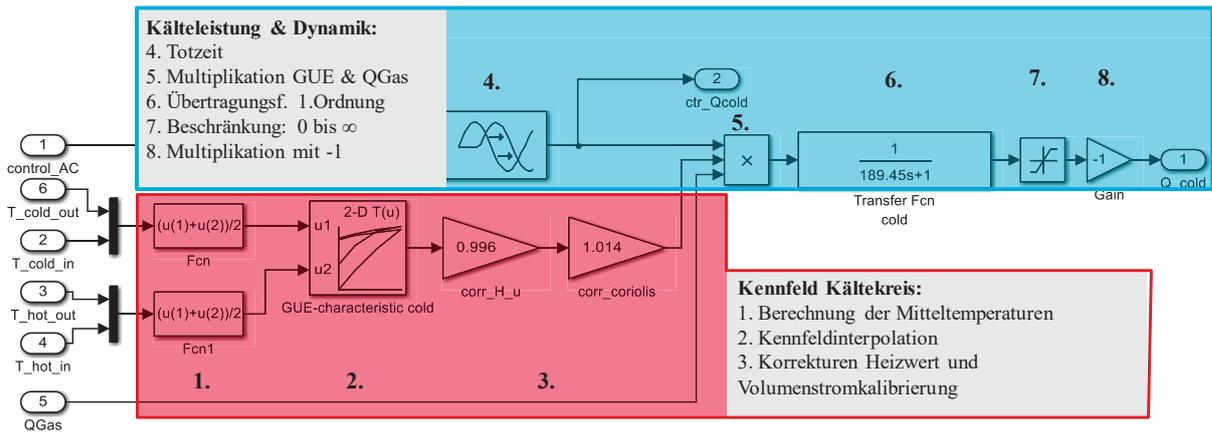


Abbildung 8.49 Blockschema zur Leistungsberechnung im Kaltwasserkreis

Wie zu den Herleitungen zu Gleichung (8.29) gezeigt wird, setzt sich die Heizleistung aus der Brennerleistung und der bereits berechneten Kälteleistung abzüglich der Verluste zusammen, letzteres berücksichtigt über die Multiplikation mit dem Faktor K_{HT} (Punkte 1. und 2. bzw. 3. bis 6. in Abbildung 8.50). Anschließend wird wieder eine Dynamik durch ein Totzeitglied und eine Übertragungsfunktion 1. Ordnung aufgeprägt.

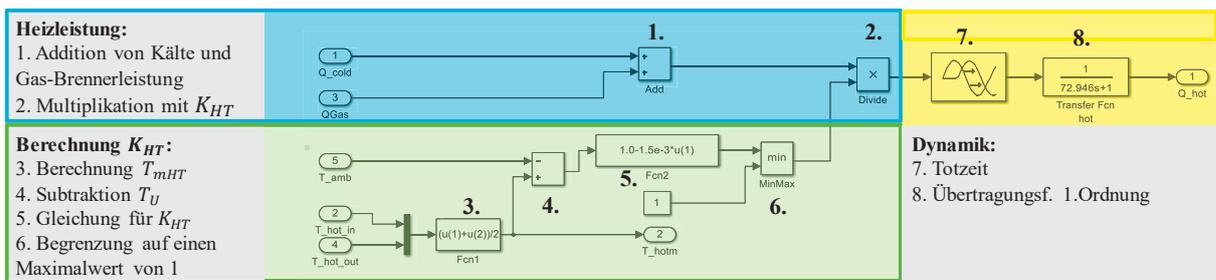


Abbildung 8.50 Blockschema zur Leistungsberechnung im Heizwasserkreis

8.6.6 Berechnung der Austrittstemperaturen und Wärmeverluste bei Brennerstillstand

Die Berechnung der Austrittstemperaturen erfolgt über ein einfaches Blockkapazitätsmodell unter Berücksichtigung der Leistungen in Heiz- und Kaltwasserkreis \dot{Q}_j gemäß den Kennfeldern inklusive Dynamik (voriger Abschnitt 8.6.5), der Wärmeverluste $\dot{Q}_{Verlust,j}$, der Energieinhalte der aus- und eintretenden Medienströme \dot{Q}_{Med} , sowie einer hydraulischen Totzeit. Abbildung 8.51 zeigt das Blockmodell und beispielhaft bei schwingender Eintrittstemperatur den simulierten Verlauf der Austrittstemperatur, welcher um die Totzeit verschoben und durch die Wärmekapazität des Kreises gedämpft wird, im Vergleich zu Messwerten aus den HiL Versuchen.

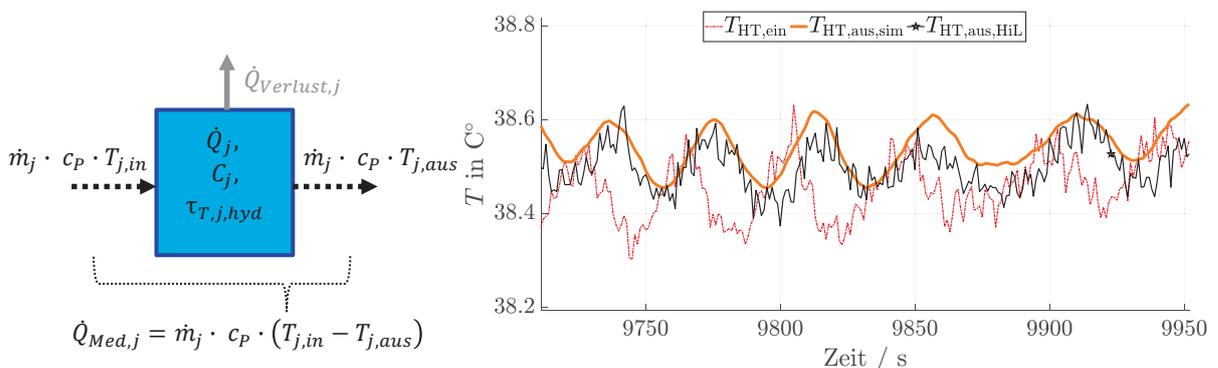


Abbildung 8.51 Thermodynamisches Modell im Kalt- und Heizwasserkreis (Indizes $j=\{NT, HT\}$) und resultierendes Schwingungsverhalten im Heizwasserkreis

Folgende Differentialgleichung beschreibt den Zusammenhang:

$$C_j \frac{dT_{j,aus}}{dt} = \dot{Q}_j + \dot{Q}_{Med,j} + \dot{Q}_{Verlust,j} \quad (8.30)$$

$$C_j \frac{dT_{j,aus}}{dt} = \dot{Q}_j + \dot{m}_j \cdot c_p \cdot (T_{j,in} - T_{j,aus}) + \sum_k u_{kA,j,k} \cdot kA_{j,k} \cdot (T_{amb} - T_{j,m})^{n_{j,k}}$$

Die mit der DGL (8.30) berechnete Austrittstemperatur wird anschließend noch durch ein Totzeitglied verzögert, gemäß $T_{j,aus} = T_{j,aus}(t - \tau_{T,j,hyd})$. Abbildung 8.52 zeigt beispielhaft die Umsetzung der DGL unter MATLAB Simulink für den Kaltwasserkreis.

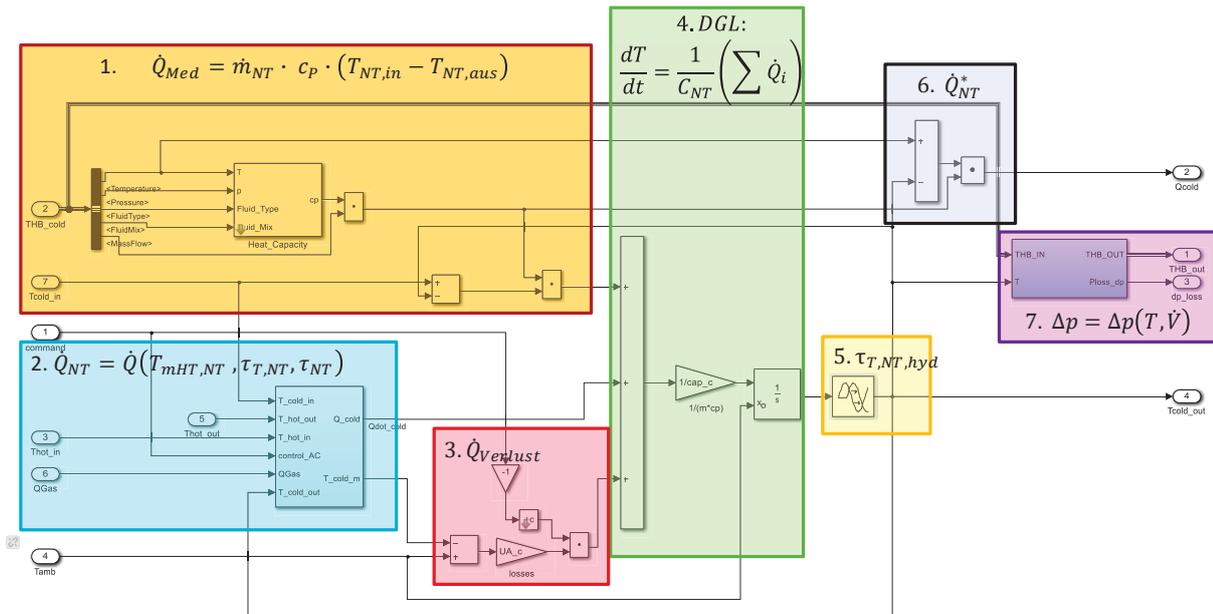


Abbildung 8.52 Blockschema zur Berechnung der Austrittstemperatur im Kaltwasserkreis

Die Berechnung von Verlusten wird über den Parameter $u_{kA,j,k}$ hinzu- oder weggeschaltet. Bei Brennerbetrieb werden die Verluste nicht berücksichtigt, da sie bereits in den Wirkungsgrad-Kennfeldern enthalten sind.

Im Gegensatz dazu müssen in den Stillstandphasen des Brenners Verluste im Kalt- und Heizwasserkreis separat berücksichtigt werden. Sie resultieren aus freier und erzwungener Konvektion (durch einen Gerätelüfter) an die Umgebungsluft sowie aus interner Wärmeübertragung zwischen heißen und kalten Bauteilen, wobei die interne Wärmeübertragung zum großen Teil durch die Übertragungsfunktion 1. Ordnung aus Abschnitt 8.6.5 wiedergegeben wird.

Der Verlust ist allgemein durch $\dot{Q}_{Verlust,j,k} = u_{kA,j,k} \cdot kA_{j,k} \cdot (T_{amb} - T_{j,m})^{n_{j,k}}$ beschrieben. Er wird aus dem jeweiligen Wärmeverlustkoeffizienten $kA_{j,k}$ und der Temperaturdifferenz von Mitteltemperatur $T_{j,m}$ im jeweiligen Kreis zur Umgebungstemperatur T_{amb} berechnet. Bei freier Konvektion wirken Dichteunterschiede als treibende Größe. Dies wird vereinfacht über einen Exponentenansatz ($n_{j,k}$) berücksichtigt. Der Exponent für den Heizkreis ist auf den Wert 1,3, alle anderen auf den Wert 1 gesetzt. Der Kaltwasserkreis benötigt lediglich die Berechnung eines Verlustes, im Heizwasserkreis sind zwei Verlustregime wirksam ($k = \{1,2\}$, die über $u_{kA,j,k}$ ein- und ausgeschaltet werden). Prüfstandmessungen zeigen, dass neben der freien Konvektion ein nennenswerter Verlust durch den nachlaufenden Geräte-Lüfter entsteht. Zu seiner Quantifizierung wurde der Luftstrom des Lüfters stationär bei drei verschiedenen Mitteltemperaturen des Heizwasserkreises mit einem Hitzdrahtanemometer vermessen. Aus dem damit bestimmten Geschwindigkeits- und Temperaturprofil lassen sich Wärmeverluststrom und Wärmeverlustkoeffizient ableiten (siehe Abbildung 8.53). Der so ermittelte Verlust wird in der Nachlaufzeit des Lüfters berücksichtigt. Nach Ende der Lüfternachlaufzeit setzt dann der Verlust durch freie Konvektion ein.

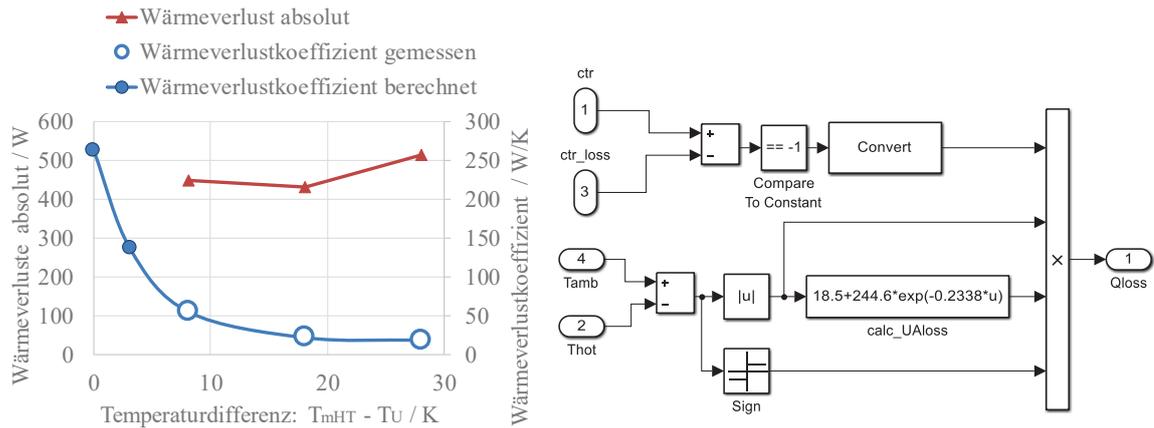


Abbildung 8.53 Berechnung der Wärmeverluste bei nachlaufendem Ventilator

8.6.7 Berechnung der Druckverluste

Für die Druckverluste gilt folgende Gleichung:

$$\Delta p = (\zeta_1 \cdot \dot{m}^2 + \zeta_2 \cdot \dot{m}) \cdot (1 - \zeta_3 \cdot (T + 273)) \tag{8.31}$$

Die Koeffizienten ergeben sich, separat für Heiz- und Kaltwasserkreis, mittels Regression aus den Druckverlustangaben im Handbuch der Gas-Absorptionswärmepumpe (Buderus 2014, S. 20,22), siehe Abbildung 8.54.

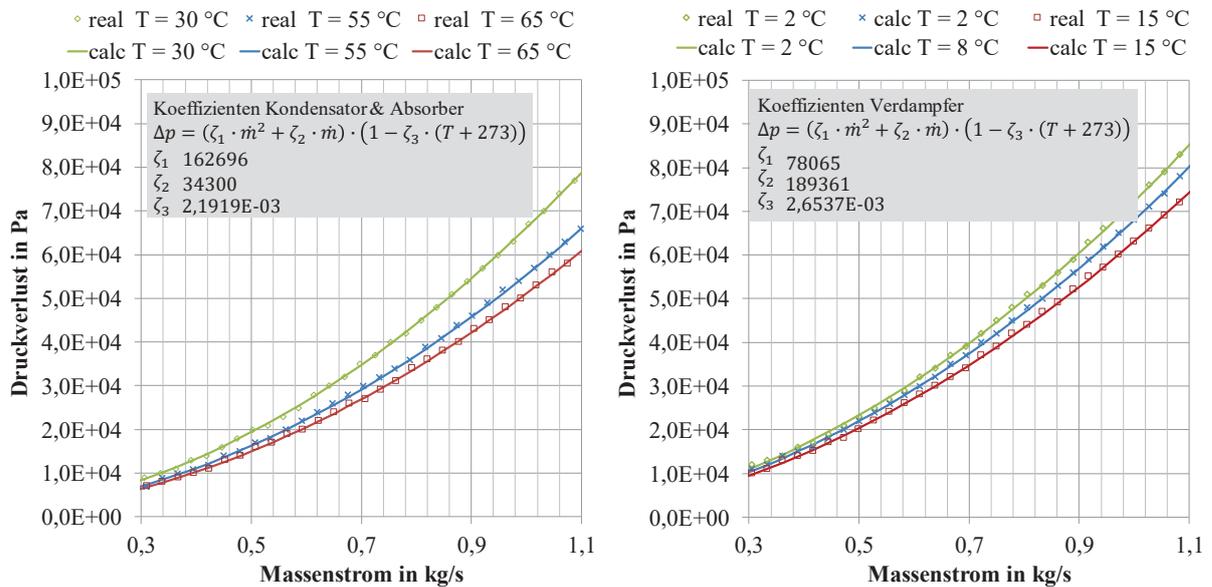


Abbildung 8.54 Druckverlustkoeffizienten links für Heiz-, rechts für Kälteseite (real = aus Herstellerangaben, calc = durch Regression ermittelt)

In den Blöcken Nr. 7. in Abbildung 8.52 werden Temperatur und Druck im THB entsprechend der vorangegangenen Rechenergebnisse angepasst. Zusätzlich wird noch eine anteilige elektrische Leistungsaufnahme der Umwälzpumpe im jeweiligen Kreis nach Gleichung (8.32) berechnet.

$$P_{Pumpe} = \frac{\dot{m} \cdot \Delta p}{\rho \cdot \eta_{Pump}} \tag{8.32}$$

8.6.8 Parameteridentifikation zur Modellanpassung an Messdaten

Das Modell verfügt über diverse Wärmekapazitäten und Zeitkonstanten/Totzeiten, die sich nicht direkt aus Messdaten ableiten lassen. Um eine möglichst gute Anpassung zwischen simulierten Daten und Modell zu erreichen, wurde die Optimierungstoolbox von MATLAB zur Anpassung dieser freien Parameter genutzt. Grundlage für die Anpassung sind Messdaten aus Typtagtests an einem Hardware-in-the-Loop-Prüfstand, welche im folgenden Abschnitt 8.7 vorgestellt werden. Als Optimierungskriterium diente die Differenz zwischen simulierten und gemessenen Austrittstemperaturen. Folgende Tabelle 8.11 enthält alle Parameter des Modells, verbunden mit dem Hinweis ob sie direkt aus Messdaten/Herstellerangaben oder aus der Parameteranpassung stammen.

Tabelle 8.11 Parameter des Modells und deren Ursprung bzw. Ermittlung

Parameter	Eingabeort	Ursprung
Nenn- bzw. Maximalleistung des Brenners [$\dot{Q}_{Gas,max}/kW$]	Power-Maske:	Messung
Minimalleistung des Brenners bzw. untere Modulationsgrenze [$u_{PowerControl,min}/kW$]	Power-Maske:	Herstellerangabe
Elektrische Leistungsaufnahme der Lösungsmittelpumpe [P_{Solp}/W]	Power-Maske:	Messung
Elektrische Leistungsaufnahme des Lüfters [P_{Fan}/W]	Power-Maske:	Messung
Elektrische Leistungsaufnahme des Reglers [P_{Ctr}/W]	Power-Maske:	Messung
Nachlaufzeit der Lösungsmittelpumpe [$\tau_{OT,Solp}/s$]	Power-Maske:	Messung
Nachlaufzeit des Lüfters [$\tau_{OT,Fan}/s$]	Power-Maske:	Messung
Wirkungsgrade (Kennfelder) GUE_{NT}	In Modell	Messung
Temperaturen Notabschaltung	In Modell	Herstellerangaben/Messung
Wärmekapazitäten auf der Kälte- und Heizseite [$C_{NT}, C_{HT} / J/K$]	Thermal-Maske:	Parameteranpassung
Zeitkonstanten für die Dynamik der Leistungsentwicklung auf der Kälte- und Heizseite [$\tau_{NT}, \tau_{HT}/s$]	Thermal-Maske:	Parameteranpassung
Totzeiten für die Dynamik der Leistungsentwicklung auf der Kälte- und Heizseite [$\tau_{T,NT}, \tau_{T,HT}/s$]	Thermal-Maske:	Parameteranpassung
Wärmeverlustkoeffizienten auf der Kälte- und Heizseite [$kA_{KT}, kA_{HT}/W/K$]	Thermal-Maske:	Parameteranpassung
Exponent des Wärmeverlustkoeffizienten auf Heizseite [$n_{HT}/-$]	Thermal-Maske:	Parameteranpassung
Hydraulische Totzeiten auf der Kälte- und Heizseite [$\tau_{Del.cold}, \tau_{Del.hot}/s$]	Thermal-Maske:	Messung
Wärmeverlustkoeffizienten Heizseite bei Lüfterbetrieb [$kA_{KT}, kA_{HT,Lüfter}/W/K$]	In Modell	Messung
Druckverlustkoeffizienten auf der Heiz- und Kälteseite [$\xi_{1,HT/NT} / \frac{Pa \cdot s^2}{kg^2}, \xi_{2,HT/NT} / \frac{Pa \cdot s}{kg}, \xi_{3,HT/NT} / \frac{1}{K}$]	Hydraulic-Maske:	Herstellerangabe & Regression
Wirkungsgrad der Pumpen (zur Berechnung der anteiligen Pumpenleistung zur Überwindung der Druckverluste innerhalb der Maschine [$\eta_{el,Pumpe}/-$])	Hydraulic-Maske:	Pauschalwert

Die Parameteridentifikation mit der Optimierungstoolbox wurde an einem Typtag durchgeführt. Vergleiche an anderen Typtagen entsprechen einer Validierung des Modells, sofern Messdaten und Modell nach Abschluss der Parameteridentifikation gut übereinstimmen. Dies ist hier gegeben (siehe folgender Abschnitt 8.7.4).

8.7 HiL-Prüfstandstests

Die Hardware-in-the-Loop (HiL)-Tests dienen zur Validierung des Simulationsmodells für die Gas-Absorptionswärmepumpe und zur praxisnahen Analyse des Gesamtsystems. Beides erfolgt an Typtagen unter charakteristischen Betriebsbedingungen (zur Herleitung der Typtage siehe Abschnitt 8.1.2).

An einem HiL-Prüfstand werden reale Teile eines Gesamtsystems, hier die Gas-Absorptionswärmepumpe, mit simulierten bzw. emulierten Elementen verknüpft. Letztere sind hier das beheizte bzw. gekühlte Gebäude und der Abwasserkanal mit Wärmeübertrager (beides mit dem Wetterdatensatz als Einflussgröße), Spitzenlastgeräte zum Heizen und Kühlen, Wärme- und Kältespeicher und der Regler für das Gesamtsystem. Das Simulations-Systemmodell erhält die realen Austrittstemperaturen der beiden Fluide im Heiz- und Kaltwasserkreis der Gaswärmepumpe als Input. Als Ergebnis werden die Rücklauftemperatur aus den Speichern des Heiz- bzw. Kühlnetzes des Hauses und die Austrittstemperatur aus dem Abwasser-Wärmeübertrager dynamisch und in Echtzeit simuliert und durch den Prüfstand an den real zirkulierenden Massenströmen im Heiz- und Kaltwasserkreis der Gaswärmepumpe auf die Sollwerte aus der Simulation eingeregelt.

Die folgenden Abschnitte erläutern den Aufbau und die Eigenschaften des Prüfstandes, die Validierung des Modells der Gas-Absorptionswärmepumpe und exemplarische Betriebsabläufe an den wichtigsten Komponenten des Gesamtsystems an ausgewählten Typtagen.

8.7.1 Hydraulikschema, Funktion und Regelungstechnik

Abbildung 8.55 zeigt das Hydraulikschema des HiL-Prüfstandes. Der Prüfstand dient zur realitätsnahen Emulation der hydraulischen Geräteschnittstellen zwischen der als Hardware betriebenen Gaswärmepumpe und den simulierten Systemkomponenten. Seine Hauptaufgabe besteht in der Konditionierung der beiden Fluide, die in die Gaswärmepumpe eintreten, gemäß den Sollwerten aus der dynamischen Echtzeitsimulation. Es handelt sich dabei um

1. die Austrittstemperatur aus den Speichern des Heiz- bzw. Kühlnetzes des Gebäudes und
2. die Austrittstemperatur aus dem Wärmeübertrager im Abwasserkanal inkl. Rohrverbindung bis hin zur Wärmepumpe.

Die Prüfstandregelung erhält die Sollwerte für die beiden Temperaturen aus der Simulation und stellt sie über die verschiedenen Stellglieder des Prüfstandes ein.

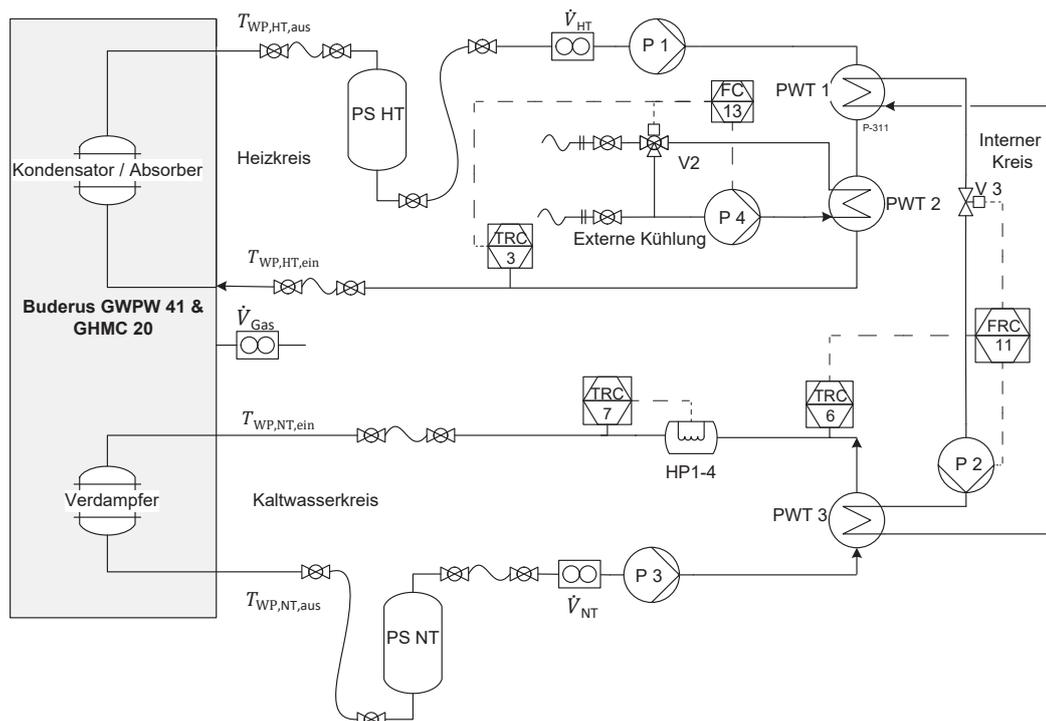


Abbildung 8.55: Fließbild des Hardware-in-the-Loop-Prüfstandes

Im Kaltwasserkreis der Wärmepumpe geschieht die Temperatureinstellung durch Wärmezufuhr aus dem Heizwasserkreis über den so genannten „internen Kreis“ des Prüfstandes und über elektrische Heizpatronen (HP 1-4). Stellglieder im „internen Kreis“ sind die Pumpe P2 (Drehzahl) und das Ventil V3 (Ventilstellung). Sie ändern den Durchfluss im „internen Kreis“ und damit die Wärmeübertragung in den Plattenwärmeübertragern PWT 1 und PWT 3. Reicht die damit übertragene Wärmemenge nicht aus, werden die thyristorgesteuerten Heizpatronen hinzugeschaltet, sodass in Kombination mit der Wärme aus dem internen Kreis die simulierte Austrittstemperatur des Abwasser-Wärmeübertragers am Eintritt der Gaswärmepumpe ($T_{WP,NT,ein}$) am Prüfstand real anliegt.

Im Heizwasserkreis der Gaswärmepumpe geschieht die Einstellung der Eintrittstemperatur ($T_{WP,HT,ein}$), welche der Austrittstemperatur aus dem simulierten Wärmespeicher entspricht, über eine Kombination aus Durchfluss- und Temperatureinstellung. Stellglieder sind die drehzahlgeregelte Pumpe P4 (\rightarrow Durchfluss) und der Mischer V2 (\rightarrow Temperatur). Beide beeinflussen die Wärmeübertragung im Plattenwärmeübertrager PWT 2 und dadurch $T_{WP,HT,ein}$.

Aus Erfahrungen mit anderen HiL-Projekten wurden folgende Verbesserungen am Prüfstand umgesetzt:

1. Messstellen für die einzuregelnden Temperaturen nahe an den jeweiligen Wärmeübertragern/Heizpatronen anbringen: hier TRC3, TRC6 und TRC7.
2. Verwendung „schneller“ Stellglieder: hier schnell stellendes Magnetventil V2 (Siemens MXG461B) statt langsam stellendes Kämmerventil und gleichzeitiges Stellen von Ventil V3 und Drehzahl der Pumpe P2 für größeren Regelbereich.
3. Verbesserter Regeleffekt an Wärmeübertragern durch größere Beeinflussung der treibenden Temperaturdifferenz über Kombination von Durchfluss- und Temperatureinstellung: hier Kombination aus Pumpe P4 und Mischer V2 (siehe Recknagel, Sprenger, Schramek 2012, Abschnitt 3.3.7-4 zu Regelventilen an Wärmeübertragern).
4. Einbringung thermischer Masse: Durch den Einsatz der Pufferspeicher PS NT und PS HT ist die regelungstechnische Kopplung von Heiz- und Kaltwasserkreis über den internen Kreis weniger kritisch.

Tabelle 8.12 gibt eine zusammenfassende Übersicht über die Stellglieder im Prüfstand, die gewählten Regler sowie deren Regelfunktion:

Tabelle 8.12 Stellglieder und deren Regelfunktion am Hardware-in-the-Loop-Prüfstand

Stellglied	Regelgröße	Regler	Funktion/Sonstiges
Pumpe P2 und Ventil V3 (interner Kreis)	Temperatur im Kaltwasserkreis	PI	Nur aktiv, wenn genug Wärme im Heizwasserkreis vorhanden ist. Aktivierung, wenn Temperaturdifferenz zwischen heizwasserseitigem Eintritt in den Wärmeübertrager zum Sollwert im Heizwasserkreis ≥ 2 K. Deaktivierung bei 0,25 K.
Heizpatronen HP 1-4 (Kaltwasserkreis)	Temperatur im Kaltwasserkreis	Vorsteuerung + I-Regler	Nur aktiv, wenn die Regelabweichung zu hoch ist. Vorsteuerung von 90% mittels Leistungsberechnung über Temperaturdifferenz zwischen Sollwert und Temperatur am Eintritt in die Heizpatronen (T_{TRC6}), restliche Regelung über I Regler ($K_i \int e(t) dt$ mit Regelabweichung $e(t) = T_{NT,Soll} - T_{TRC7}$)
$u(t) = \frac{\dot{Q}_{Vorsteuerung}(t)}{\dot{Q}_{max, Heizpatronen}} \cdot 0,9 \cdot 10 V + K_i \int e(t) dt$ $u(t) = \frac{\dot{m}_{NT}(t) \cdot c_p \cdot (T_{NT,Soll} - T_{TRC6}(t))}{\dot{Q}_{max, Heizpatronen}} \cdot 9 V + K_i \int e(t) dt$			
Pumpe P4 und Mischer V2 (externe Kühlung)	Temperatur im Heizwasserkreis	PI	Normaler PI Regler, Ausgang regelt Mischer und Pumpe gleichzeitig.

Alle Ausgangssignale der Regler werden als 0-10 V Signale über Digital-Analog Ausgänge einer Messkarte an die Stellglieder übergeben. Alle Regler sind mit einer Anti-Wind-Up Funktion ausgestattet, sodass bei Reglerausgängen über dem Maximalwert von 10 V eine weitere Integration der Regelabweichung bei den Integralreglern ausbleibt.

Die mit allen Maßnahmen erreichte Regelgüte des HiL-Prüfstandes ist sehr gut bis ausreichend gut. Eine Quantifizierung dieser Aussage erfolgt in den nachfolgenden Abschnitten.

Abbildung 8.56 zeigt ein Bild des aufgebauten HiL-Prüfstandes.

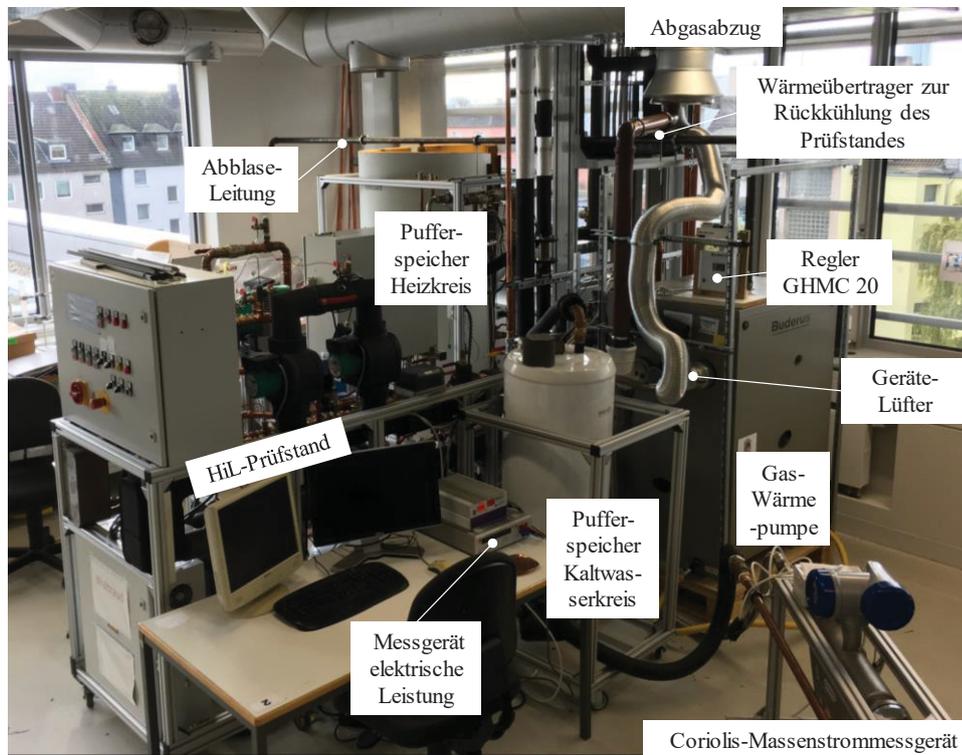


Abbildung 8.56: Bild des Hardware-in-the-Loop-Prüfstandes

8.7.2 Messtechnik und Messunsicherheiten

Alle Messwerte werden in Form von 0-10 V Spannungssignalen von einer ersten Messkarte, Typ Advantech PCI-1716L, zum PC geführt. Eine zweite Messkarte, Typ Humusoft AD 622, ist zur Ausgabe von Stellsignalen mit 0-10 V nötig. Die Kommunikation zu den Messkarten erfolgt über MATLAB-Simulink im Real-Time-Modus unter Verwendung des „Windows Real Time Targets“. Das hat den Vorteil, dass damit die gleichzeitige Simulation des Simulink-Gesamtmodells und die Regelung des Prüfstandes über einen einzigen Rechner möglich ist.

Alle Signale der Pt100 Temperaturfühler in 4-Leiter Verschaltung werden jeweils von einem Wandler der Fa. Seneca (K109PT-HPC) in ein 0-10 V Spannungssignal umgewandelt. Zur Erhöhung der Auflösungsgenauigkeit sind die Wandler an ihren jeweils relevanten Messbereich über Dip-Schalter angepasst eingestellt (Heizwasserkreis: 10 bis 70 °C, Kaltwasserkreis -10 bis 30 °C). Die Kalibrierung der kompletten Temperaturmessstrecken geschah gruppenweise je Medienkreis mit einem Referenzfühler (Mawitherm T955 und Auswerteeinheit TPM30300-S) in einem Wasserbad. Die maximal auftretenden Temperaturunterschiede zwischen den Bilanzierungssensoren betragen im Heizwasserkreis 0,047 K und im Kaltwasserkreis 0,034 K.

Die Messung des Durchflusses der Medien im Kalt- und Heizwasserkreis erfolgt mit magnetisch induktiven Durchfluss-Messgeräten (MID, Krohne OPTIFLUX 4010CD), eingestellt auf den jeweils passenden Messbereich. Zur Kalibrierung der MID-Messkette fand ein Vergleich zwischen den Werten der Messwerterfassung/-verarbeitung und einem Coriolis-Massenstrommessgerät statt. Die maximal auftretenden Abweichungen im Heiz- bzw. Kaltwasserkreis liegen bei 0,0011 bzw. 0,0022 m³/h. Hinzu kommt eine vom Hersteller angegebene Grundmessunsicherheit von 0,6 % vom Messwert.

Zur Druck- und Volumenstrommessung des Erdgases dienen ein Absolutdrucksensor (Omega PAA35X 0.8-1.2) für den Messbereich 800 - 1200 mbar und ein Labor-Balgengaszähler (Ritter BG4). Das Stromausgangssignal (0...20 mA) der Druckmessung wird über einen Messumformer vom Typ Seneca K109UI auf 0 bis 10 V gewandelt. Der Balgengaszähler gibt Pulssignale aus, welche über einen digitalen Eingangskanal der Messkarte ohne

Wandler einlesbar sind. Eine Kalibrierung des Drucksensors (0,044 %FS Messunsicherheit) sowie des Balgengaszählers (0,7 % Messunsicherheit) war nicht notwendig, da diese neu und ab Werk kalibriert sind.

Der Heizwert des Erdgases schwankt nach Auswertung der Veröffentlichungspflichten der Netzgesellschaft Düsseldorf um maximal 1,87 % zwischen einzelnen Monaten. In der Jahresgesamtbetrachtung beträgt die Standardabweichung 0,99 % (Netzgesellschaft Düsseldorf mbH 2013-fortlaufend).

Die elektrische Leistungsaufnahme wird mit einem Messgerät Typ HAMEG HM811±(0,8 % + 10 Digit) gemessen.

Die oben aufgeführten Messunsicherheiten zeigen, dass die Anforderungen der (DIN EN 12309-4, S. 21) bis auf die Anforderung an die Messunsicherheit des Heizwertes erfüllt werden.

Aus den obigen Werten lässt sich durch die Fehlerfortpflanzungsrechnung eine Aussage zu der Genauigkeit der Wärmemengenmessung und der COP-Messung treffen. Die ausführliche Fehlerfortpflanzungsrechnung ist im Anhang 13.3 angeführt. Ausgehend von dieser Berechnung sind die Diagramme in Abbildung 8.57 sowie die Fehlerbalken in Abbildung 8.47 und Abbildung 8.58 erstellt worden. Abbildung 8.57 zeigt den Verlauf der Messunsicherheit in Abhängigkeit der berechneten Heiz- und Kälteleistung.

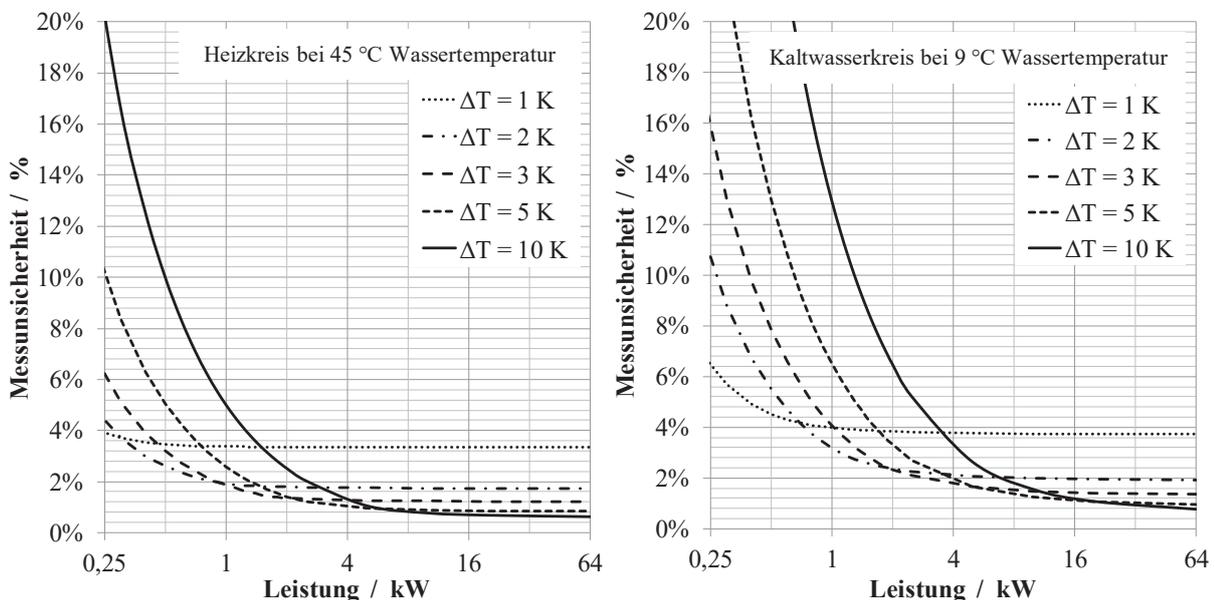


Abbildung 8.57: Relative Messunsicherheiten der Leistungen in Heiz- und Kaltwasserkreis in Abhängigkeit der absoluten Leistungen und der Temperaturspreizungen (ΔT) zwischen Ein- und Austritt der zirkulierenden Fluide

Zusammen mit den Messunsicherheiten beim Erdgas ergeben sich aus Abbildung 8.57 die Messunsicherheiten des GUE. Sie betragen im Heizbetrieb maximal ±3,1 %-Punkte und im Kühlbetrieb maximal ±1,5 %-Punkte.

Um mögliche Auswirkungen des Umzuges des Prüfstandes in den Neubau der Hochschule auf die Messgenauigkeit zu quantifizieren, wurden am neuen Standort mehrere stationäre Versuchspunkte aus dem Kennfeld der Wärmepumpe nachgemessen. Abbildung 8.58 zeigt, dass die Ergebnisse der Wiederholungsmessungen (Markierungen mit blauer Füllung, rot umkreist) weiterhin innerhalb der ermittelten Messunsicherheiten liegen.

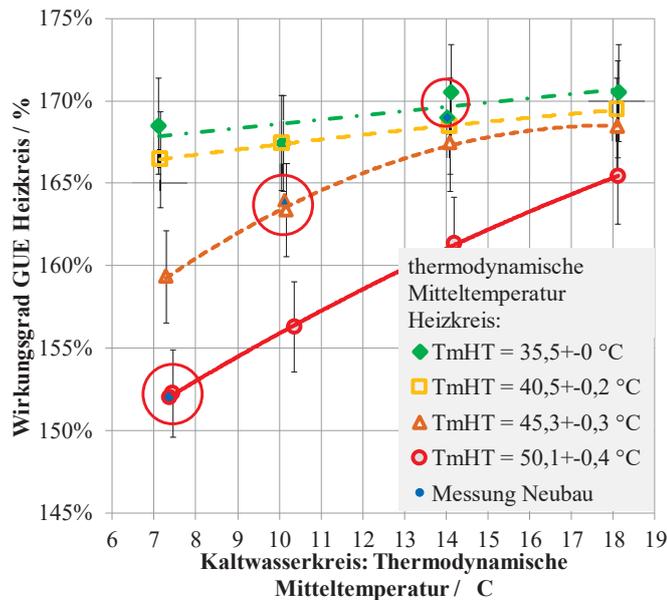


Abbildung 8.58: Gemessenes Wirkungsgrad-Kennfeld der Gas-Absorptionswärmepumpe GWPW-41 mit Quantifizierung der Messunsicherheiten (Fehlerbalken) und Vergleiche mit drei Wiederholungsmessungen (rot eingekreist, mit blauer Füllung) nach Umzug des Prüfstandes in den Neubau der Hochschule

8.7.3 Regelgüte des Prüfstandes

Die Regelabweichung $e(t)$ ist die Differenz zwischen den durch den Prüfstand realisierten Ist-Temperaturen und den aus der Simulation vorgegebenen Solltemperaturen am Eintritt in die Wärmepumpe im Zeitverlauf (t). Die Soll-Eintrittstemperaturen in die Wärmepumpe entsprechen dabei den simulierten Austrittstemperaturen aus dem Wärmespeicher (im Heizwasserkreis) und aus dem Abwasser-Wärmeübertrager (im Kaltwasserkreis). Ausgehend von dem in der Regelungstechnik üblichen Gütekriterium der quadratischen Regelfläche $J = \int e(t)^2 dt$, wird zur Bewertung der Regelgüte eine „mittleren Regelgüte“ \bar{J} bzw. eine mittlere Sollwertabweichung $\overline{\Delta T_{\text{ist-soll}}}$ zur Quantifizierung genutzt:

$$\begin{aligned} \bar{J} &= \overline{\Delta T_{\text{ist-soll}}} = \frac{1}{t_n - t_1} \sum_{i=1}^n |e(t_i)| \Delta t \\ &= \frac{1}{t_n - t_1} \sum_{i=1}^n |T_{\text{ist},i} - T_{\text{soll},i}| \Delta t \end{aligned} \quad (8.33)$$

Durch den Bezug zum betrachteten Zeitraum ($t_n - t_1$) erhält man eine Größe in Kelvin. Das Aufnahmeintervall für die Temperaturdaten beträgt 1 Sekunde.

Im Folgenden wird die Regelgüte des HiL-Prüfstandes anhand von zwei Typtagen im Heizbetrieb analysiert, an Typtag 5 mit geringer Auslastung der Wärmepumpe von 44 % und an Typtag 2 mit hoher Auslastung von 91 %.

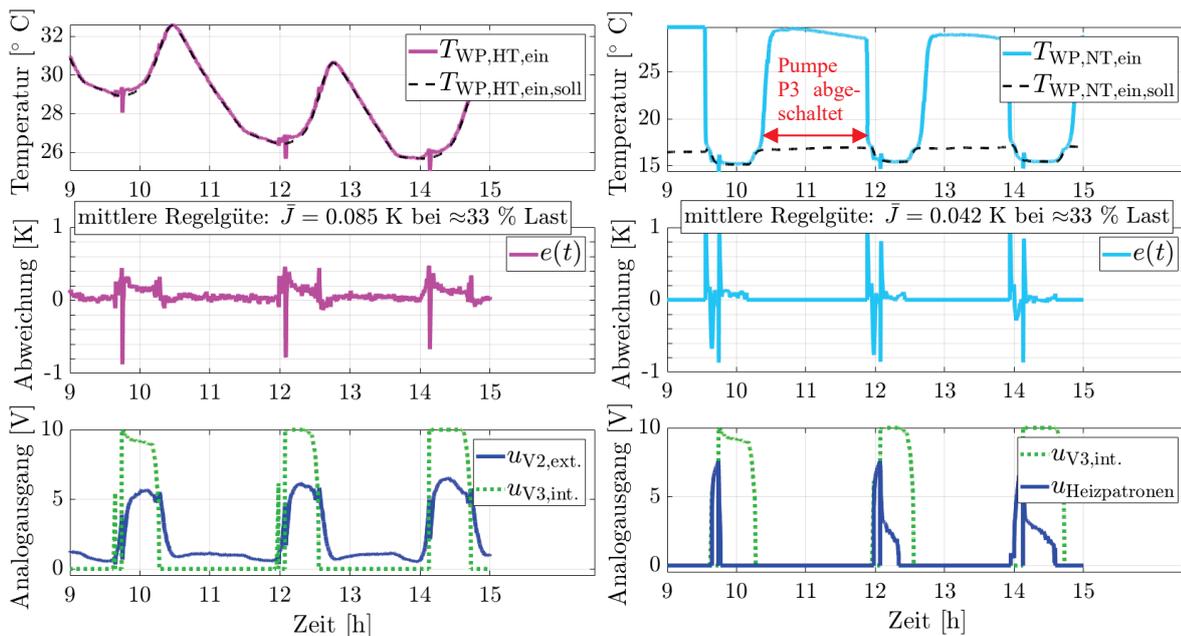


Abbildung 8.59: Regelverhalten und Regelgüte für Heizwasserkreis (HT, links) und Kaltwasserkreis (NT, rechts) am Tyttag 5 (Tag mit geringer Heizlast; Ausschnitt von 9 bis 15 Uhr). Oben: Soll- und Ist-Temperaturen der Fluide; Mitte: Regelabweichung $e(t)$; Unten: Ausgangssignale u_i der Prüfstandregelung für die relevanten Stellglieder (Ventile V_i und Heizpatronen).

Gemäß Abbildung 8.59 befindet sich die Wärmepumpe an Tyttag 5 im Taktbetrieb. Um neun Uhr ist sie abgeschaltet. Die Pumpe im Heizwasserkreis ist durch den Wärmepumpenregler eingeschaltet und sorgt für einen beständigen Durchfluss durch die Wärmepumpe¹⁷. Vor allem durch die stetige Wärmeentnahme des Gebäudes aus dem Wärmespeicher sinkt die Rücklauftemperatur zur Wärmepumpe. Diese simulierte Temperaturabnahme wird sehr gut durch die externe Kühlung des Prüfstandes (Ausgangssignal $u_{V2,ext.}$) umgesetzt. Die Regelabweichung $e(t)$ ist nahe 0 K. Gegen 9:40 Uhr schaltet sich die Wärmepumpe ein. Der interne Kreis versucht nun Wärme aus dem Heiz- in den Kaltwasserkreis zu übertragen. Da die verfügbare Wärme aus dem Heizwasserkreis noch nicht ausreicht, wird der interne Kreis sofort wieder deaktiviert (Ausgangssignal $u_{V3,int.} = 0$ V). Der Anstieg der Wärmepumpen-Austrittstemperatur (in Abbildung 8.59 nicht dargestellt) führt zu einer verstärkten externen Kühlung ($u_{V2,ext.}$) und einer nochmaligen, nun bleibenden Aktivierung des internen Kreises ($u_{V3,int.}$). In dieser Phase rasch wechselnder Regelvorgänge steigt die Regelabweichung kurzzeitig auf rund -1 K an. Während der dann folgenden Einschaltphase liegt sie lediglich bei rund +0,1 K. Über den gesamten hier dargestellten Zeitraum hinweg beträgt die mittlere Regelgüte im Heizwasserkreis der Wärmepumpe 0,085 K.

Betrachtet man die dazu parallel ablaufenden Prozesse im Kaltwasserkreis, so schalten sich zu Beginn jedes Taktzyklus die Heizpatronen zu, um die Solltemperatur zu halten. Bei ausreichender Wärme im Heizkreis fängt der interne Kreis ($u_{V3,int.}$) an, Wärme aus dem Heiz- in den Kaltwasserkreis einzubringen. Die Heizpatronen werden dann abgeschaltet oder mit geringerer Leistung weiter betrieben. In der Phase rasch wechselnder Regelvorgänge steigt die Regelabweichung drei- bis viermal kurzzeitig auf rund ± 1 K an. Im Verlauf der dann folgenden Einschaltphase liegt sie bei nahe 0 K. Nach Abschalten der Wärmepumpe und nach Ende der Nachlaufzeit der geräteinternen Lösungsmittelpumpe wird die Pumpe P3 im Kaltwasserkreis des Prüfstandes abgeschaltet. Ansonsten würde sich der Kaltwasserkreis durch Pumpenabwärme und Dissipationsenergie aus Druckverlusten stark erwärmen, was sich aufgrund der fehlenden Kühlmöglichkeit im Kaltwasserkreis des Prüfstandes nicht kompensieren ließe. Durch geräteinternen Wärmeausgleich steigt die Fluidtemperatur am Kaltwassereintritt der Wärmepumpe nach ihrer Abschaltung aber dennoch an. Da dies in diesem Zeitraum energetisch betrachtet ($\dot{m} = 0 \rightarrow \dot{Q} = 0$) keine negativen Auswirkungen hat, wird die Regelabweichung im Kaltwasserkreis in diesem Zeitraum zu 0 gesetzt. Beim Wiedereinschalten der Wärmepumpe gewährleistet der eingebaute Kaltwasserspeicher ein schnelles Erreichen der gewünschten Kaltwasser-Eintrittstemperatur. Über den gesamten dargestellten Zeitraum hinweg beträgt die mittlere Regelgüte im Kaltwasserkreis der Wärmepumpe 0,042 K.

¹⁷ dies ist zwar durch den Regler der Wärmepumpe vorgesehen, bringt jedoch energetische Nachteile mit sich

Damit diese Abweichungen während des Pumpenstillstandes keine negativen Folgen für die HiL-Simulation des Abwasser-Wärmeübertragers haben, werden die gemessenen Temperaturen nicht für die Simulation genutzt. Bei Abschalten der Pumpen wird der Abwasser-Wärmeübertrager in der HiL-Simulation „kurzgeschlossen“. D.h. es werden weiterhin die erdverlegten Anschlussleitungen und der Abwasser-Wärmeübertrager simuliert, wobei die Anschlussleitungen unter Ausschluss der Wärmepumpe simulativ verknüpft werden: Eintrittstemperatur aus der Rücklaufleitung = Austrittstemperatur aus der Vorlaufleitung. Springt die Pumpe wieder an, so wird in den normalen HiL-Modus gewechselt und die Eintrittstemperatur aus der Rücklaufleitung ist die gemessene Austrittstemperatur aus der Wärmepumpe.

Ausgehend von obiger Analyse zu Abbildung 8.59 zeigen Abbildung 8.60 und Abbildung 8.61 den kompletten Tagesverlauf für Typtag 5. Die mittlere Regelgüte ist mit 0,11 K im Heizwasserkreis und mit 0,06 K im Kaltwasserkreis gut. Im Heizwasserkreis ist der Verlauf pro Takt immer ähnlich zu den oben beschriebenen Vorgängen. Bei Zuschalten des internen Kreises kommt es immer zu kurzzeitig stärkeren Regelabweichungen, die umso größer sind, je größer der Temperaturunterschied zwischen Heiz- und Kaltwasserkreis ist. Im Kaltwasserkreis ähneln die ersten Takte dem Takt gegen 9:40 Uhr. Da der Temperaturunterschied zwischen Heiz- und Kaltwasserkreis noch recht groß ist, kann viel Wärme aus dem Heizwasserkreis über den internen Kreis in den Kaltwasserkreis übertragen werden. Gegen Mittag nimmt dieses Potential ab und die Heizpatronen müssen die Wärmeübertragung aus dem internen Kreis stärker unterstützen.

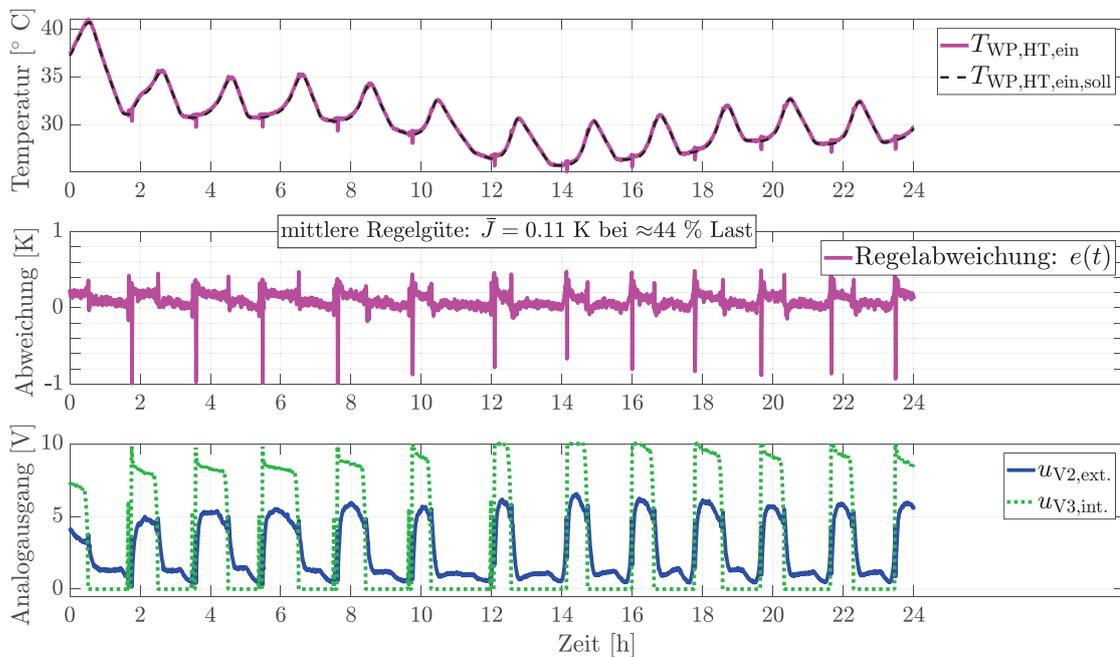


Abbildung 8.60: Regelgüte des Heizwasserkreises am Typtag 5 (Tag mit geringer Heizlast; ganzer Tag)

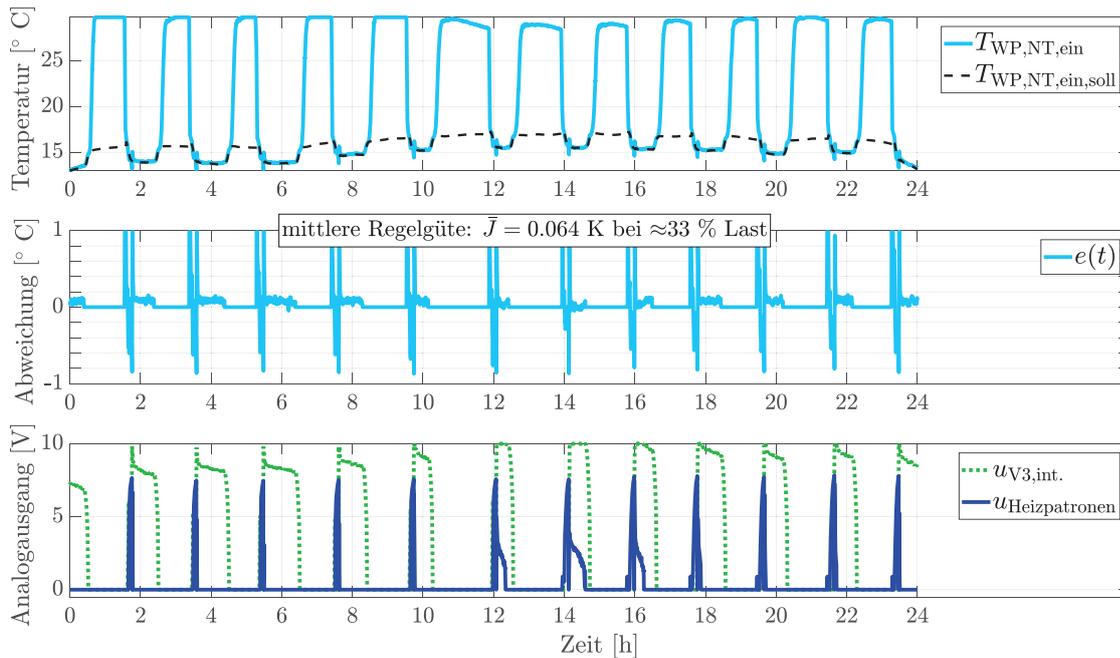


Abbildung 8.61: Regelgüte des Kaltwasserkreises am Typtag 5 (Tag mit geringer Heizlast; ganzer Tag)

Abbildung 8.62 und Abbildung 8.63 zeigen die Situation für Typtag 2, einen Tag mit hoher Last, an dem die Wärmepumpe nur dreimal ausschaltet. Nach einer Abschaltung um 2:30 Uhr geht die Wärmepumpe um 3:30 Uhr wieder in Betrieb. Die Temperaturen im Heizwasserkreis steigen an. Um 6 Uhr beginnt die Arbeitszeit im simulierten Bürogebäude. Die internen Lasten steigen an und das Gebäude benötigt eine Zeit lang keine Wärme mehr aus dem Wärmespeicher (vgl. Abbildung 8.67). Die Wärmepumpe arbeitet zunächst noch weiter, schließlich steigt wegen der fehlenden Last die Temperatur auch im unteren Teil des Wärmespeichers (= Eintritt Wärmepumpe) auf den Speichersollwert von 55 °C an, und die Wärmepumpe schaltet ab. Während der folgenden Stillstandphase der Wärmepumpe treten größere Regelabweichungen von etwa 0,5 K auf, anders als z.B. bei den bereits diskutierten Abschaltphasen in Abbildung 8.60. Der Unterschied ist durch teils fehlende Wärmedämmung im Heizwasserkreis des Prüfstandes bedingt, sodass der Prüfstand bei hohen Temperaturen mehr Wärme verliert als die Systemsimulation als Sollwert vorgibt. Gegen 7:30 Uhr geht die Heizkreispumpe im Gebäude wieder in Betrieb und stark ausgekühltes Wasser aus den Leitungen dringt in den Speicher ein. Es folgt eine starke Absenkung der simulierten Eintrittstemperatur in die Wärmepumpe, deren Dynamik vom Prüfstandregler qualitativ gut realisiert wird. Die Regelabweichungen in dieser Phase liegen in der Größenordnung von ± 1 K. Durch diese Unzulänglichkeiten ergibt sich im Heizwasserkreis gegenüber Typtag 5 eine etwas schlechtere mittlere Regelgüte von 0,23 K.

Die mittlere Regelgüte im Kaltwasserkreis ist an Typtag 2 mit 0,05 K etwas besser als an Typtag 5. Es wird weniger getaktet und damit auch weniger zwischen den einzelnen Regelstrategien des Prüfstandes hin- und hergeschaltet. Der Großteil der benötigten Energie wird über den internen Kreis eingekoppelt. Die Heizpatronen arbeiten nur einmalig gegen 7:45 Uhr.

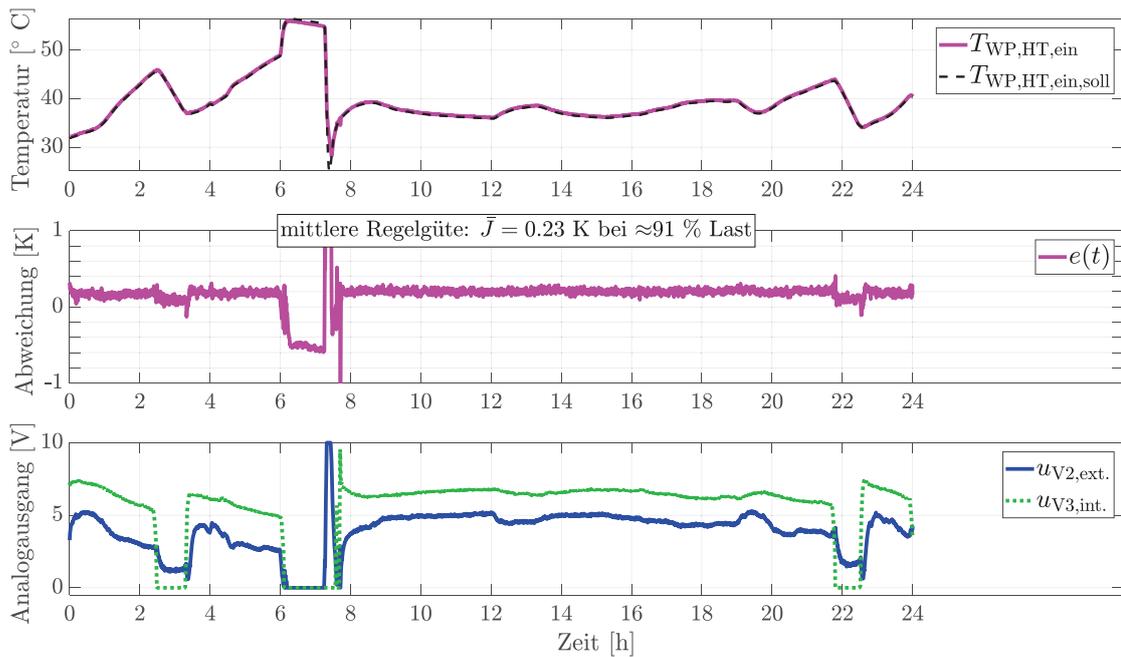


Abbildung 8.62: Regelgüte des Heizwasserkreises am Typtag 2 (Tag mit hoher Heizlast; ganzer Tag)

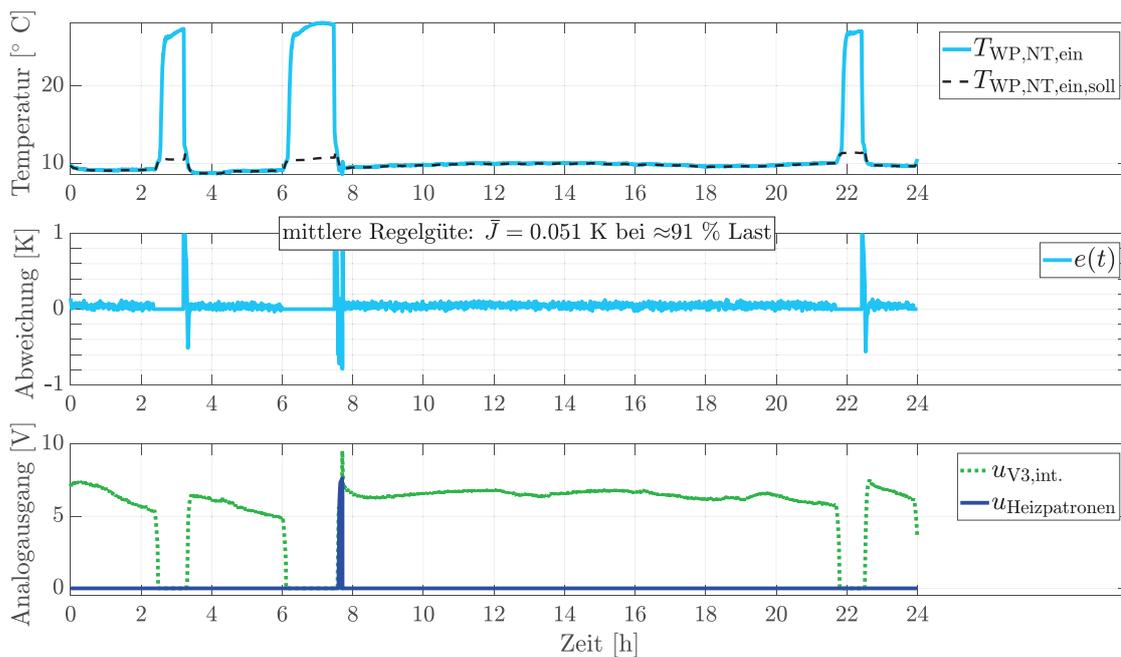


Abbildung 8.63: Regelgüte des Kaltwasserkreises am Typtag 2 (Tag mit hoher Heizlast; ganzer Tag)

8.7.4 Validierung des Modells der Gas-Absorptionswärmepumpe

Die in den HiL-Versuchen gewonnenen Messdaten dienen zur Parameteranpassung des Modells der Gas-Absorptionswärmepumpe bzw. zu dessen Validierung. Dabei werden die Eintrittstemperaturen und die Volumenströme aus der Messung in das Simulationsmodell eingespeist und die simulierten Austrittstemperaturen mit den gemessenen verglichen. Die Parameteranpassung minimiert vorhandene Differenzen. Anzustellende Parameter wie die thermische Trägheit der Heizwasser- /Kaltwasserkreise etc. sind in Tabelle 8.11, S. 92 genannt.

Die erste Anpassung der Modellparameter erfolgte bei Dauerbetrieb und bei Takten der Wärmepumpe mit vergleichsweise kurzen Stillstandzeiten. Abbildung 8.64 links zeigt das Ergebnis, wie es auch auf der DKV Tagung 2016 (Goebel u. a. 2016, S. 1-5) vorgestellt wurde. Die Austrittstemperaturen im Kaltwasserkreis (NT) und Heizwasserkreis (HT) in Simulation und Experiment stimmen gut überein.

HiL-Tests an Typtagen mit geringer Auslastung der Gaswärmepumpe zeigen, dass nach einer Stillstandzeit der Wärmepumpe von mehr als 5 Minuten der geräteinterne Lüfter abschaltet. Durch den damit verbundenen Wechsel von erzwungener zu freier Konvektion sinkt der Wärmeverlust des Gerätes. Das verbesserte Modell der Gaswärmepumpe berücksichtigt dies durch einen zweiten Wärmeverlustkoeffizienten, der nach Ablauf der Lüfternachlaufzeit den ersten ablöst. Rechts in Abbildung 8.64 ist das Ergebnis des verbesserten Modells wiedergegeben (siehe Abschnitt 8.6.6). Die beiden unterschiedlichen Verlustregime sind an den unterschiedlichen Steigungen der Austrittstemperaturen im Heizwasserkreis (siehe Pfeile in Abbildung 8.64) gut zu erkennen. Die Ergebnisse aus Simulation und Experiment stimmen so auch bei längeren Ausschaltphasen der Gaswärmepumpe im Heizwasserkreis gut überein. Gleiches gilt für den Kaltwasserkreis bei Betrieb der Wärmepumpe. Wie bereits oben beschrieben, wird die Pumpe im Kaltwasserkreis des HiL-Prüfstands in den Ausschaltphasen der Wärmepumpe nicht ständig betrieben, sodass insbesondere die Kaltwasser-Eintrittstemperatur am Prüfstand in dieser Phase stark ansteigt. Energetisch hat die Abweichung wegen des fehlenden Massenstroms keine Auswirkungen. Mit Wiedereinschalten der Gaswärmepumpe und der Kaltwasserkreis-Pumpe stimmen die Temperaturen in Experiment und Simulation wieder sehr gut überein.

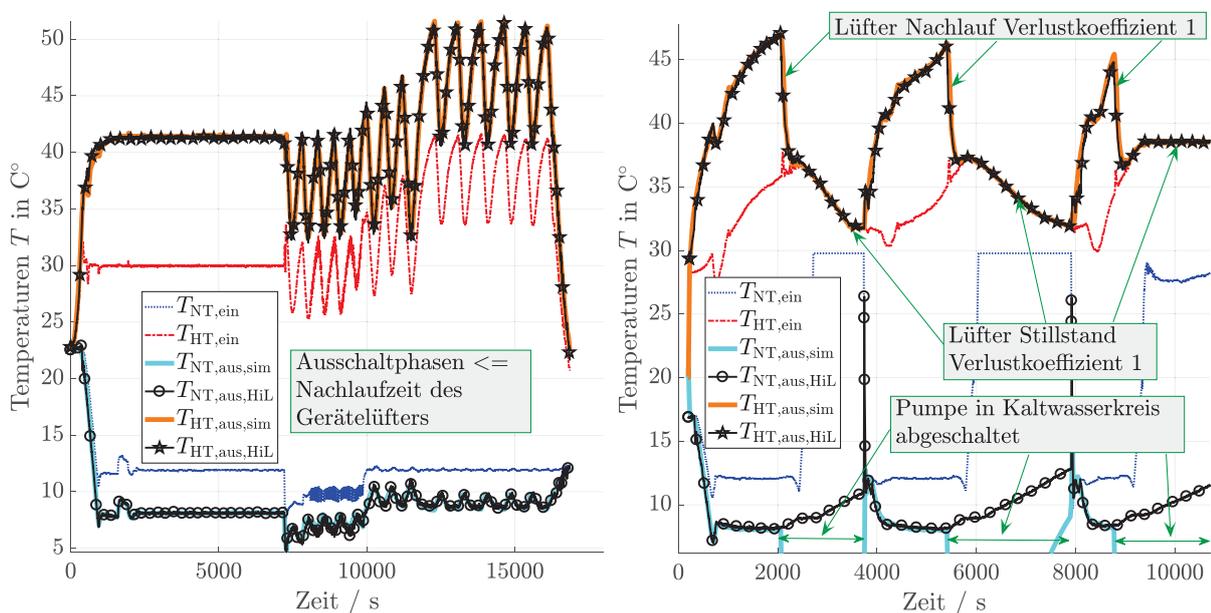


Abbildung 8.64 Temperaturverläufe: zur Validierung des Simulationsmodells der Gas-Absorptionswärmepumpe. Links: altes Modell (gemäß Goebel u. a. 2016, S. 1-5), Ausschaltphase des Gerätes < Nachlaufzeit des Gerätelüfters -> nur ein Verlustkoeffizient. Rechts: Modell mit Berücksichtigung zweier unterschiedlicher Verlustkoeffizienten während/nach der Lüfter-Nachlaufzeit bei längeren Ausschaltzeiten (Bild verändert aus Goebel u. a. 2017)

Abbildung 8.65 zeigt für alle Typtage den Vergleich der HiL-Versuche mit reinen Simulationen (ohne Einlesen von HiL-Messdaten, im Gegensatz zu Abbildung 8.64) für mehrere energetische Kennzahlen. Die Abweichung aller relevanten Energiemengen im Gesamtzeitraum aller Typtage bleibt häufig in einem Bereich unter $\pm 5\%$. Nur wenige Einzelwerte an den Typtagen weisen größere Abweichungen auf.

Typtag 2 besitzt den höchsten Wärmebedarf (zu 100% gesetzt), sodass hier Gaswärmepumpe und Spitzenlast-Gasbrennwertgerät häufig kontinuierlich in Betrieb sind, wenig takten und nur geringe Abweichungen auftreten. An allen Typtagen liegt der Gasverbrauch der Wärmepumpe in der Simulation höher als im Versuch. Die Wärmemengen auf der Heizwasserseite der Wärmepumpe liegen hingegen häufig bei 100%. Der über den Typtag gemittelte Wirkungsgrad (GUE) liegt in der Simulation häufig unter dem des HiL-Versuches, insbesondere bei Tagen mit geringer Auslastung der Wärmepumpe. Gründe hierfür sind: in der Simulation zu schlecht angenommene bzw. mit Unsicherheiten behaftete Wirkungsgrade, sowie Unsicherheiten in der Bestimmung des Heizwertes und damit Unsicherheiten bei der in der Simulation anzusetzenden Brennennennleistung. Eine in der Simulation zu hoch angesetzte Brennennennleistung führt zu großen Entzugsleistungen im Kaltwasserkreis ($\dot{Q}_{\text{NT}} = \dot{Q}_{\text{Br}} \cdot \text{GUE}_{\text{NT}}(T_{\text{m,HT}}, T_{\text{m,NT}})$) und damit zu einem etwas niedrigeren Temperaturniveau im Kältekreis, was dann wiederum einen etwas schlechteren GUE zur Folge hat. Dies ist offensichtlich an Typtag 2 der Fall. Bei den anderen Typtagen mit geringerer Auslastung liegen neben den Unsicherheiten im GUE auch Unsicherheiten bei

den Verlusten vor. Die Umgebungstemperatur ist in der Simulation konstant mit 20 °C angenommen, der Mittelwert der Gastemperatur (\approx Umgebungstemperatur) liegt während des HiL-Tests allgemein höher im Mittel bei 23,8 °C und ist nicht konstant. Bei diesen Typtagen mit geringerer Auslastung liegen längere Stillstandsphasen der Wärmepumpe vor, sodass sich Unsicherheiten in den Stillstandsverlusten demnach stärker auswirken. Nicht zuletzt greift die Simulation ohne Zeitverzögerung und Messwertfilter auf Fluidtemperaturen zu. Daraus ergeben sich zeitliche Unterschiede der Ein- und Ausschaltzeitpunkte der Geräte.

Die Wärmepumpe im HiL-Versuch und in der Simulation schalten sich aufgrund dieser Unsicherheiten und Abweichungen zu unterschiedlichen Zeiten ein und aus. Dies hat auch Auswirkungen auf das Zuschalten und die Einschaltdauer des Spitzenlastgerätes (siehe Kommentare zu den Abweichungen in den Energiemengen des Spitzenlastgerätes bei den Typtagen 3 und 4 in Abbildung 8.65). Bei den Typtagen 3 und 4 wird in der Simulation das Brennwertgerät zur Spitzenlastabdeckung weniger häufig benötigt wie im HiL-Versuch. Die Balken in Abbildung 8.65 für das Gasbrennwertgerät sind stark reduziert. Geringe absolute Werte führen hier zu einem großen prozentualen Unterschied. Die abgeführten Energiemengen über die Heizkörper stimmen jedoch gut überein. Demnach leitet die Wärmepumpe in der Simulation mehr. Daher sind die Balken der von der Wärmepumpe gelieferten Heizwärme und damit auch die Energiemenge kaltwasserseitig und gaseitig leicht erhöht (hier nur leichte Erhöhung, da absolut gesehen höhere Energiemengen).

Bei den Typtagen 5 und 6 mit geringer Auslastung sind auch die über den Heizkörper abgegebenen Energiemengen im Vergleich von HiL-Test zu Simulation unterschiedlich, bei Typtag 5 etwas geringer und bei Typtag 6 etwas größer als im HiL-Test. An allen anderen Typtagen und in der Gesamtbetrachtung sind diese deckungsgleich. Offensichtlich wird in der Simulation die fehlende Energiemenge aus Typtag 5 am folgenden Typtag 6 „nachgeliefert“.

Die Hilfsenergiemenge in der Simulation ist gegenüber dem HiL-Test an allen Tagen geringfügig erhöht. Diese Erhöhung führt zusammen mit den erhöhten Gasverbräuchen für die Wärmepumpe zu der verringerten Primärenergieeffizienz.

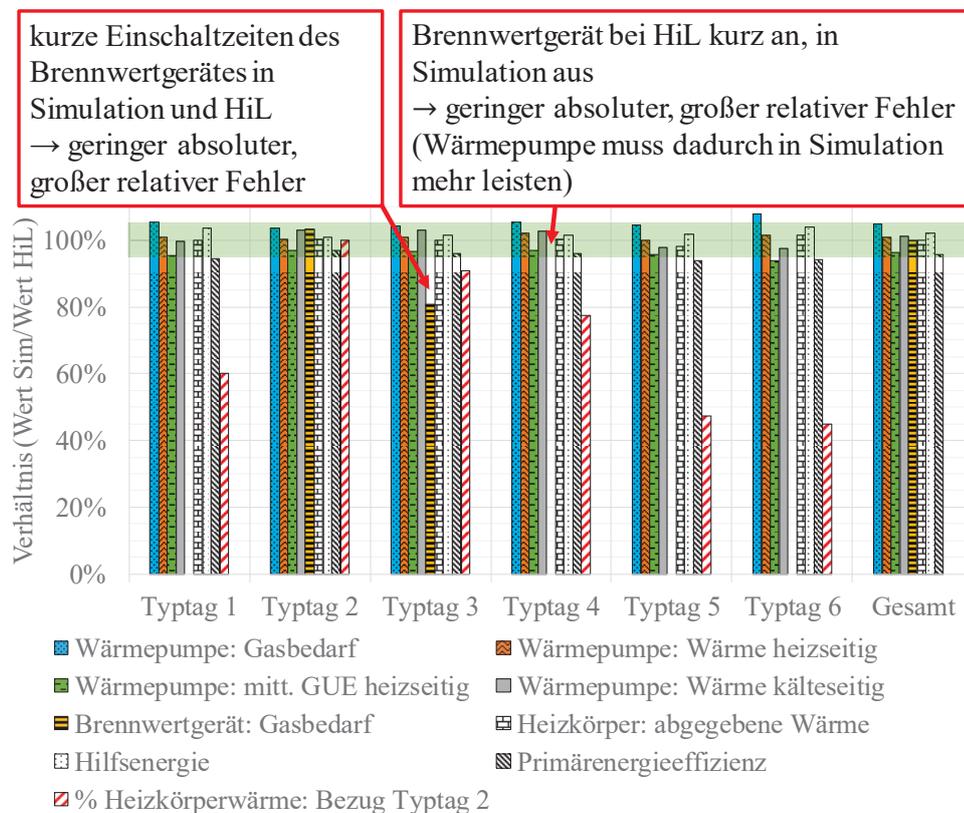


Abbildung 8.65 Vergleich der Ergebnisse aus Simulation und HiL-Test für verschiedene energetische Kenngrößen, jeweils normiert auf das HiL-Ergebnis (Ausnahme: „% Heizkörperwärme“ = von den Heizkörpern abgegebene Wärme, immer bezogen auf den Wärmebedarf an Typtag 2; dient der Verdeutlichung, wie stark die Gaswärmepumpe ausgelastet ist)

Eine weitere Verifikation des Simulationsmodells erfolgt anhand von Zeitverläufen. Die Simulationsdaten sind als gestrichelte, die HiL-Daten als durchgezogene Linie dargestellt.

Typtag 2 ist jener Tag mit der höchsten Last, wodurch die Wärmepumpe nur dreimal taktet. Wie aus Abbildung 8.65 ersichtlich, sind Gasbedarf und kälteseitige Wärmemenge an Typtag 2 der Wärmepumpe in der Simulation höher als im HiL-Versuch. Abbildung 8.66 zeigt den Verlauf der Temperaturen am Abwasser-Wärmeübertrager. Die drei Ein-/Ausschaltvorgänge der Wärmepumpe sind gut zu erkennen. Sie finden in Simulation und HiL-Versuch fast zur gleichen Tageszeit statt. Bei Betrieb der Wärmepumpe liegen die Temperaturen des Wärmeträgers im Kaltwasserkreis am Eintritt in den Wärmeübertrager rund 5 K und am Austritt aus dem Wärmeübertrager rund 1 K unter den Abwassertemperaturen. Das Temperaturniveau in der Simulation liegt aufgrund der höheren Entzugsleistung bei Betrieb der Wärmepumpe etwas unterhalb der Daten aus dem HiL-Versuch. Die Abkühlung des Abwassers ist sehr gering und graphisch kaum zu erkennen.

In den Ausschaltphasen gleichen sich alle Temperaturen der Abwassertemperatur an. Hierbei zeigt sich der in Abschnitt 8.7.3 beschriebene Kurzschluss im Simulationsteil des HiL-Versuchs zwischen Ein- und Austritt im Kaltwasserkreis während solcher Ausschaltphasen, wodurch die Ein-/Austrittstemperaturen im Kaltwasserkreis identisch und nahezu gleich der Abwassertemperatur sind. Mit Einschalten der Wärmepumpe werden dann wieder die gemessenen Kaltwasser-Austrittstemperaturen der Wärmepumpe in die Simulation eingelesen. Zu Beginn der Einschaltphase benötigt der HiL-Prüfstand eine kurze Zeit zur Einregulierung der bei Stillstand angestiegenen Temperaturen im Kaltwasserkreis, sodass es zu einem kurzen Temperaturanstieg der Wärmeträgertemperaturen kommt. In der Simulation läuft die Pumpe im Kaltwasserkreis durch. Aufgrund von Druckverlusten und durch Wärmeeintrag aus der Umgebung liegt das Temperaturniveau während der Ausschaltphasen in der Simulation über dem Niveau des Abwassers und damit höher als im HiL-Versuch.

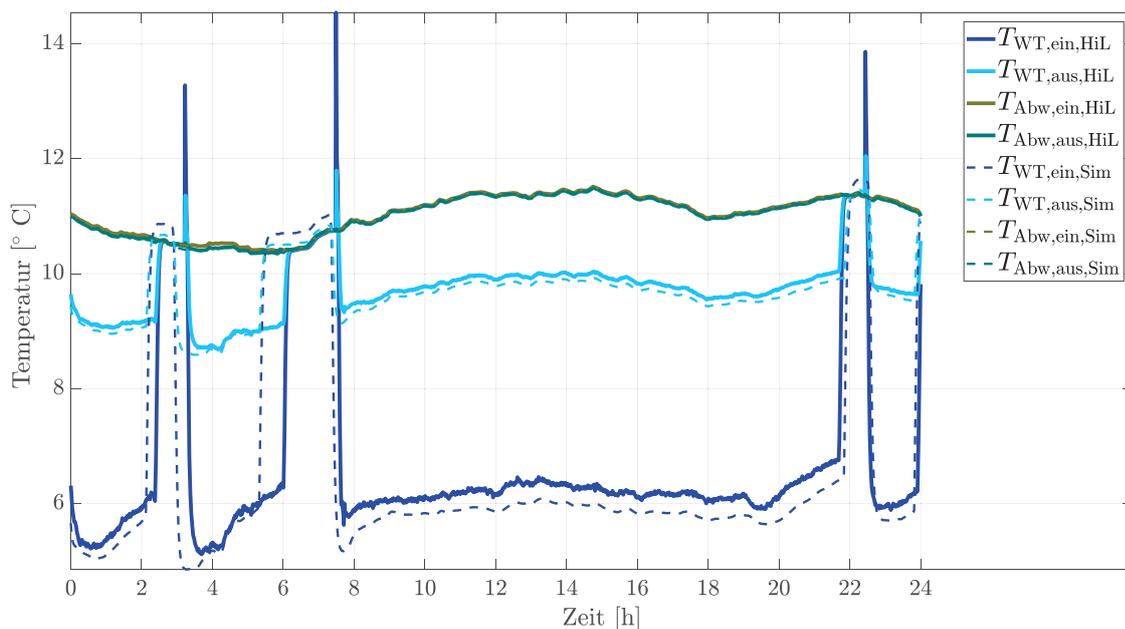


Abbildung 8.66 Zeitverläufe der Temperaturen am Abwasser-Wärmeübertrager am Typtag 2 (Kürzel: T = Temperatur, WT = Wärmeträger, Abw = Abwasser, HiL = Daten aus HiL-Versuch, Sim = Daten aus Simulation)

Abbildung 8.67 zeigt den Verlauf der Temperaturen und Massenströme im Heizkreis des Hausmodells in Simulation und HiL-Test. Die über die Heizkurve und eine Nachtabsenkung (19 Uhr bis 4 Uhr) mit der Außentemperatur verknüpfte Sollvorlauftemperatur wird in Simulation und HiL-Versuch gut eingehalten. Lediglich durch das Zuschalten des Spitzenlastgerätes führt zu ein paar Ausschlägen im zeitlichen Verlauf. Da die Vorlauftemperatur gut eingehalten wird, ergeben sich sehr ähnliche Verläufe beim Heizwassermassenstrom und infolgedessen auch bei der Heizkreisrücklauftemperatur. Die Heizkörperventile schließen gegen 6 Uhr aufgrund der Personenbelegung (interne Wärmegewinne). Um 7:40 Uhr öffnen die Ventile wieder und lassen einen hohen Volumenstrom durch die Heizkörper fließen. Grund ist das luftqualitätsabhängige Lüften der Räume.

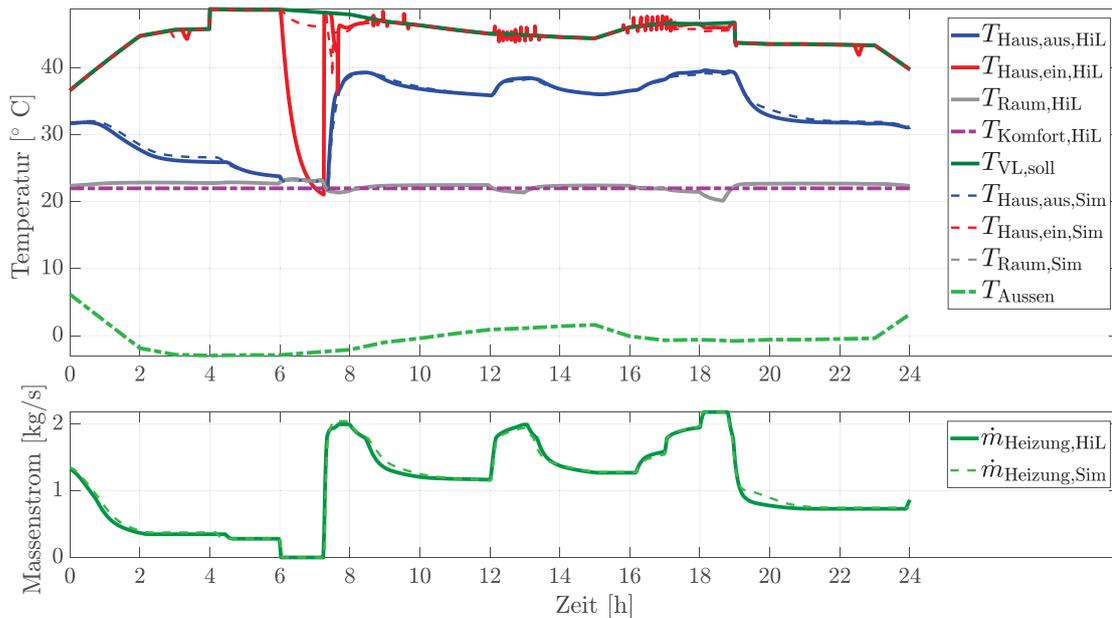


Abbildung 8.67 Verlauf der Temperaturen und Massenströme am Gebäude am Typtag 2 (Kürzel T_{Komfort} = Soll-Komforttemperatur im Raum, $T_{\text{VL,soll}}$ = Soll-Vorlauf Temperatur, T_{Raum} = Lufttemperatur im Raum, T_{Aussen} = Umgebungstemperatur, Haus,ein = Eintritt ins Heiznetz des Hauses, Haus,aus = Austritt aus dem Heiznetz des Hauses, HiL = Daten aus HiL-Versuch, Sim = Daten aus Simulation)

Abbildung 8.68 zeigt den Zustand im Heizwasserkreis der Wärmepumpe. Die Wärmepumpe befindet sich zu Beginn des Typtages bereits in Betrieb. Sie lädt den Wärmespeicher. Die Massenströme sind in Simulation und HiL-Versuch etwa gleich groß. Sie sind so gewählt, dass sich eine Temperaturdifferenz von 10 K zwischen Vor- und Rücklauf ergibt. Ein kleiner zeitlicher Versatz zwischen HiL-Versuch und Simulation ist bereits vom Vortag vorhanden. Die Wärmepumpe schaltet daher kurz nach 2 Uhr in der Simulation etwas früher ab. Die folgende Ausschaltphase ist in etwa gleich lang wie im HiL-Versuch. Anschließend erfolgt eine erneute Aufladung des Wärmespeichers durch die Wärmepumpe. Die folgende Ausschaltphase gegen 6 Uhr ist in der Simulation länger als im HiL-Versuch. Da die Wärmepumpe in der Simulation schon früher eingeschaltet hat, ist der Wärmespeicher bereits gegen 5:15 Uhr voll beladen. Im HiL-Versuch dauert die Beladung bis 6 Uhr. Gegen 6 Uhr schließen die Heizkörperventile wie oben zu Abbildung 8.67 angemerkt. Daher liegen der Speicher und der Heizwasserkreis der Wärmepumpe im HiL-Versuch um 6:00 Uhr auf einem anderen Temperaturniveau als in der Simulation. Durch das höhere Temperaturniveau und aufgrund fehlender Prüfstandsisolierung sind die Stillstandverluste im HiL-Test etwas größer als in der Simulation (siehe auch Anmerkungen zu Abbildung 8.62). Durch den hohen Heizwassermassenstrom im Heizkreis des Hauses ist die Schichtung im Speicher bei erneutem Einschalten der Wärmepumpe gegen 7:40 Uhr stark gestört. Daraus entwickelt sich ab diesem Zeitpunkt ein kontinuierlicher Betrieb der Wärmepumpe bis gegen 22 Uhr mit sehr ähnlichen Temperaturen der Wärmepumpe in HiL-Test und Simulation. Jedoch liegt das Temperatur-Niveau in der Simulation etwas unterhalb des HiL-Versuchs, was Auswirkungen auf den Betrieb des Spitzenlastbrennwertkessels hat (siehe dazu Abbildung 8.69).

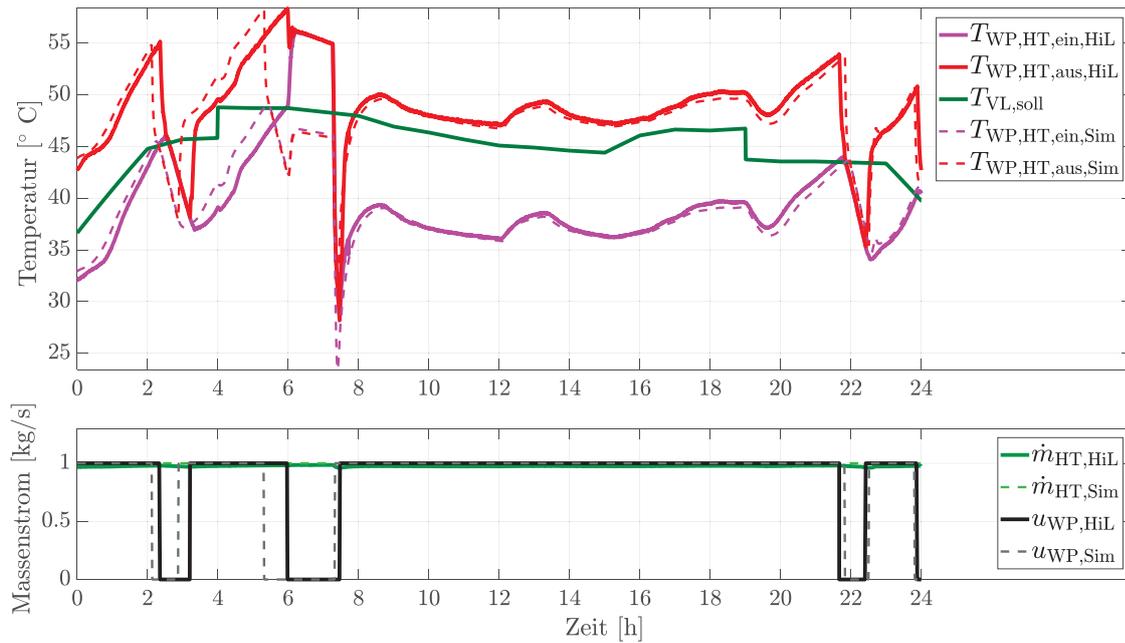


Abbildung 8.68 Verlauf der Temperaturen und Massenströme im Heizwasserkreis der Gas-Absorptionswärmepumpe am Typtag 2 (Kürzel: T = Temperatur, \dot{m} = Massenstrom, u = Einschaltsignal, WP = Wärmepumpe, HT = Hochtemperatur = Heizwasserkreis der WP, VL,soll = Soll-Vorlauf Temperatur, aus = Austritt, ein = Eintritt, HiL = Daten aus HiL-Versuch, Sim = Daten aus Simulation)

Abbildung 8.69 zeigt die Zeitverläufe für den Gasbrennwertkessel am Typtag 2. Der Brennwertkessel ist zu Beginn des Tages abgeschaltet. Die Temperaturen der Eintrittsseite geben den Temperaturverlauf am Wärmepumpenaus-tritt wieder. Kurz vor 8:00 Uhr beginnt der Gasbrennwertkessel zu heizen. Gegen 9:00 Uhr schaltet der Kessel ab und taktet sowohl in Simulation als auch im HiL-Test noch zwei bis drei Mal. Ab 10 Uhr bis 12 Uhr bleibt er gänzlich ausgeschaltet. Das Temperaturniveau in der Simulation ist um 12 Uhr etwas niedriger als im HiL-Versuch. Daher läuft der Gasbrennwertkessel in der Simulation jedoch kontinuierlich etwas kürzer. Im HiL-Versuch taktet der Kessel stark. Ähnliches Verhalten tritt um 16 Uhr auf, wobei in der Simulation der Kessel ebenfalls anfangs taktet, dann aber ab ca. 16:30 Uhr kontinuierlich durchläuft. Im HiL-Versuch ist dieser Umstand erst gegen 17:15 Uhr gegeben. Die kontinuierliche Laufzeit wird dann gemeinsam im HiL-Versuch als auch in der Simulation um 19 Uhr beendet, da dort die Solltemperatur durch das Einsetzen der Nachtabsenkung plötzlich erreicht wird. Der Gasbrennwertkessel schaltet in der Simulation gegen 22:30 Uhr nochmals ein. Im HiL-Versuch unterbleibt dies.

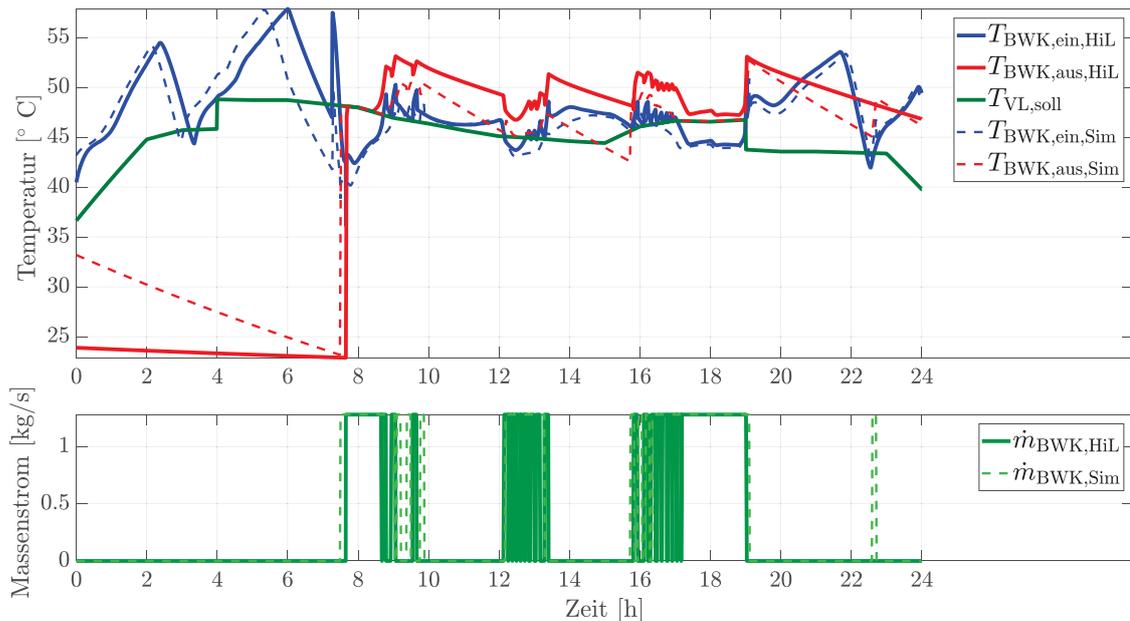


Abbildung 8.69 Verlauf der Temperaturen und der Massenströme für den Brennwertkessel am Typtag 2 (Kürzel: T = Temperatur, \dot{m} = Massenstrom, BWK = Brennwertkessel, VL = Vorlauftemperatur, HiL = Daten aus HiL Versuch, Sim = Daten aus Simulation)

Im Folgenden wird Typtag 3 besprochen. Auffällig ist hier der geringe Gasbedarf des Gasbrennwertgerätes in der Simulation verglichen mit dem HiL-Versuch (vgl. Abbildung 8.65). Der Typtag 3 ist ähnlich von der Auslastung wie Typtag 2, mit etwa 90 % des Heizwärmebedarfs von Typtag 2. Die abgegebene Wärmemenge über die Heizkörper ist, verglichen mit dem HiL-Versuch, in etwa gleich. Der mittlere Wirkungsgrad der Wärmepumpe ist analog zu Typtag 2 in der Simulation leicht verringert und die entzogene Kältemenge wieder in der Simulation etwas höher als im HiL-Versuch. Zu letzterem passt, dass die Temperaturen im Kaltwasserkreis bei Betrieb der Wärmepumpe in der Simulation etwas unter denen im HiL-Versuch liegen (Abbildung 8.70). Zum anderen schaltet sich die Wärmepumpe an diesem Tag in der Simulation sechs Mal und im HiL-Versuch fünf Mal ein (Abbildung 8.71), was in der Simulation zu höheren Taktverlusten führt. Der letzte Takt-Zyklus in der Simulation beginnt erst gegen 22:30 Uhr, sodass Energie in den heißen Teilen der Wärmepumpe (Absorber und Generator) zwischengespeichert wird, mit entsprechend negativen Auswirkungen auf den tagesmittleren Wirkungsgrad dieses Typtages. Das niedrigere Temperaturniveau im Heizkreis zwischen 16 und 19 Uhr in der Simulation wirkt sich gegenüber dem höheren Niveau im HiL-Versuch positiv auf den Wirkungsgrad aus. Die bereits besprochenen Einbußen überwiegen hier jedoch als Einflüsse auf den mittleren Wirkungsgrad.

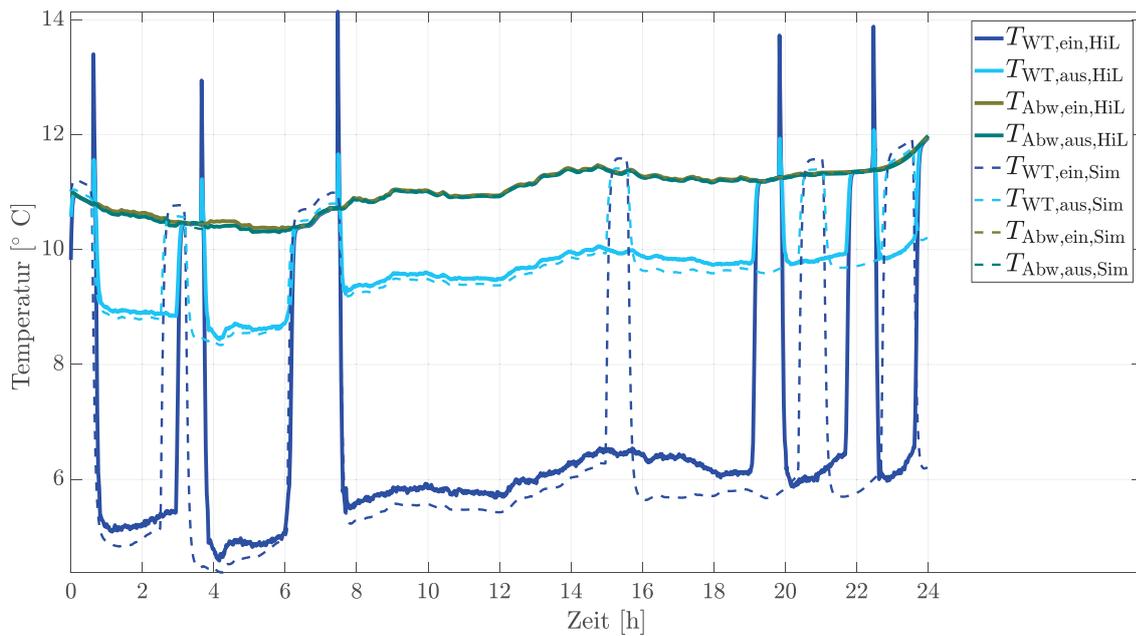


Abbildung 8.70 Zeitverläufe der Temperaturen am Abwasser-Wärmeübertrager am Typtag 3 (Kürzel: T = Temperatur, WT = Wärmeträger, Abw = Abwasser, HiL = Daten aus HiL-Versuch, Sim = Daten aus Simulation)

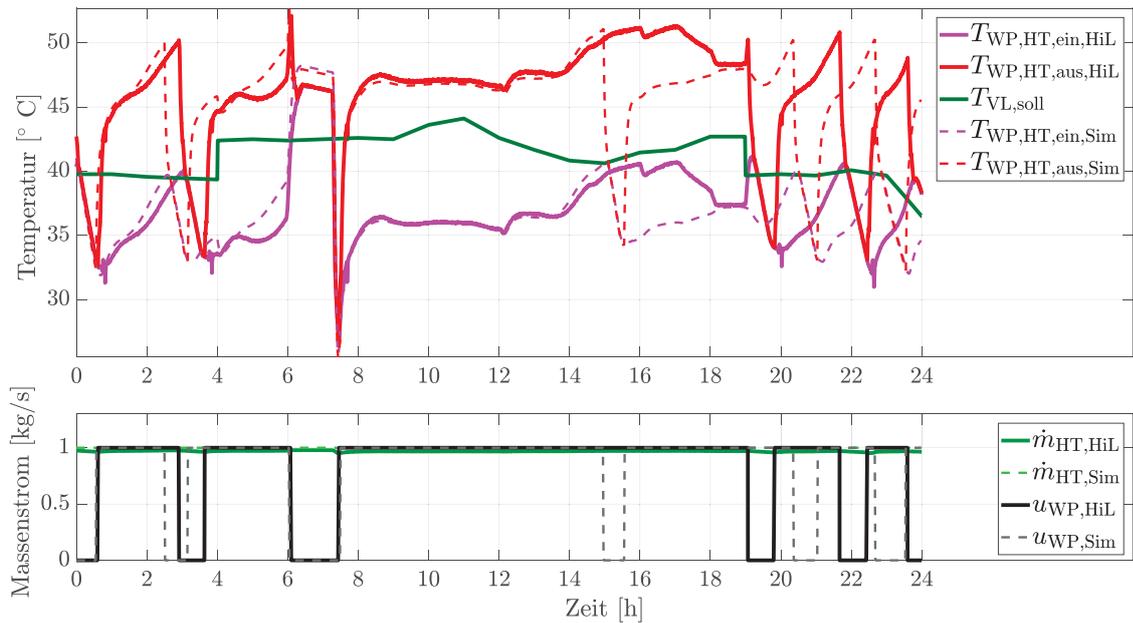


Abbildung 8.71 Verlauf der Temperaturen und Massenströme im Heizwasserkreis der Gas-Absorptionswärmepumpe am Typtag 3 (Kürzel: T = Temperatur, \dot{m} = Massenstrom, u = Einschaltsignal, WP = Wärmepumpe, HT = Hochtemperatur = Heizwasserkreis der WP, VL,soll = Soll-Vorlauf Temperatur, aus = Austritt, ein = Eintritt, HiL = Daten aus HiL-Versuch, Sim = Daten aus Simulation)

Das Brennwertgerät wird in der Simulation gegen 8 Uhr eine kurze Zeit lang durchgängig betrieben (Abbildung 8.72). Im HiL-Versuch ist das ähnlich, es kommt jedoch noch zu einem weiteren kurzen Takten. Das Temperaturniveau ist im HiL-Versuch in dieser Betriebszeit etwas höher als in der Simulation. Aufgrund beider Effekte ist der Energiebedarf im HiL-Versuch geringfügig höher als in der Simulation, obwohl dort gegen 15:45 Uhr der Brennwertkessel ein weiteres Mal kurzzeitig angeht. Insgesamt ist der Brennwertkessel an Typtag 3 nur sehr wenig in Betrieb. Die geringe absolute Abweichung im Energiebedarf führt deshalb zu einer vergleichsweise hohen relativen Abweichung.

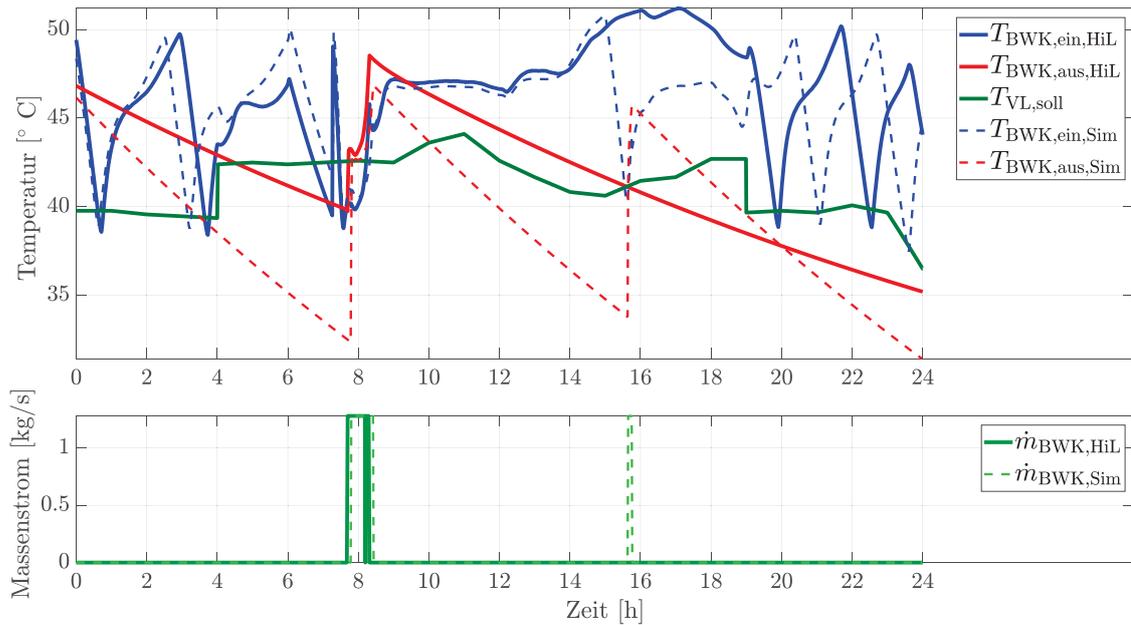


Abbildung 8.72 Verlauf der Temperaturen und der Massenströme für den Brennwertkessel am Typtag 3 (Kürzel: T = Temperatur, \dot{m} = Massenstrom, BWK = Brennwertkessel, VL = Vorlauftemperatur, HiL = Daten aus HiL Versuch, Sim = Daten aus Simulation)

Typtag 4 verhält sich ähnlich zu Typtag 3 und wird deshalb hier nicht dargestellt. Die Heizlast ist noch etwas geringer und der Gasbrennwertkessel schaltet im HiL-Versuch nur ganz kurz ein. In der Simulation bleibt er aus.

Typtag 5 ist ein Tag mit geringer Heizlast. Als sechster Tag in der Versuchsabfolge (inklusive des Vorlauftages, für das Einschwingen des Gebäudemodells) wird er als Samstag gezählt. Daher sind die Heiznetztemperaturen dauerhaft abgesenkt (Abbildung 8.73). Aufgrund der hohen Außentemperaturen ist die Sollvorlauftemperatur recht niedrig. In der Simulation sind die Raumlufttemperaturen zwischen 8 und 16 Uhr geringfügig höher als im HiL-Versuch. Die Heizkörperventile sind ab 8 Uhr voll geöffnet. Der Massenstrom im Heizkreis des Gebäudes ist in der Simulation bis 10 Uhr etwas geringer als in im HiL Versuch. Die Vor- und Rücklauftemperaturen im Heiznetz sind ab 2 Uhr sehr ähnlich. Durch den geringeren Heizkreismassenstrom ist die abgeführte Wärme der Heizkörper in der Simulation etwas geringer als im HiL-Versuch.

Durch die geringe Heizlast taktet die Wärmepumpe häufig (Abbildung 8.74). Im HiL-Versuch wird sie 12 Mal, in der Simulation sogar 14 Mal eingeschaltet. Durch die vorangegangenen Typtage ist bereits ein zeitlicher Versatz in den Einschaltzyklen vorhanden. Die gelieferte Heizwärme stimmt in HiL-Versuch und Simulation gut überein (Abbildung 8.65). Der mittlere Wirkungsgrad ist an dem Typtag in der Simulation geringer als im HiL-Versuch. Gründe hierfür sind die erhöhte Einschaltfrequenz und die damit einhergehenden Taktverluste der Wärmepumpe.

Typtag 6 zeigt ähnliches Verhalten auf einem noch etwas geringeren Heizlastniveau und wird daher hier nicht weiter besprochen.

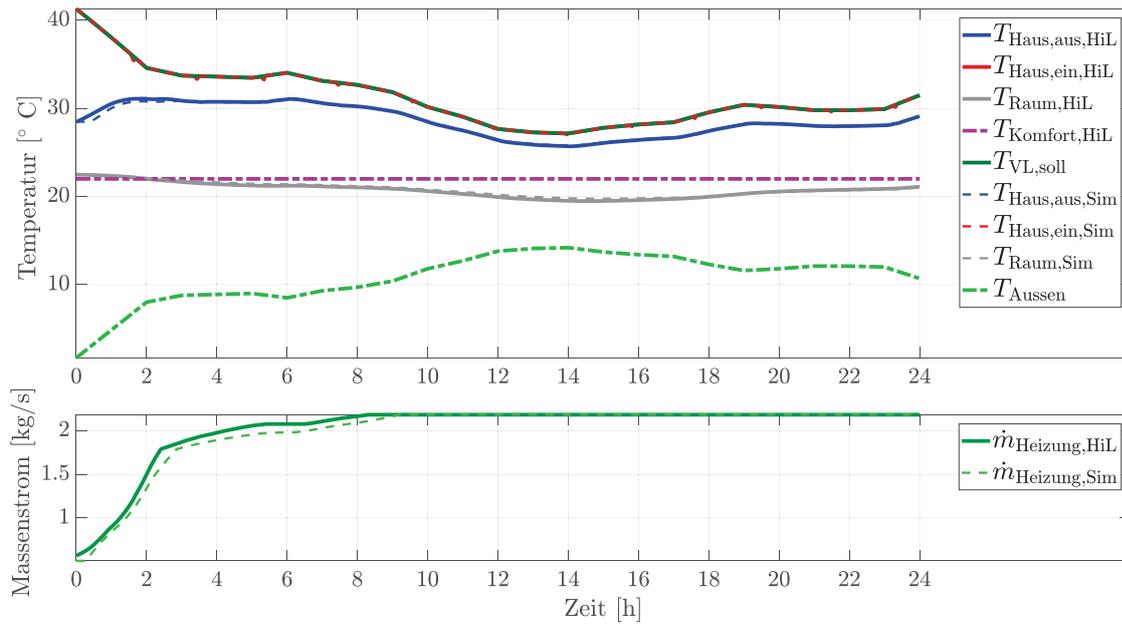


Abbildung 8.73 Verlauf der Temperaturen und Massenströme Gebäudes am Typtag 5 (Kürzel: \dot{m} = Massenstrom, T_{Raum} = Lufttemperatur im Raum, T_{Aussen} = Umgebungstemperatur, T_{Komfort} = Soll-Komforttemperatur im Raum, Haus,ein = Eintritt ins Heiznetz des Hauses, Haus,aus = Austritt aus dem Heiznetz des Hauses, HiL = Daten aus HiL-Versuch, Sim = Daten aus Simulation)

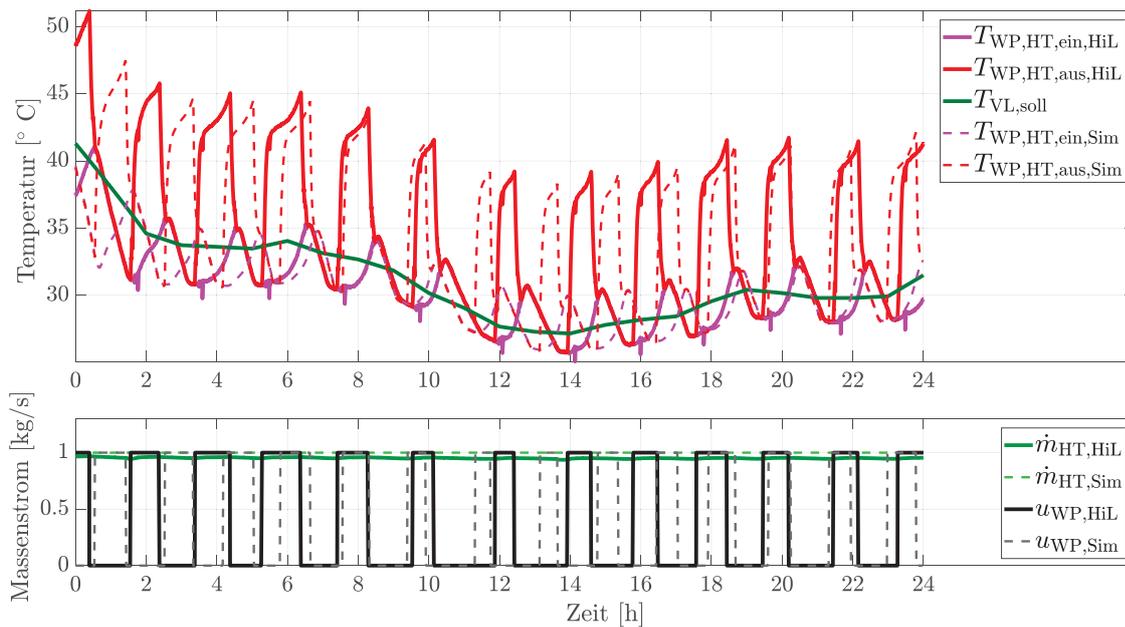


Abbildung 8.74 Verlauf der Temperaturen und Massenströme im Heizwasserkreis der Gas-Absorptionswärmepumpe am Typtag 5 (Kürzel: T = Temperatur, \dot{m} = Massenstrom, u = Einschaltsignal, WP = Wärmepumpe, HT = Hochtemperatur = Heizwasserkreis der WP, VL,soll = Soll-Vorlauf Temperatur, aus = Austritt, ein = Eintritt, HiL = Daten aus HiL-Versuch, Sim = Daten aus Simulation)

9 Systemanalyse und Optimierung

Zur Systemanalyse werden zunächst einige Zeitverläufe wichtiger Betriebsparameter aus den Typtag-Simulationen, sowohl für den Heizbetrieb als auch für den Kühlbetrieb, vorgestellt und analysiert. Im nächsten Abschnitt folgt die Optimierung einzelner Dimensionierungsparameter der Systemkomponenten hinsichtlich Primärenergiebedarf, Kosten und Komfort des Gesamtsystems mithilfe von Methoden des Design of Experiments (DoE).

9.1 Systemanalyse anhand zeitlicher Betriebsabläufe

Die Systemanalyse erfolgt hier exemplarisch an zwei „anspruchsvollen“ Tagen, für den Heizbetrieb an dem Tag mit der kältesten mittleren Abwassertemperatur und für den Kühlbetrieb an dem Tag mit der höchsten Kühllast bzw. Außentemperatur. Die anderen Typtage wurden für den Heizbetrieb bereits zuvor im Abschnitt 8.7.4 vorgestellt und bringen keine neuen Erkenntnisse. Die Tabelle 9.1 zeigt die eingestellten Leistungsgrößen der eingesetzten Bauteile bei den hier vorgestellten Systemsimulationen.

Tabelle 9.1 Randbedingungen bei den Typtagsimulationen für die Systemanalyse im Heiz- und Kühlbetrieb

Heiz- betrieb	Heizlast	Nennleistung	Jahresmittlere	Anzahl Elemente
	Gebäude	Spitzenlast- kessel	Abwasser- Temperatur	Abwasser- Wärmeübertrager
	85 kW	53,6 kW	15 °C	8
Kühl- betrieb	Kühllast	Nennleistung	Jahresmittlere	Anzahl Elemente
	Gebäude	Kompressions- kältemaschine	Abwasser- Temperatur	Abwasser- Wärmeübertrager
	55 kW	22 kW	15 °C	10

9.1.1 Heizbetrieb

Im Heizbetrieb arbeitet die Gas-Absorptionswärmepumpe als Grundlastgerät und ein Gas-Brennwertkessel als Spitzenlastgerät. Das Abwasser fungiert als Wärmequelle für die Gaswärmepumpe.

Abbildung 9.1 zeigt die Temperaturen am Abwasser-Wärmeübertrager an dem Tag mit der geringsten Abwassertemperatur. Die niedrige Abwassertemperatur in den Morgenstunden ist durch starke Regenereignisse verursacht, was Abbildung 9.2 mit dem Tagesgang des Abwassermassenstromes eines normalen Trockenwettertages verdeutlicht. Hinzu kommt eine ganztägig geringe Außentemperatur von um die 0 °C (siehe Abbildung 9.4).

Von 2 bis 3:30 Uhr taktet die Gaswärmepumpe gemäß dem Hystereseregler der Notabschaltung (Abschnitt 8.6.2). Bei Austrittstemperaturen im Kaltwasserkreis (= Eintritt in den Abwasser-Wärmeübertrager $T_{WT, \text{ein}}$) unter 4 °C schaltet dieser die Wärmepumpe ab, bei 9 °C wieder ein. Von 3:30 Uhr bis 9:30 Uhr ist aufgrund der geringen Abwassertemperaturen deshalb keine Aufhebung der Notabschaltung mehr möglich. Nach Abklingen des Regenereignisses und Anstieg der Abwassertemperaturen geht die Gaswärmepumpe wieder in Betrieb. Ab 10:30 Uhr wird sie nur noch zweimal durch die Beladungsregelung des Speichers gegen 20 und 22:30 Uhr abgeschaltet, wenn auch die Temperatur im unteren Speicherbereich ($T_{\text{Speicher}, 0}$) die Sollvorlauftemperatur im Heiznetz des Gebäudes erreicht hat.

Abbildung 9.3 zeigt die Verhältnisse am Pufferspeicher im Heizkreis. Trotz Notabschaltung kann der Speicher zwischen 2 und 3:30 Uhr noch im oberen Speicherbereich auf einem Temperaturniveau oberhalb der geforderten Solltemperatur gehalten werden. Das Anforderungssignal der Gaswärmepumpe $u_{WP, \text{Sim}}$ ist zwischen 2 und 20 Uhr dauerhaft an. An dem zackigen Verlauf der Speichertemperaturen und dem nach 3:30 Uhr folgenden dauerhaften Einbruch der Speichertemperaturen erkennt man die Auswirkungen der Notabschaltung auf die Speicherbeladung. Der Brennwertkessel (Betriebssignal $u_{BWK, \text{Sim}}$) muss zugeschaltet werden, um das nötige Temperaturniveau zu halten. Gegen 10:30 Uhr schafft die Gaswärmepumpe es wieder, dauerhaft zu laufen und kann damit auch den oberen Speicherbereich auf das nötige Temperaturniveau oberhalb der Solltemperatur aufwärmen. Gegen 12 und gegen 18 Uhr ist der Wärmebedarf so groß, dass der Brennwertkessel zuschaltet.

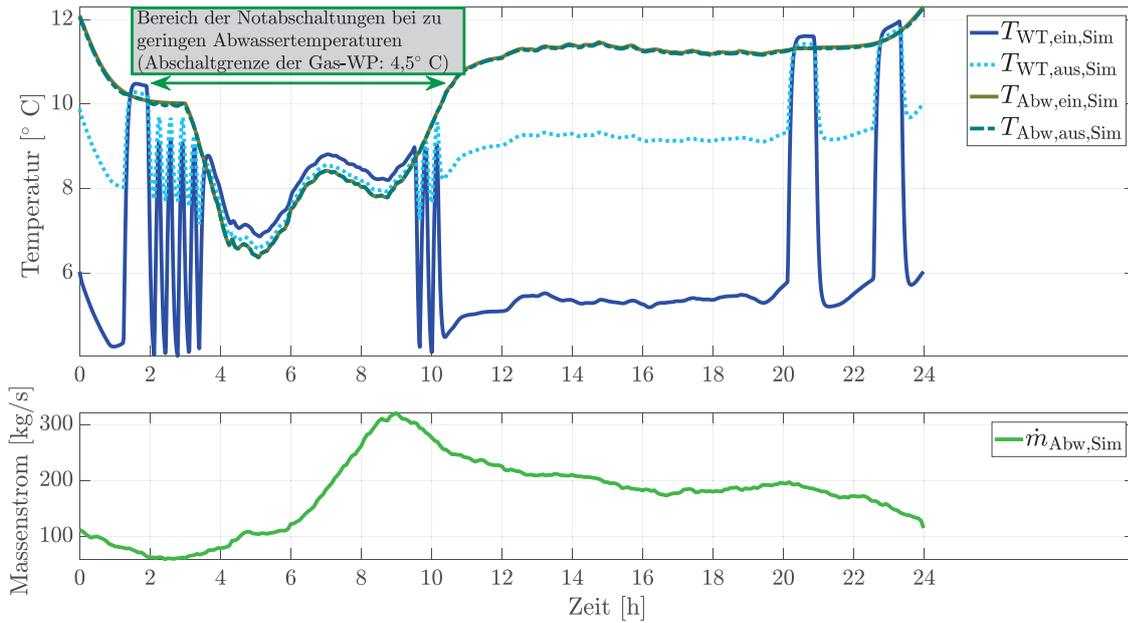


Abbildung 9.1: Zeitverläufe am Abwasser-Wärmeübertrager; Heizbetrieb am Tag mit der geringsten Abwassertemperatur (Kürzel: T = Temperatur, \dot{m} = Massenstrom, WT = Wärmeträger, Abw = Abwasser, Sim = Daten aus Simulation)

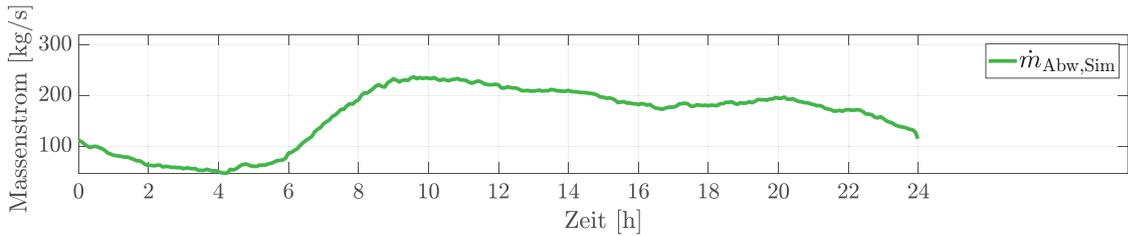


Abbildung 9.2: Massenstrom des Abwassers an einem normalen Trockenwettertag

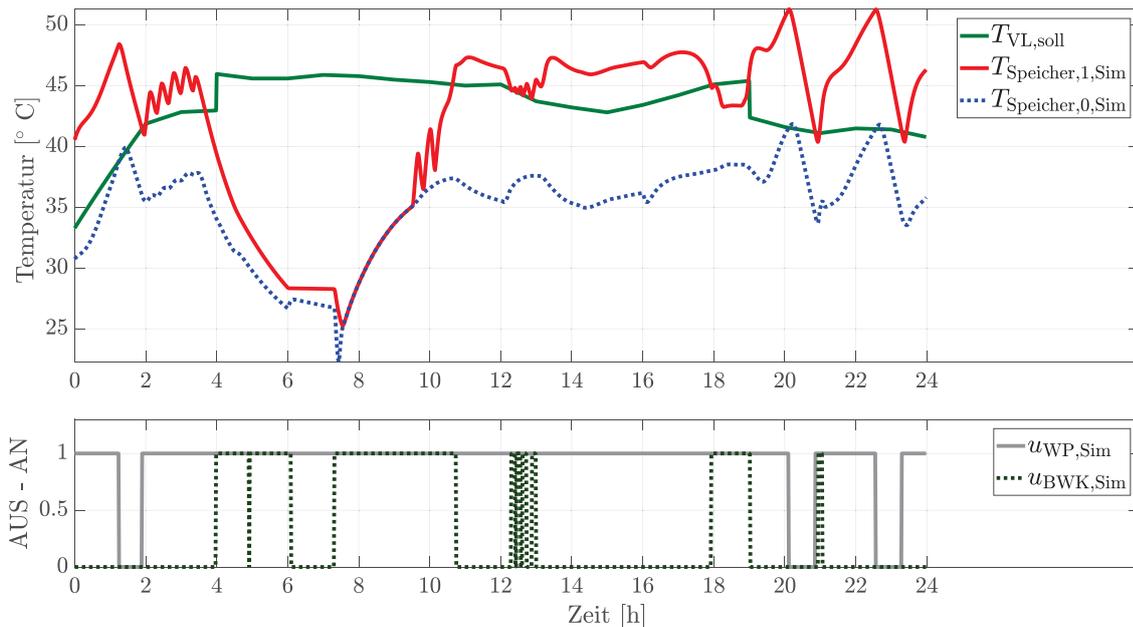


Abbildung 9.3: Zeitverläufe am Pufferspeicher im Heizkreis; Heizbetrieb am Tag mit der geringsten Abwassertemperatur (Kürzel: T = Temperatur, u = Einschaltsignal, VL,soll = Soll-Vorlauf Temperatur, WP = Gaswärmepumpe, BWK = Gasbrennwertkessel, [0,1] = relative Höhe im Speicher, Sim = Daten aus Simulation)

Abbildung 9.4 zeigt die simulierten Betriebsparameter rund um das Gebäude, Abbildung 9.5 die des Gas-Brennwertgerätes und Abbildung 9.6 die der Gaswärmepumpe im Heizwasserkreis. Gemäß Abbildung 9.4 ist die Raumtemperatur nachts leicht höher als die Komforttemperatur, was an dem vorangegangenen wärmeren Typtag liegt. Die Nachtabsenkung der Heizung endet um 4 Uhr. Die Gaswärmepumpe kann bis 3:30 Uhr den geringen nächtlichen Wärmebedarf des Gebäudes alleine decken, ist aber um 4 Uhr schon in ihrer längeren Notabschaltung (vgl. auch Abbildung 9.1). Deshalb geht der Brennwertkessel nun wegen starker Unterschreitung der Sollvorlauftemperatur ($T_{VL,Soll}$) in Betrieb. Gegen 6 Uhr beginnt der Arbeitstag und damit die Personenbelegung in dem Bürogebäude. Die Raumtemperatur steigt an und die Heizkörperventile schließen. Die wegfallende Last sorgt für einen starken Anstieg der Vorlauftemperatur des Brennwertkessels, sodass dieser abschaltet. Gegen 7:30 erfolgt eine (automatische) Lüftung der Räume, da die CO_2 -Konzentration durch die Personenbelegung den gesetzten Grenzwert überschreitet. Das Brennwertgerät geht wieder in Betrieb. Es benötigt aber fast 3 Stunden, um die Sollvorlauftemperatur im Heiznetz des Gebäudes zu erreichen. Die Wärmepumpe kann noch nicht zuschalten, da sie sich aufgrund der niedrigen Abwassertemperaturen noch in der Notabschaltung befindet. Da die Soll-Vorlauftemperatur nicht eingehalten wird, fällt die Raumtemperatur in dieser Phase unter die Komforttemperatur. Gegen 10 Uhr kann die Wärmepumpe wieder ohne Notabschaltung arbeiten, sodass gegen 10:30 Uhr die Sollvorlauftemperatur überschritten wird und der Brennwertkessel abschaltet. Durch die Mittagspause um 12 Uhr fallen die internen Lasten durch die Personenbelegung zum Teil weg (erkennbar z. B. an der absinkenden Raumtemperatur), sodass der Brennwertkessel wieder zuschalten muss. Diesmal ist die Last für den Brennwertkessel aber geringer als die untere Modulationsgrenze seines Brenners, sodass dieser taktet. Auch um 18 Uhr und um 21 Uhr schaltet sich der Brennwertkessel nochmal zu. Ansonsten deckt die Gaswärmepumpe den Wärmebedarf des Gebäudes. Lässt man die Notabschaltungen außen vor, läuft die Gaswärmepumpe an diesem Tag bis auf drei Abschaltungen von jeweils etwa 45 min aufgrund des jeweils vollgeladenen Wärmespeichers kontinuierlich durch.

Trotz der Notabschaltphase der Wärmepumpe kann die Raumtemperatur auch an diesem kalten Tag mit niedrigen Abwassertemperaturen im Bereich der Komfortgrenzen von $22\text{ °C} \pm 2\text{ °C}$ gehalten werden.

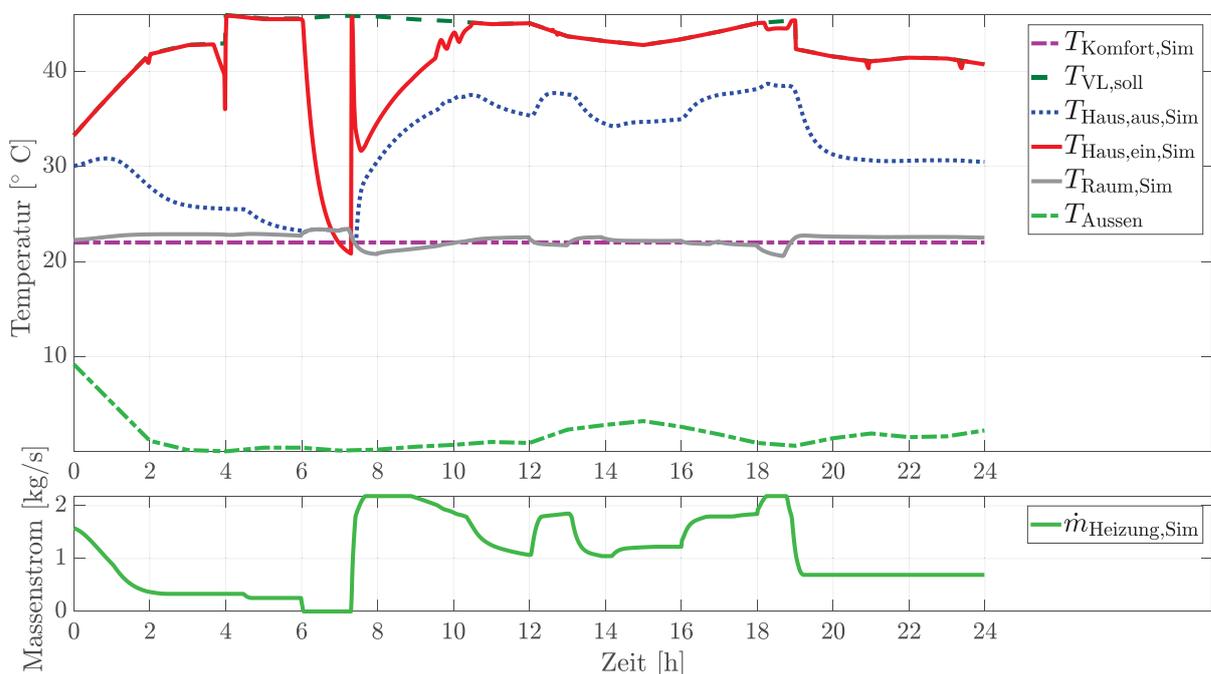


Abbildung 9.4: Zeitverläufe der Temperaturen und des Massenstromes aus dem Gebäudemodell; Heizbetrieb am Tag mit der kältesten Abwassertemperatur (Kürzel $T_{Komfort}$ = Soll-Komforttemperatur im Raum, $T_{VL,soll}$ = Soll-Vorlauf Temperatur, T_{Raum} = Lufttemperatur im Raum, T_{Aussen} = Umgebungstemperatur, Haus,ein = Eintritt ins Heiznetz des Hauses, Haus,aus = Austritt aus dem Heiznetz des Hauses, Sim = Daten aus Simulation)

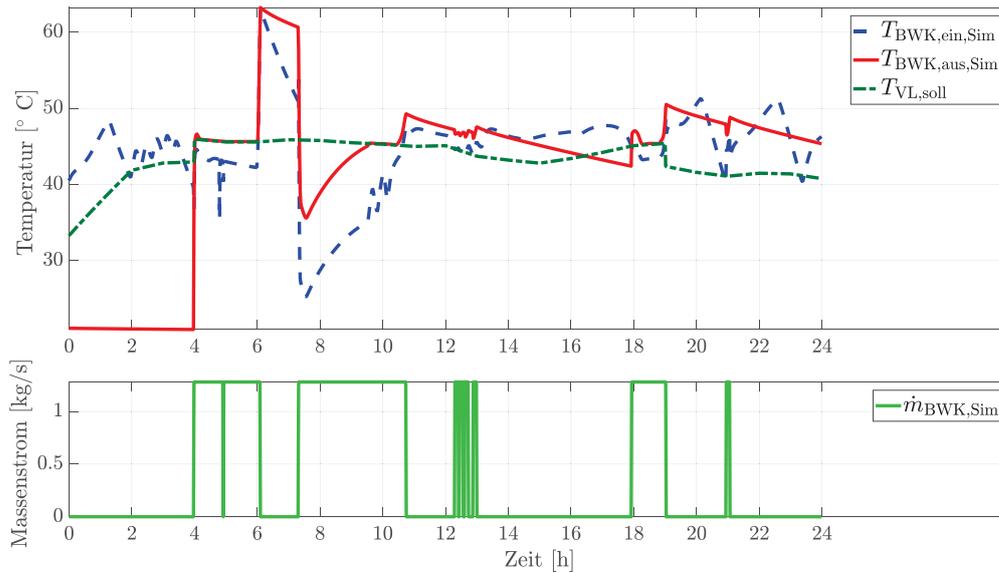


Abbildung 9.5: Zeitverläufe der Temperaturen und der Massenströme für den Brennwertkessel am Tag mit der kältesten Abwassertemperatur (Kürzel: T = Temperatur, \dot{m} = Massenstrom, BWK = Brennwertkessel, VL = Vorlauftemperatur, HiL = Daten aus HiL Versuch, Sim = Daten aus Simulation)

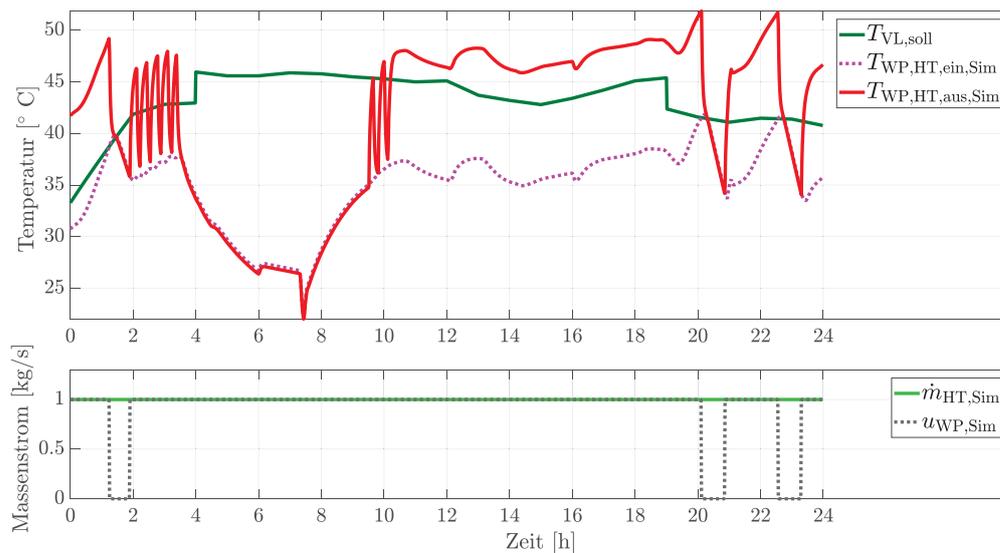


Abbildung 9.6: Zeitverläufe im Heizkreis der Gaswärmepumpe am Tag mit der kältesten Abwassertemperatur (Kürzel: T = Temperatur, \dot{m} = Massenstrom, u = Einschaltsignal, WP = Wärmepumpe, HT = Hochtemperatur = Heizwasserkreis der WP, VL,soll = Soll-Vorlauf Temperatur, aus = Austritt, ein = Eintritt, Sim = Daten aus Simulation)

9.1.2 Kühlbetrieb

Im Kühlbetrieb arbeitet eine Kompressionskältemaschine in der Grundlast und die Gas-Absorptionswärmepumpe als Kältemaschine zur Spitzenlastdeckung. Das Abwasser fungiert als Wärmesenke zur Rückkühlung beider Kältemaschinen.

Abbildung 9.7 zeigt relevante Betriebsparameter des Gebäudes für den wärmsten simulierten Typtag. Zum Arbeitsbeginn um 6 Uhr wird die Versorgung der Umluftkühler eingeschaltet, aber aufgrund der niedrigen Raumlufttemperatur noch keine Wärme abgeführt ($T_{\text{Haus,aus}} = T_{\text{Haus,ein}}$). Die beiden Temperaturen im Versorgungskreis der Umluftkühler folgen der Temperatur oben im Kältespeicher ($T_{\text{Speicher,1}}$, siehe Abbildung 9.8). Um 8 Uhr beginnt

die aktive Kühlung des Gebäudes. Die Umluftkühler schalten sich periodisch ein (bei 22 °C) und aus (bei 21 °C¹⁸). Ab ca. 11 Uhr wird die Raumlufttemperatur von 22 °C dauerhaft überschritten, sodass die Umluftkühler bis 18 Uhr durchgehend kühlen. Ihre Eintrittstemperatur ($T_{\text{Haus,ein}} =$ untere Kältespeichertemperatur) steigt durch die Wärmezufuhr in den Kaltwasserkreis über die Solltemperatur ($T_{\text{NT,Soll}}$) von 12 °C an, da die Grundlast-Kompressionskältemaschine mit 22 kW Nennleistung nicht genügend Kälteleistung liefert. Um 14 Uhr ist die integrierte Sollwertabweichung so hoch, dass die Gaswärmepumpe zur Spitzenlastdeckung für rund 1,5 Stunden zuschaltet. Nun stehen 38 kW Nenn-Kälteleistung zur Verfügung. Das reicht aus, um den Speicher wieder abzukühlen. Bei Ende der Büroarbeitszeit um 18 Uhr schalten sich die Umluftkühler ab. Wie in Abbildung 9.7 zu erkennen, weist der Raumlufttemperaturverlauf eine insgesamt steigende Tendenz auf. Ohne Absenkung der Sollvorlauftemperatur im Umluftkühlerkreis auf unter 12 °C würde bei mehrfach aufeinander folgenden solchen Tagen der Komfort nicht eingehalten. Bei dauerhaft hohen Außentemperaturen, sowie inneren wie äußeren Lasten (Kühllast gemäß Tabelle 9.1 = 55 kW) wäre auch die installierte Nenn-Kühlleistung von 38 kW zu gering. Am analysierten Tag jedoch bleibt die Raumlufttemperatur dauerhaft unter der Komforttemperaturgrenze. Die Komforttemperatur ist bei Kühlbetrieb nicht konstant (anders als bei Heizbetrieb). Sie ändert sich gemäß (DIN EN 15251, S. 5) in Abhängigkeit der Außentemperatur.

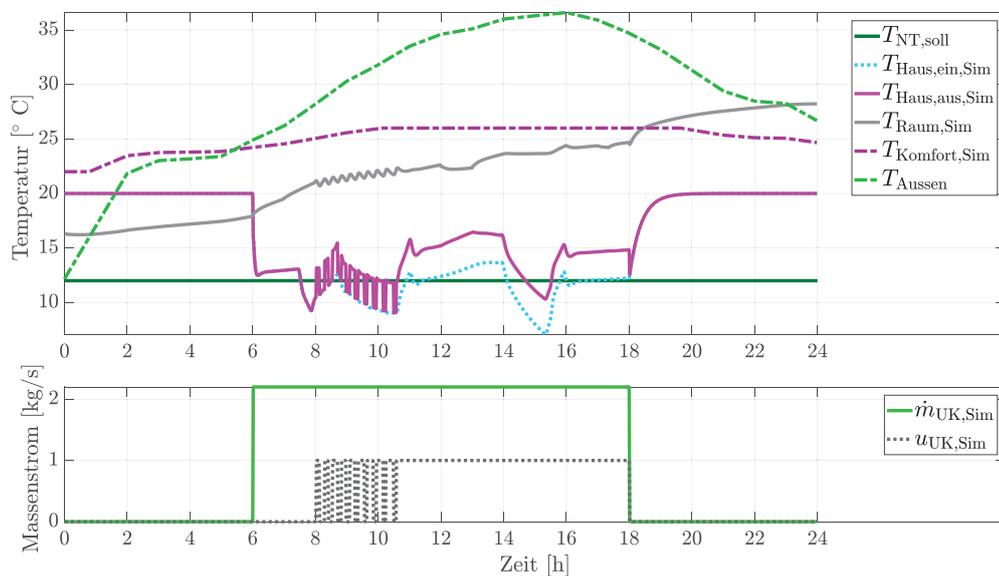


Abbildung 9.7 Zeitverläufe der Temperaturen und des Massenstromes aus dem Gebäudemodell im Kühlbetrieb am wärmsten Tag (Kürzel $T_{\text{NT,soll}}$ = Soll-Vorlauf Temperatur Kaltwasserkreis, Haus,ein = Eintritt ins Kaltwassernetz des Hauses, Haus,aus = Austritt aus dem Kaltwassernetz des Hauses, T_{Raum} = Lufttemperatur im Raum, T_{Komfort} = Soll-Komforttemperatur im Raum, T_{Aussen} = Umgebungstemperatur, \dot{m} = Massenstrom, u = Einschaltsignal, UK=Umluftkühler, Sim = Daten aus Simulation)

Abbildung 9.8 zeigt die zeitlichen Abläufe im Speichermodell. Bis 6:00 Uhr erwärmt sich der Speicher leicht durch Wärmeinträge aus dem Aufstellraum. Zwischen 6 und 7:30 Uhr steigt die Temperatur durch die laufende Versorgungspumpe der Umluftkühler. Gegen 7:30 Uhr überschreitet die Temperatur im unteren Teil des Kältespeichers den oberen Hysterese-Wert von 12+1 °C. Die Kompressionskältemaschine geht in Betrieb. Sie schaltet um ca. 8 Uhr wieder ab, wenn im unteren Teil des Kältespeichers der untere Hysterese-Wert von 12-1 °C erreicht ist. Im weiteren Verlauf sind Spitzen durch das Ein- und Ausschalten der Umluftkühler zu erkennen. Gegen 8:45 Uhr muss die Kompressionskältemaschine wieder einschalten, weil die untere Speichertemperatur über der Einschaltsschwelle liegt. Sie schaltet nochmals zwischen 10:30 und 11:00 Uhr kurz ab. Ab 11 Uhr ist die Kältebelastung so hoch, dass auch die Umluftkühler nicht mehr ausschalten. Es ist eine kontinuierliche Kälteleistung durch das Gebäude gegeben. Der Sollwert der Kältevorlauftemperatur kann nicht mehr gehalten werden und somit muss die Gaswärmepumpe ab 14 Uhr als Spitzenlast-Kältemaschine eingesetzt werden. Diese schaltet sich um 15:30 Uhr

¹⁸ Die Regelung ist in Abbildung 9.7 nicht ganz eindeutig zu sehen. Geregelt werden die Umluftkühler auf die Lufttemperatur. Die in Abbildung 9.7 dargestellte Raumtemperatur ist eine Mischtemperatur aus Luft- und Strahlungstemperatur der Wände und der Fenster.

wieder ab, nachdem die obere Speichertemperatur unter 11 °C gesunken ist. Wenig später schaltet auch die Kompressionskältemaschine ab. Wegen Überschreitung der Einschaltsschwelle von 13 °C wird diese um 16 Uhr wieder eingeschaltet. Durch das Abschalten der Kältekreisversorgungspumpe um 18 Uhr bricht die Kältelast weg und die Speichertemperaturen sinken wieder. Gegen 19 Uhr schaltet die Kompressionskältemaschine ab, weil die obere Kältespeichertemperatur unter 11 °C fällt.

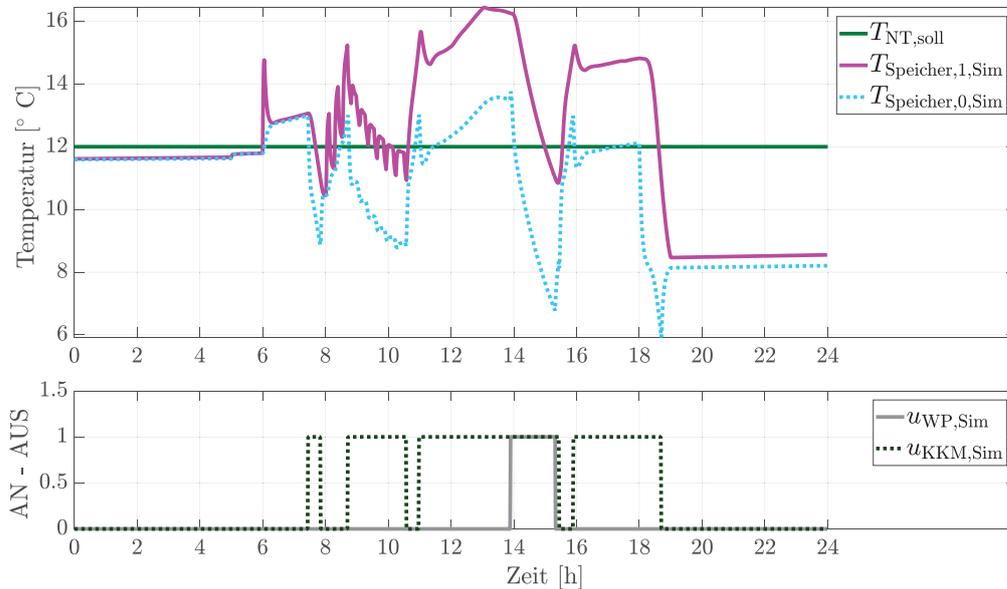


Abbildung 9.8 Zeitverläufe der Temperaturen und der Einschaltssignale am Speichermmodell im Kühlbetrieb am wärmsten Tag (Kürzel $T_{NT,soll}$ = Soll-Vorlauf Temperatur Kaltwasserkreis, [0,1] = relative Höhe im Speicher, u = Einschaltssignal, WP = Gaswärmepumpe im Kühlbetrieb, KKM = Kompressionskältemaschine, Sim = Daten aus Simulation)

Abbildung 9.9 und Abbildung 9.10 zeigen die Betriebsabläufe an der Kompressionskältemaschine und der Gaswärmepumpe. Abbildung 9.11 stellt die zugehörigen Daten am Abwasser-Wärmeübertrager dar.

In Abbildung 9.9 ist der Verlauf der Temperaturen an der Kompressionskältemaschine (KKM) dargestellt. Zunächst liegen die Temperaturen aus dem Vortag an der Maschine an. Teilweise zeigt sich eine leicht steigende Tendenz durch Wärmeeinträge aus der Umgebung. Um 5:00 Uhr beginnt die Bereitschaftszeit und die Versorgungspumpen der KKM werden eingeschaltet. Dadurch gleichen sich die Ein- und Austrittstemperaturen in den Kreisen an (NT = Kaltwasserkreis, HT = Hochtemperatur = Rückkühlungskreis). Wie in der Diskussion zu den Speichertemperaturen (zu Abbildung 9.8) geschildert beginnt die KKM gegen 7:30 Uhr zu kühlen. Durch die auftretende Leistung ergibt sich eine Spreizung zwischen den Ein- und Austrittstemperaturen. Die Eintrittstemperatur im Kaltwasserkreis entspricht dabei der oberen Speichertemperatur. Die Temperaturspreizung ist jedoch größer als die im Speicher, wegen des kleineren Massenstroms im Kaltwasserkreis der KKM. Durch den höheren Massenstrom zur Versorgung der Umluftkühler kommt es im Speicher zu Abtriebs-/Mischungseffekten. Dies ändert sich, wenn beide Kälteerzeuger in Betrieb sind.

Im Rückkühlkreis (HT) der KKM stellt sich eine Spreizung von etwa 7 K ein. Die Eintrittstemperatur folgt dabei der Austrittstemperatur aus dem Abwasser-Wärmeübertrager (siehe Abbildung 9.11). Diese liegt etwa 2,5 K über der Abwassertemperatur. Werden Kompressions-Kältemaschine und Gaswärmepumpe zusammen betrieben (zwischen 14 und 15:30 Uhr), so erhöht sich diese Differenz auf etwa 6 K. Der Verlauf des Abwassermassenstroms entspricht dem eines normalen Trockenwettertagesganges. Bei Parallelbetrieb der Kompressions-Kältemaschine und der Gaswärmepumpe wird der Volumenstrom im Rückkühlkreis auf beide Geräte aufgeteilt, sodass es zu einer starken Erhöhung der Temperaturspreizung im Rückkühlkreis der Geräte ($T_{KKM,HT}$, $T_{WP,HT}$) bzw. des Wärmeträgers im Abwasser-Wärmeübertrager (T_{WT}) kommt.

Die Versorgungspumpen der Gaswärmepumpe werden erst um 14 Uhr mit Einschalten der Gaswärmepumpe hinzugeschaltet. Daher gleichen sich die Temperaturen an der Gaswärmepumpe nicht wie bei der KKM um 5 Uhr aneinander an. Erst durch den Betrieb der Gaswärmepumpe um 14 Uhr ergibt sich eine definierte Spreizung zwischen den Ein- und Austrittstemperaturen des Kaltwasser- und Rückkühlkreises.

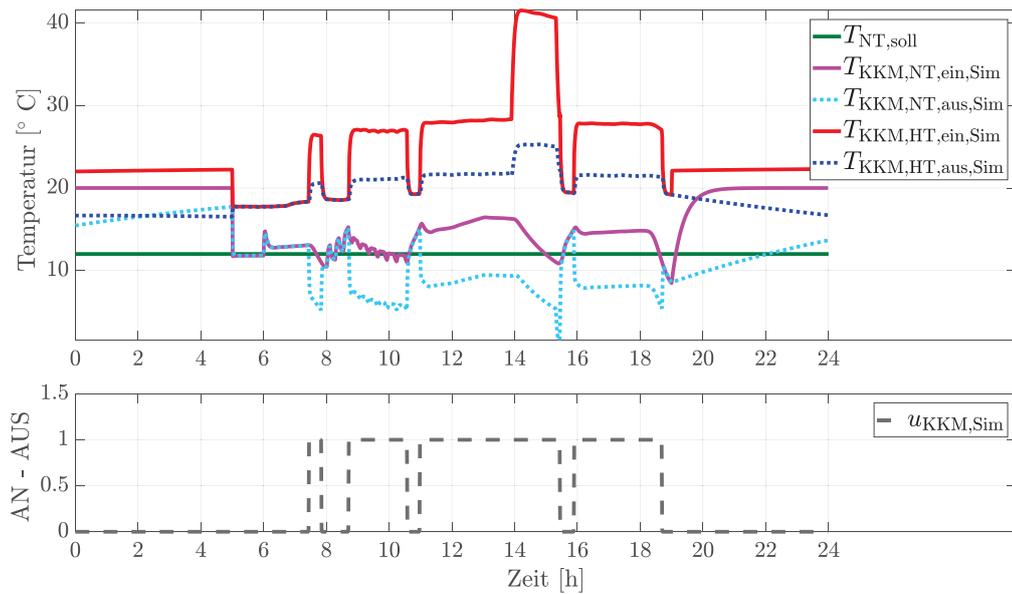


Abbildung 9.9 Zeitverläufe der Temperaturen und der Einschaltssignale an der Kompressionskältemaschine im Kühlbetrieb am wärmsten Tag (Kürzel T =Temperatur, u = Einschaltssignal, NT,soll = Soll-Vorlauf Temperatur Kaltwasserkreis, KKM = Kompressionskältemaschine, NT = Niedertemperatur = Kaltwasserkreis der KKM, HT = Hochtemperatur = Wasserkreis zur Rückkühlung der KKM, ein = Eintritt, aus = Austritt, Sim = Daten aus Simulation)

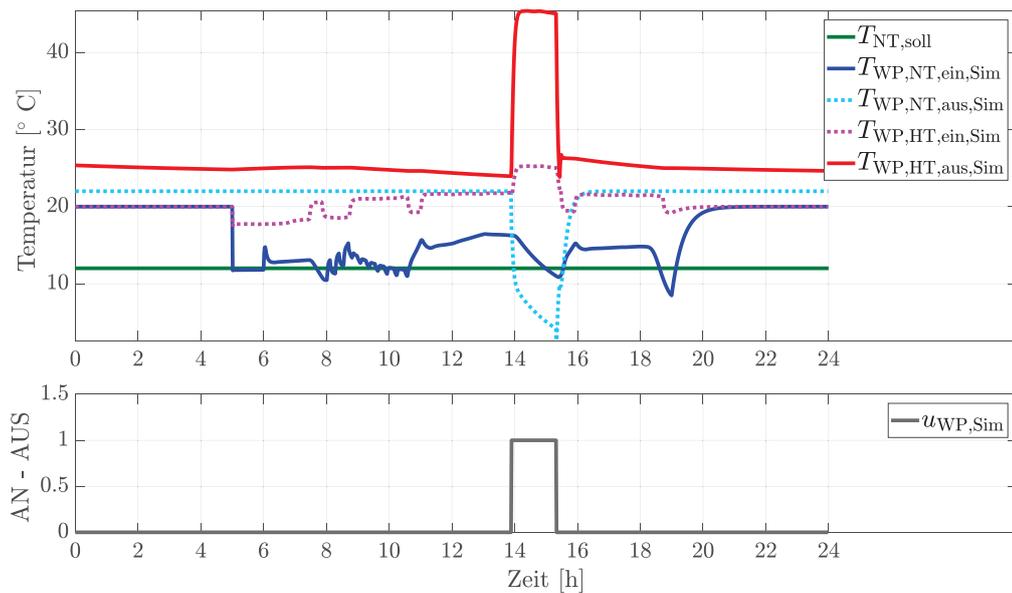


Abbildung 9.10 Zeitverläufe der Temperaturen und der Einschaltssignale an der Gaswärmepumpe im Kühlbetrieb am wärmsten Tag (Kürzel T =Temperatur, u = Einschaltssignal, NT,soll = Soll-Vorlauf Temperatur Kaltwasserkreis, WP = Gaswärmepumpe, NT = Niedertemperatur = Kaltwasserkreis der WP, HT = Hochtemperatur = Wasserkreis zur Rückkühlung der WP, ein = Eintritt, aus = Austritt, Sim = Daten aus Simulation)

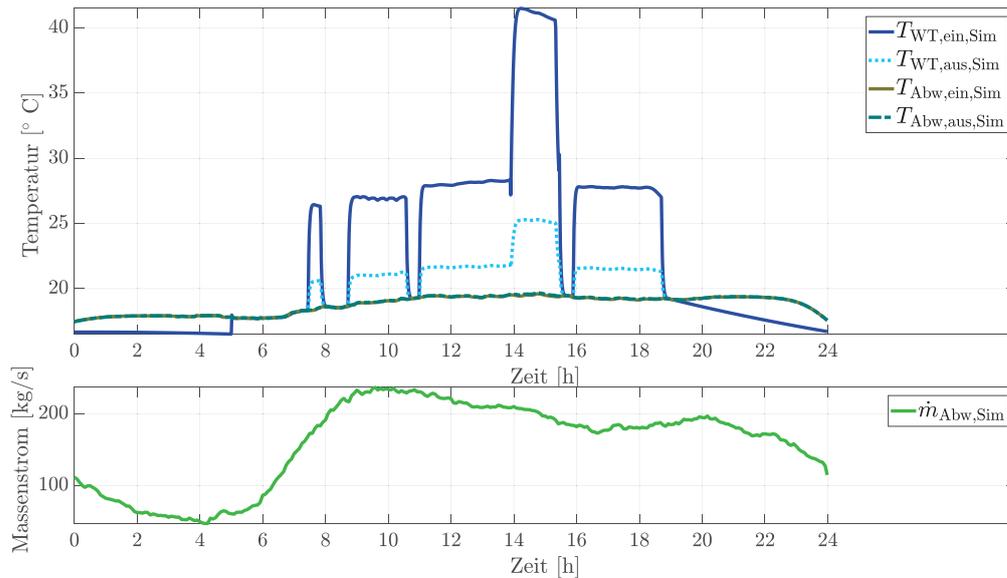


Abbildung 9.11 Zeitverläufe am Abwasser-Wärmeübertrager im Kühlbetrieb am wärmsten Tag (Kürzel: T = Temperatur, \dot{m} = Massenstrom, WT = Wärmeträger, Abw = Abwasser, Sim = Daten aus Simulation)

9.2 Systemoptimierung durch Parametervariation

9.2.1 Methodik

Das Ziel der Parametervariation ist die Identifizierung der optimalen Systemkonfiguration/-auslegung hinsichtlich mehrerer Zielgrößen. Die Leistung der Gas-Sorptionswärmepumpe/-kältemaschine ist fix und entspricht dem zu Grunde gelegten Buderus-Gerät. Die nach einem Screening gewählten und variierten Parameter sind die Gebäudegröße bzw. die daraus resultierende Heiz- und Kühllast, die Jahresmitteltemperatur des Abwassers, die Größe des Abwasser-Wärmeübertragers und die anteiligen Nennleistungen der Spitzenlastgeräte für Heizung (Gasbrennwertkessel) und Kühlung (Kompressionskältemaschine). Als Zielgrößen werden spezifische Jahresgesamtkosten, spezifische Primärenergieverbräuche und der Nutzerkomfort in Bezug auf die Einhaltung der gewünschten Raumtemperaturen betrachtet.

Die Parametervariation erfolgt mithilfe der effizienten Arbeitsmethodik Design of Experiments (DoE), welche besonders bei vielen Einflussgrößen gute Erkenntnisse mit geringem Versuchsaufwand erzielt. Ein DoE-Versuchsplan legt fest, bei welchen Parameter-Kombinationen die Zielgrößen des Systems ermittelt werden sollen, um das Systemverhalten gut beschreiben zu können. Der hier gewählte Versuchsplan ist vom Typ her ein zentral zusammengesetzter Versuchsplan. Abbildung 9.12 zeigt eine Visualisierung dieses Versuchsplan-Typs für drei Einflussgrößen: Aus drei Einflussgrößen resultiert ein dreidimensionaler Versuchsraum mit acht Versuchspunkten auf den Ecken eines innenliegenden Würfels (= faktorieller Kern), einem Versuchspunkt im Zentrum des Würfels (= Zentralpunkt) und je zwei Versuchspunkten an den Enden der drei Achsen durch den Zentralpunkt an den Rändern des Versuchsraums (= Sternpunkte). Bei vier Einflussgrößen ergeben sich 25 Versuchspunkte.

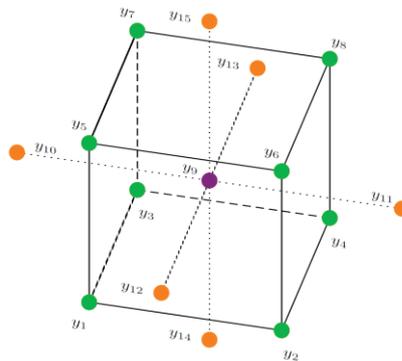


Abbildung 9.12 Zentral zusammengesetzter Versuchsplan für drei Einflussgrößen (Siebertz, van Bebber, Hochkirchen 2010, S. 39)

Aus den Ergebnissen für die Zielgrößen an den Versuchspunkten dieses Versuchsplans lassen sich typischerweise Regressionsfunktionen der Art:

$$y = K + \sum_i^n L_i \cdot x_i + \sum_i^n Q_i \cdot x_i^2 + \sum_{i=1}^{n-1} \sum_{j=i+1}^n L_{i,j} \cdot x_i \cdot x_j + \sum_{i=1}^{n-2} \sum_{j=i+1}^{n-1} \sum_{k=i+2}^n L_{i,j,k} \cdot x_i \cdot x_j \cdot x_k \quad (9.1)$$

ermitteln. Das heißt, es ist für eine Zielgröße y ein lineares und quadratisches Verhalten (L_i, Q_i) unter Berücksichtigung aller Linearkombinationen (in der Sprache der DOE-Methodik: Zwei- und Dreifachwechselwirkungen $L_{i,j}$ und $L_{i,j,k}$) zwischen den Einflussgrößen x_i abbildbar. Bei vier Einflussgrößen sind dazu 19 Regressionskoeffizienten nötig. Die Einflussgrößen x_i fließen nicht dimensionsbehaftet, sondern zwischen den jeweils gewählten Minimal- und Maximalwerten normiert in die Gleichung ein.

Im vorliegenden Falle wird das Verhalten des zu untersuchenden Systems mit einem Simulationsmodell auf Basis physikalisch/mathematischer Beschreibungen analysiert. Die obige Regressionsfunktion stellt folglich ein Metamodell des eigentlichen Simulationsmodells dar. Vorteil einer Regressionsfunktion ist, dass sich für gegebene Parameterkombinationen die zugehörigen Zielgrößenwerte sehr schnell ermitteln und Systemoptimierungen hinsichtlich der Zielgrößen rasch durchführen lassen. Eine direkte Optimierung mithilfe des Simulationsmodells ist auch möglich (und genauer, da die Modellfehler des Metamodells wegfallen), aber zeitlich sehr aufwändig. Typische Simulationszeiten der 25 Versuchspunkte des Versuchsplanes für die Heiz- und Kühlperiode liegen auf den verfügbaren Rechnern in der Größenordnung von 10 Tagen.

Als weitere Metamodelle bieten sich künstlich-neuronale-Netze (KNN) an, siehe dazu Abbildung 9.13. In dieser Arbeit werden sehr einfache KNN mit zwei bis maximal vier Neuronen in einer verdeckten Schicht benutzt, neben den vorgelagerten Ein- und den nachgelagerten Ausgangsneuronen. In den Neuronen der verdeckten Schicht werden die Eingänge (in diesem Fall die Einflussgrößen) mit Gewichten $b_{k,i}$ multiplikativ verknüpft und aufsummiert (lineare Abhängigkeiten) und anschließend das Ergebnis mit einer Sigmoidfunktion (= Funktion mit s-förmigem Verlauf, z.B. tanh) verknüpft. Dadurch sind als Output der Neuronen in der verdeckten Schicht auch Nichtlinearitäten abbildbar.

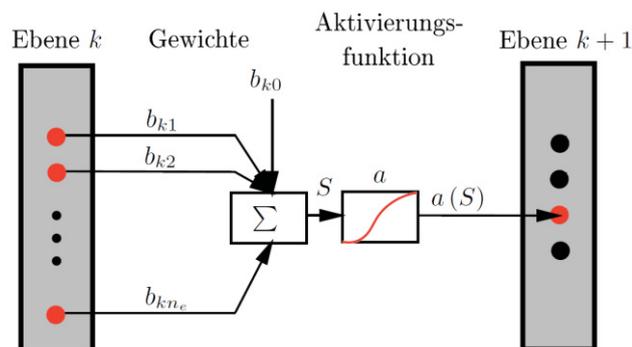


Abbildung 9.13 Neuron eines künstlich-neuronalen-Netzes mit Input-Ebene k und Output-Ebene k+1 (Siebertz, van Bebber, Hochkirchen 2010, S. 210)

Die hier verwendeten einfachen feed-forward-Netzwerke (keine Rückführung von bereits berechneten Werten innerhalb des Netzes) haben bei einem Ausgang, einer verdeckten Schicht mit zwei, drei, maximal vier Neuronen und vier Einflussgrößen, 13, 19 bzw. 25 Netzwerkgewichte.

Die KNN wurden mit (Matlab 2014a) unter Verwendung des „Bayesian regularization backpropagation“ Verfahrens trainiert. Bei diesem Verfahren ist hervorzuheben, dass es gegenüber einer klassischen Levenberg-Marquard-Optimierung des Prognosefehlers $\sum \epsilon^2$ (Fehlerquadratsumme) das Netz generalisierend trainiert, indem neben der Minimierung des Prognosefehlers auch eine Minimierung der Summe an Netzwerk-Gewichten b stattfindet (zu optimierende Größe $\epsilon_{\text{komb}} = \beta \sum \epsilon^2 + \alpha \sum b^2$). Die Bestimmung der Koeffizienten α und β geschieht iterativ mithilfe des BAYES-Theorems durch das in (Dan Foresee, Hagan 1997) beschriebene Verfahren. Dieses Vorgehen wirkt dem Overfitting des Netzes entgegen. Bei der klassischen Levenberg-Marquard Optimierung des Prognosefehlers sind separate Validationsdatensätze nötig, um Overfitting des Netzes zu erkennen.

Als Trainingsdatensätze dienen, wie bei der Ermittlung der Regressionsfunktion, die 25 Simulationsergebnisse aus dem DoE-Plan. Bei der Zielgröße Komfort wurden zur Verbesserung der Anpassung weitere sechs Simulationsergebnisse zum Heizbetrieb und drei zum Kühlbetrieb verwendet, welche ursprünglich zur Überprüfung des mit den Regressionsfunktionen gefundenen Polyoptimums dienen (Goebel u. a. 2017, S. 7-8). Die unterschiedlichen Prognoseergebnisse von KNN und klassischen Regressionsmodellen vergleicht Abschnitt 9.2.4.

Mithilfe des KNN Metamodells werden unter Variation der Einflussgrößen die Zielgrößen optimiert und eine Paretofront bestimmt. Dies geschieht mit einem Partikelschwarm-Optimierer (Martinez 2017; Sierra, Coello Coello 2005).

9.2.2 Einflussgrößen und Versuchsplan

Das zu analysierende System zur Nutzung von Abwasser als Wärmequelle und Wärmesenke ist komplex und besitzt eine Vielzahl an Einflussfaktoren auf das Betriebsverhalten. Um einen Überblick über die Bedeutsamkeit vieler Einflussfaktoren auf relevante Zielgrößen zu erhalten, bietet die DoE-Methodik sogenannte Screening-Pläne auf Basis teilfaktorieller Versuchspläne an. Das hier vorgeschaltete Screening mit neun Einflussfaktoren führte zu den in Tabelle 9.2 gezeigten Ergebnissen.

Tabelle 9.2 Variierte Einflussgrößen bei den beiden Screeningplänen für Heizbetrieb und Kühlbetrieb

Einflussgrößen	Variation im Screening	Wirkung klein/groß	Gesetzt
<u>bei Heizbetrieb im Winter:</u>			
Nullpunkt der Heizkurve	0 .. 33 K	mittel-klein	0 K
Ein-/Ausschalthysterese der Wärmeerzeuger im Heizbetrieb	0 .. 10 K	klein	0 K
Leistung des Spitzenlastkessels (in % der Heizlast)	25 .. 100 %	groß (Komfort, Primärenergie)	weiter untersucht
<u>bei Kühlbetrieb im Sommer:</u>			
Sollvorlauftemperatur Kaltwassernetz	8 .. 12 °C	groß (Komfort)	12 °C, Kühlflächen angepasst
Raumtemperatur zur Freigabe der Umluftkühler	22 .. 26 °C	groß (Komfort)	22 °C
Ein-/Ausschalthysterese der Kältemaschinen im Kühlbetrieb	0 .. 5 K	klein	2 K (Herstellerempfehlung)
Leistung der Kompressionskältemaschine (in % der Kühllast)	40 .. 100 %	groß (Komfort)	weiter untersucht

Einflussgrößen	Variation im Screening	Wirkung klein/groß	Gesetzt
<u>bei Heiz- und Kühlbetrieb:</u>			
Elementanzahl Abwasser-Wärmeübertrager, AWÜ (Elemente á 1,2 m ² Fläche)	6..14	groß (Kosten)	weiter untersucht
Jahresmitteltemperatur des Abwassers	10..20 °C	groß	weiter untersucht
Gebäudegröße bzw. Heiz- Kühllast	800..2000m ² 40..100 kW	groß (Kosten)	weiter untersucht
Freigabeintegral für das Spitzenlastgerät	0 .. 500 K min	klein	30 Kh (Herstellerempfehlung)
Abschaltintegral für das Grundlastgerät	0 .. 500 K min	klein	40 Kh (Herstellerempfehlung)
Volumen des Kälte-/Wärmespeichers	0,5 .. 4 m ³	klein	Volumen für eine Mindestlaufzeit des Grundlastgerätes von 30 min

Die weitere Analyse des Systems erfolgt mit jeweils vier Einflussgrößen, getrennt für den winterlichen Heizbetrieb und den sommerlichen Kühlbetrieb. Als Versuchsplandesign kommt, wie bereits erwähnt, ein zentral zusammengesetzter orthogonaler Plan mit vollfaktoriellem Kern zum Einsatz. Dieser hat bei vier Einflussgrößen 25 Versuchspunkte ($2^4=16$ im faktoriellen Kern, 8 Sternpunkte, 1 Zentralpunkt) und eine normierte Sternpunktgrenze (α) von 1,48. In Tabelle 9.3 sind die variierten Einflussgrößen, ihre jeweiligen minimalen und maximalen Werte auf den Grenzen des Versuchsraumes ($\pm\alpha$) und die Stufeneinstellungen dazwischen ($\pm 1, 0$) zu sehen. Die vollständigen Versuchspläne inklusive zusätzlicher Simulationsergebnisse sind im Anhang Abschnitt 13.4 aufgeführt.

Tabelle 9.3 Variierte Einflussgrößen (inklusive Abkürzungen in kursiver Schrift für die weiteren Erläuterungen) und deren physikalische Werte auf den Faktorstufen des zentral zusammengesetzten Versuchsplans

Einflussgrößen	minimal $-\alpha = -1,48$	-1	0	1	maximal $+\alpha = +1,48$
	- Sternpunkt	- Eckpunkt	0	+ Eckpunkt	+ Sternpunkt
<u>bei Heizbetrieb im Winter:</u>					
Gebäudegröße/m ² :	800	1000	1400	1800	2000
resultierende Heizlast, \dot{Q}_H /kW	40	50	70	90	100
Anteilige Leistung des Brennwert-Spitzenlastkessels von der Heizlast, $L_{ABWK}/\%$	25	37,5	62,5	88,5	100
<u>bei Kühlbetrieb im Sommer:</u>					
Gebäudegröße/m ² :	800	900	1100	1300	1400
resultierende Kühllast, \dot{Q}_K /kW	40	45	55	65	70
Anteilige Leistung der Kompressionskälte-maschine von der Kühllast, $L_{AKKM}/\%$	40	50	70	90	100
<u>bei Heiz- und Kühlbetrieb:</u>					
Elementanzahl Abwasser-Wärmeübertrager, AwÜ (Elemente á 1,2 m ² Fläche)	6	8 ¹⁹	10	12 ¹⁹	14
Jahresmitteltemperatur des Abwassers, $T_{Abw}/^\circ\text{C}$	10	12 ¹⁹	15	18 ¹⁹	20

¹⁹ Fußnote: plus/minus 1-Niveau bei der Auswertung manuell korrigiert auf 0,741 bei Elementanzahl Abwasser-Wärmeübertrager und 0,888 bei Jahresmitteltemperatur Abwasser. Die daraus resultierenden Vermengungen sind unkritisch klein.

Die Gebäudegröße wird im Heizbetrieb so variiert, dass die Heizlast beim kleinsten Gebäude zu etwa 100 % und beim größten Gebäude zu 40 % von der Gaswärmepumpe mit ihrer Nennheizleistung von 41 kW gedeckt werden kann. Die anteilige Leistung des Brennwert-Spitzenlastkessels beträgt 25 bis 100 % der Heizlast.

Die Elementanzahl des Abwasser-Wärmeübertragers orientiert sich an den Erfordernissen im Heizbetrieb. Ausgehend von einer Auslegung unter Nennbedingungen (= Wärmequellenleistung der Gaswärmepumpe im Nennbetrieb und treibende Temperaturdifferenz für die Wärmeübertragung im Abwasser-Wärmeübertrager von 3 K) wird sie zu $\pm 40\%$ variiert.

Im Kühlbetrieb ist die Gebäudegröße bzw. die Kühllast durch die Leistungsfähigkeit des Abwasser-Wärmeübertragers und seine Druckverluste begrenzt, da das System keinen zusätzlichen Rückkühler enthalten soll und auch eine Vergrößerung des (teuren) Abwasser-Wärmeübertragers nur für den Kühlbetrieb, über die Erfordernisse des Heizbetriebes hinaus, wirtschaftlich nicht sinnvoll ist. Daher fällt die maximal mögliche Gebäudegröße im Kühlbetrieb geringer aus als die im Heizbetrieb.

Die anteilige Leistung der Kompressionskältemaschine, die im sommerlichen Kühlbetrieb die „Grundlast“ deckt, wird zwischen 40 % und 100 % der Kühllast variiert. Bei Werten unter 100 % fungiert die Gas-WP/KM als Kälte-Spitzenlastgerät.

Als von der Umwelt vorgegebene Einflussgröße wird die Jahresmitteltemperatur des Abwassers im Bereich von 10 bis 20 °C variiert (sehr kalte bis sehr warme Abwassertemperaturen, vgl. Abschnitt 8.4.1).

9.2.3 Zielgrößen

Um die Ergebnisse der Parameterstudie bewerten zu können, werden die Zielgrößen Komfort, spezifischer Primärenergiebedarf und spezifische Jahresgesamtkosten herangezogen. Die genaue Definition wird im Folgenden vorgestellt.

9.2.3.1 Komfort/Raumtemperatur

Die Bewertung des Komforts erfolgt über eine integrierte Abweichung der realen Raumtemperatur von der gewünschten Komfortraumtemperatur (berechnet in Gradstunden). Integriert wird dann, wenn eine Unter- bzw. Überschreitung des Toleranzbandes von plus/minus 2 K von der Soll-Raumtemperatur vorliegt.

Um die Höhe der Abweichungen besser einordnen zu können, hilft ein Vergleich mit den zulässigen Gradstunden gemäß (DIN EN 15251, S. 6). Der Komfort ist laut DIN erfüllt, „wenn in weniger als 1 % der Nutzungszeit des Raums die Abweichung vom Toleranzbereich für die operative Raumtemperatur 2 K beträgt“. Dies entspricht folgender Gleichung:

$$\text{Komfort-Grenzwert} = 1\% * \left(\frac{\text{Stunden}}{\text{Tag}} * \frac{\text{Tag}}{\text{Jahr}} \right) * 2 \text{ K} \quad (9.2)$$

Nach Einsetzen der hier vorliegenden Tagesnutzungsdauer von 12 Stunden an 191 Tagen im Jahr für die Heizperiode (1.10. – 10.4) und 92 Tagen im Jahr für die Kühlperiode (1.6. – 31.8.) in Formel (9.2) ergeben sich Grenzwerte von:

1. Heizperiode = 45,8 Kh/a
2. Kühlperiode = 22,1 Kh/a

Den Verlauf der Komforttemperatur in Abhängigkeit der Außentemperatur nach (DIN EN 15251, S. 5) zeigt Abbildung 9.14.

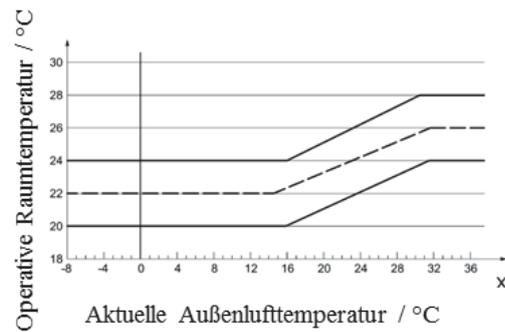


Abbildung 9.14 Komfortraumtemperatur mit Toleranzband von ± 2 K (DIN EN 15251, S. 5)

Systemoptimierungen für die Kühlperiode liefern auf Basis der obigen DIN-Grenze von 22,1 Kh/a allerdings so kleine Leistungsanteile der Kompressionskältemaschine, dass die Raumtemperaturen an heißen Tagen der Kühlperiode in der Spitze vergleichsweise hoch liegen. Dies verdeutlicht auch Abbildung 9.15. Sie zeigt die Komfortbewertung nach DIN im Vergleich zu integrierten Überschreitungen von konstant 24 bzw. 26 °C Raumsolltemperatur an den 28 verwendeten Versuchspunkten. Die durchgezogenen Linien in Abbildung 9.15. entsprechen dem 80 % Quantil der jeweiligen Bewertungsgröße, d.h. 20 % der Versuchspunkte bzw. 5 Stück liegen über diesem Wert. Am Versuchspunkt 21 beträgt die integrierte Komforteinbuße bei 26 °C Raumsolltemperatur rund 4 Kh, beim DIN-Ansatz rund 5 Kh und bei 24 °C Raumsolltemperatur rund 50 Kh. Es wurde daher ein Grenzwert von 16,6 Kh, entsprechend dem 80 % Quantil bei 24 °C Raumsolltemperatur, respektive 3,9 Kh für das Kriterium nach (DIN EN 15251, S. 6) angesetzt. Die geforderten 22,1 Kh für das DIN Kriterium wurden fallen gelassen.

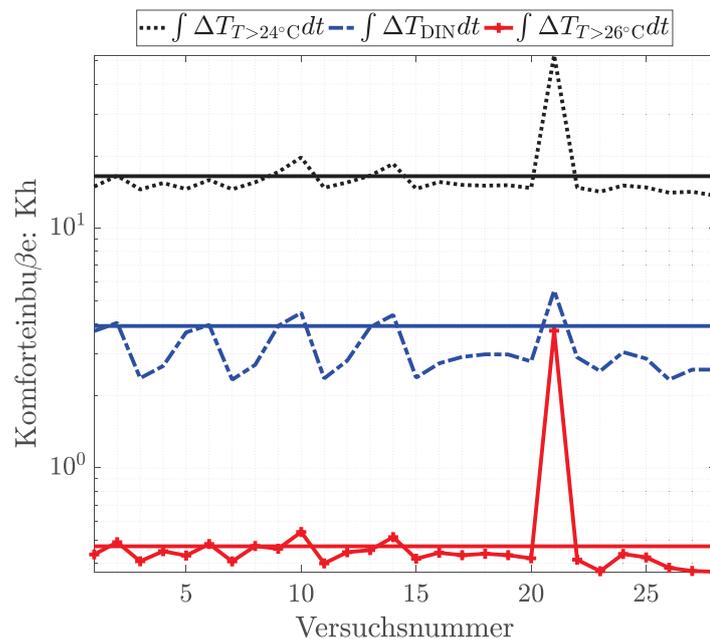


Abbildung 9.15 Vergleich verschiedener Bewertungsansätze für den Komfort im Kühlbetrieb anhand der integrierten Komforteinbuße bei den 28 verwendeten Versuchspunkten. Oben bei Überschreitung von einer Raumtemperatur = 24 °C, unten bei Überschreitung von einer Raumtemperatur von 26 °C und mittig bei gleitender Komforttemperatur nach (DIN EN 15251, S. 5-6)

9.2.3.2 Umweltauswirkungen

Die ökologischen Bewertungen der untersuchten Wärme- und Kälteerzeugungsanlagen basieren auf den ermittelten Endenergiebedarfen während ihres Betriebs und den daraus resultierenden, mithilfe von Umweltindikatoren berechneten Umweltauswirkungen. Bau und Entsorgung der Anlagen werden nicht berücksichtigt, da ihre Umweltauswirkungen im Vergleich dazu gering sind.

Die zu Grunde gelegten Umweltindikatoren wurden mit dem Programm GEMIS (Fritsche, Schmidt 2008) ermittelt und ausgehend vom Jahr 2014 für einen Betrachtungszeitraum von 20 Jahren abgeschätzt (analog zum Zeitraum der Wirtschaftlichkeitsberechnung). Tabelle 9.4 enthält die Ergebnisse (Details siehe Anhang, Abschnitt 13.5). Die energiewirtschaftliche Bewertung erfolgt anhand der Gesamt-Primärenergiefaktoren, als Summe aus erneuerbarem und nicht erneuerbarem Anteil. Der Beitrag zum Klimawandel entspricht dem Ausstoß an CO₂-Äquivalenten. Der Ausstoß an SO₂-Äquivalenten ist ein Maß für die versauernd wirkenden Luftschadstoffe. Die Troposphärischen Ozon-Vorläufer-Äquivalente (TOPP) stehen für den Beitrag zur bodennahen Ozonbildung und damit zum Sommersmog. Da in GEMIS kein Potential für die Eutrophierung angegeben ist²⁰, wurde der chemische Sauerstoffbedarf (CSB) als Maß für die Belastung von Gewässern gewählt (Fritsche, Schmidt 2008, S. 41,44).

Tabelle 9.4 Umweltindikatoren für den Betrachtungszeitraum 2014 – 2034

Energieträger	Primärenergiefaktor f_{PE}	CO ₂ -Äquivalent f_{CO_2} in g _{CO2} /kWh	SO ₂ -Äquivalent f_{SO_2} in mg _{SO2} /kWh	TOPP-Äquivalent f_{TOPP} in mg _{TOPP} /kWh	CSB f_{CSB} in mg/kWh
Erdgas	1,13	239	132	275	26,5
Strom HH 2014-34	2,51	529	747	711	90,1

Für die Ermittlung der jeweiligen Umweltauswirkung U_j werden die benötigten Endenergiemengen E_i an Gas und Strom aller n Verbraucher der untersuchten Energiesysteme mit den jeweiligen Umweltfaktoren f_j multipliziert und alle Teilbeiträge aufsummiert:

$$U_j = \sum_{i=1}^n E_{i,Strom} \cdot f_{j,Strom} + \sum_{i=1}^n E_{i,Erdgas} \cdot f_{j,Erdgas} \quad (9.3)$$

In diesem Kapitel wird der Primärenergiebedarf betrachtet. Da verschiedene Gebäudegrößen betrachtet werden, wird er zum besseren Vergleich, bezogen auf die Fläche des Gebäudes, als spezifischer Primärenergiebedarf angegeben. Er berücksichtigt alle Energiebedarfe der eingesetzten Heiz-/Kühlgeräte sowie die elektrischen Hilfsenergien der Pumpen und der Ventilatoren der Umluftkühlgeräte.

Die Betrachtung der restlichen Umweltauswirkung findet in Kapitel 10 mit Gegenüberstellung zu Umweltauswirkungen von Vergleichstechnologien statt.

9.2.3.3 Jahresgesamtkosten

Die wirtschaftliche Betrachtung erfolgt durch Berechnung von Jahresgesamtkosten JGK in Anlehnung an die (VDI 2067-1), bei der einmalige und laufende Zahlungen mithilfe eines Annuitätsfaktors a für einen Betrachtungszeitraum t zusammengefasst werden. Bei den Kosten wird zwischen kapital-, bedarfs-, betriebsgebundenen und sonstigen Kosten unterschieden. Es erfolgt keine Betrachtung von Ersatzinvestitionen und Restwerten. Es wird eine Lebensdauer der Komponenten und ein Betrachtungszeitraum von 20 Jahren angenommen. Die jährlichen Kosten ergeben sich aus Gleichung (9.4):

$$JGK = A_E - (A_K + A_V + A_B + A_S). \quad (9.4)$$

Wobei A_E die Erlöse sind (z.B. durch Stromverkauf eines BHKW, hier nicht vorhanden). A_S sind sonstige Kosten, die hier entfallen. Die auf ein Jahr umgerechneten Investitions- bzw. Kapitalkosten A_K ergeben sich zu:

$$A_K = A_0 \cdot a \quad (9.5)$$

Mit A_0 , den Kosten zur Betrachtungszeit und a dem Annuitätsfaktor. Der Annuitätsfaktor errechnet sich aus dem Zinsfaktor $q = 1 + \text{Zins}$ und der Betrachtungsdauer t :

$$a = \frac{q-1}{1-q^{-t}}. \quad (9.6)$$

²⁰ Eutrophierung = Überdüngung von Gewässern; Maß wird aufgrund der unsicheren Datenlage für die Phosphor-Emissionen in GEMIS nicht angegeben (Fritsche, Schmidt 2008, S. 44).

Die bedarfsgebundenen Kosten A_V ergeben sich aus dem Endenergiebedarf E_k , den Energiepreisen p_k und dem Barwertfaktor $b_{V,k}$, welcher die Preisänderung in der Zukunft mitberücksichtigt, sowie dem Annuitätsfaktor:

$$A_V = \sum_k^{\{\text{Gas, Strom}\}} E_k \cdot p_k \cdot b_{V,k} \cdot a \quad (9.7)$$

Der Barwertfaktor für ein Produkt, Dienstleistung m errechnet sich allgemein über den Zinsfaktor q und den Preisänderungsfaktor r_m und die Betrachtungszeit t :

$$b_m = \frac{1 - \left(\frac{r_m}{q}\right)^t}{q - r_m} \quad (9.8)$$

Der Barwertfaktor berücksichtigt die Preisänderungen in der Zukunft und die Summation der jeweiligen Kosten über die gesamte Betrachtungsdauer. Für den Fall $q = r_m$ gilt $b_m = t/q$.

Die betriebsgebundenen Kosten werden durch Gleichung (9.9) wiedergegeben:

$$A_B = a \left(t_B \cdot p_B \cdot b_B + A_0 \cdot b_{In} \cdot (f_{Inst} + f_{W+Insp}) \right). \quad (9.9)$$

Darin sind enthalten: t_B die Bedienzeit der Anlagen, p_B die Lohnkosten für die Bedienung, A_0 die Investitionskosten, und f die Faktoren für Instandhaltung bzw. für Wartung und Inspektion. Diese Faktoren und die typischen Bedienzeiten können für verschiedene Geräte der Richtlinie entnommen werden. Preissteigerungen werden wiederum durch die jeweiligen Barwertfaktoren mitberücksichtigt.

Eine Übersicht zu den konkret angesetzten Werten und Begründungen dazu enthält Anhang Abschnitt 13.2.

In diesem Kapitel werden die Jahresgesamtkosten analog zum Primärenergieverbrauch als spezifische Größe, bezogen auf die Fläche des Gebäudes, angegeben. Analog zur primärenergetischen Betrachtung fließen neben den Gas- und Stromkosten der Heiz-/Kühlgeräte auch die elektrischen Hilfsenergiekosten der Pumpen etc. mit ein. Die Investitionskosten der benutzten Geräte werden mit Regressionsfunktionen berechnet, die von der Nennleistung (bei Brennwertkessel und Kompressionskältemaschine), dem Volumen (bei Kälte- und Wärmespeicher) oder der Anzahl der Elemente des Abwasser-Wärmeübertragers abhängig sind.

Abweichend zu Kapitel 10 beinhalten die spezifischen Jahresgesamtkosten Bedarfs- und Investitionskosten aber keine betriebsgebundenen Kosten. Eine Diskussion der betriebsgebundenen Kosten findet in Kapitel 10 statt.

9.2.4 Regressionsfunktionen und Künstliche Neuronale Netze als Metamodelle

Der Vergleich zwischen klassischer DOE-Regressionsfunktion und Künstlichen Neuronalen Netzen erfolgt mithilfe von Diagrammen zur Prognosegüte und mit Konturdiagrammen zum Systemverhalten.

Abbildung 9.16 zeigt, beispielhaft für den Primärenergiebedarf in der Kühlperiode, die ermittelten Koeffizienten der Regressionsfunktion und das Prognose/Beobachtungs-Diagramm zur Bewertung der Prognosegüte. Unter „Prognose“ werden dabei die mit der Regressionsfunktion berechneten Werte und unter „Beobachtung“ die mit dem Simulationsmodell ermittelten Werte verstanden. Der Vergleich von Prognose und Beobachtung erfolgt hier an den 25 Versuchspunkten des DoE-Plans sowie an weiteren 3 bzw. 6 Stellen (Kühl-/Heizbetrieb) im vierdimensionalen Versuchsraum. Zur Bewertung der Prognosegüte sind in den Diagrammen jeweils das Bestimmtheitsmaß R^2 sowie der Median und der maximale relative Fehler (ϵ_{med} , ϵ_{max}) angegeben.

Es ist eine bis auf wenige Punkte recht gute Prognosegüte zu erkennen. Der maximale Fehler des Regressionsmodells beträgt 3,8%, der mittlere 0,5%. Die Koeffizienten zeigen große lineare und Zweifach-Wechselwirkungen der 4 Einflussgrößen auf die betrachtete Zielgröße. Zwei Einflussgrößen besitzen auch nennenswerte quadratische Effekte. Die Dreifach-Wechselwirkungen sind alle gering.

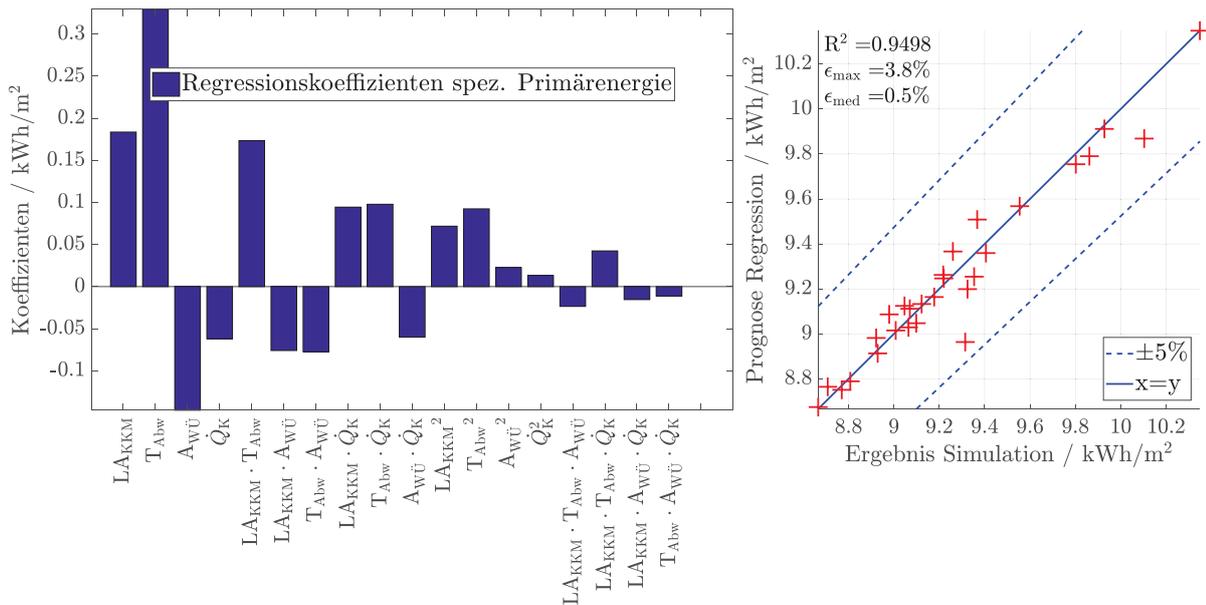


Abbildung 9.16 Koeffizienten (links) und Prognosegüte (rechts) der Regressionsfunktion, beispielhaft für den spezifischen Primärenergiebedarf in der Kühlperiode

Bei den Zielgrößen Komfort und spezifische Jahresgesamtkosten (hier nicht weiter in Diagrammen dargestellt) gelten ähnliche Verhältnisse, wobei die linearen Effekte des Leistungsanteils der Kompressionskältemaschine und der Kältelast des Gebäudes bei den spezifischen Jahresgesamtkosten dominieren.

Abbildung 9.17 (Kühlbetrieb) und Abbildung 9.18 (Heizbetrieb) zeigen den Vergleich der Prognosegüten der Metamodelle auf Basis von Regressionsgleichungen und auf Basis Neuronaler Netze für alle drei Zielgrößen. In allen Fällen sind die Prognosegüten der Regressionen und der KNN ähnlich gut, mit leichten Vorteilen für die KNN.

Anzumerken ist, dass bei den KNN darauf geachtet wurde, die Simulationsergebnisse mithilfe des Netzes besonders im Übergang zu schlechtem Komfort (Werte nahe der oben definierten Grenze von 45,8 Kh) gut abzubilden. Dies gelang über eine logarithmische Gewichtung des zu minimierenden Fehlerquadrates (zur Basis 10, sodass Werte < 10 Kh entsprechend gering gewertet werden und höhere Komforteinbußen stark). Ferner wurden sehr große Komforteinbußen, die als Simulationsergebnisse an einigen Versuchspunkten auftraten (> 100 Kh, wenn Nennleistungen von Gaswärmepumpe + Spitzenlastkessel < Heizlast des Gebäudes), manuell nach unten korrigiert, um die Prognosegüte bei den geringen Komforteinbußen unter der oben genannten Grenze von 45,8 Kh zu verbessern. Abweichungen bei größeren Komforteinbußen sind irrelevant, da Werte oberhalb von 45,8 Kh bei der Systemoptimierung nicht akzeptiert werden. Die angesprochenen Maßnahmen verhindern jedoch nicht, dass die Metamodellprognosen bei simulierten Komforteinbußen nahe Null nennenswert abweichen und unrealistische negative Werte aufweisen. Dies hat jedoch keine nachteiligen Auswirkungen auf die Systemoptimierung, da negative Ergebniswerte des Metamodells bei der Systemoptimierung als guter Komfort interpretiert werden können.

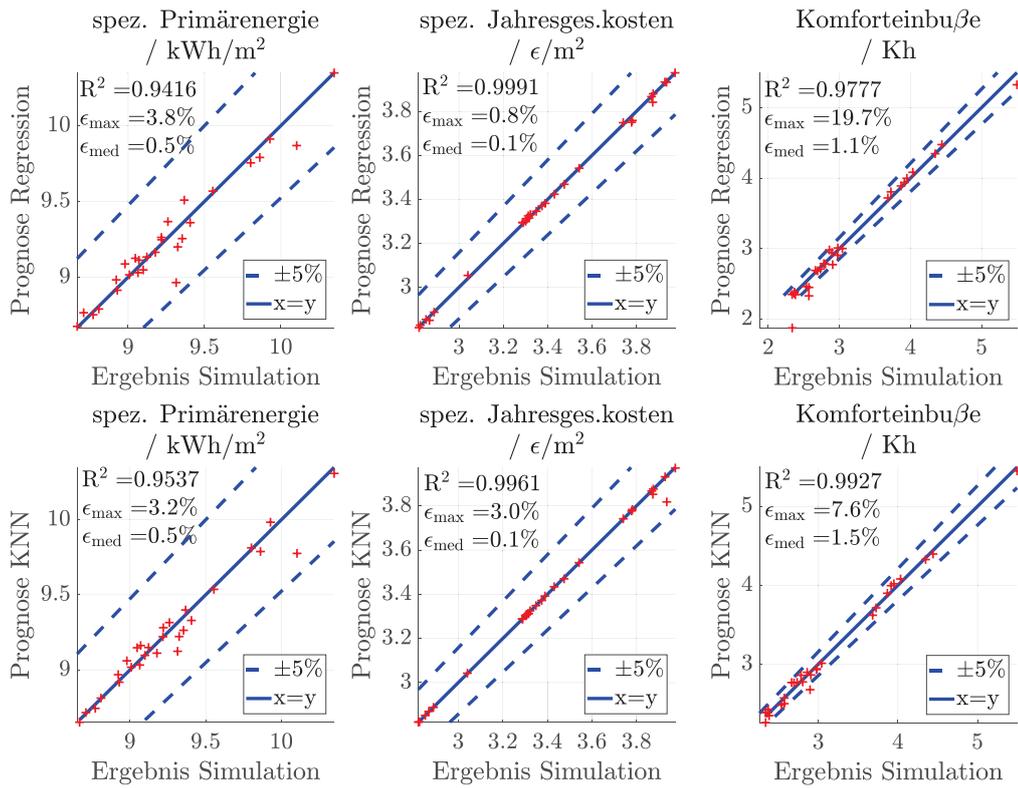


Abbildung 9.17 Prognosegüte bei Regression (oben) und KNN (unten) für alle Zielgrößen im Kühlbetrieb

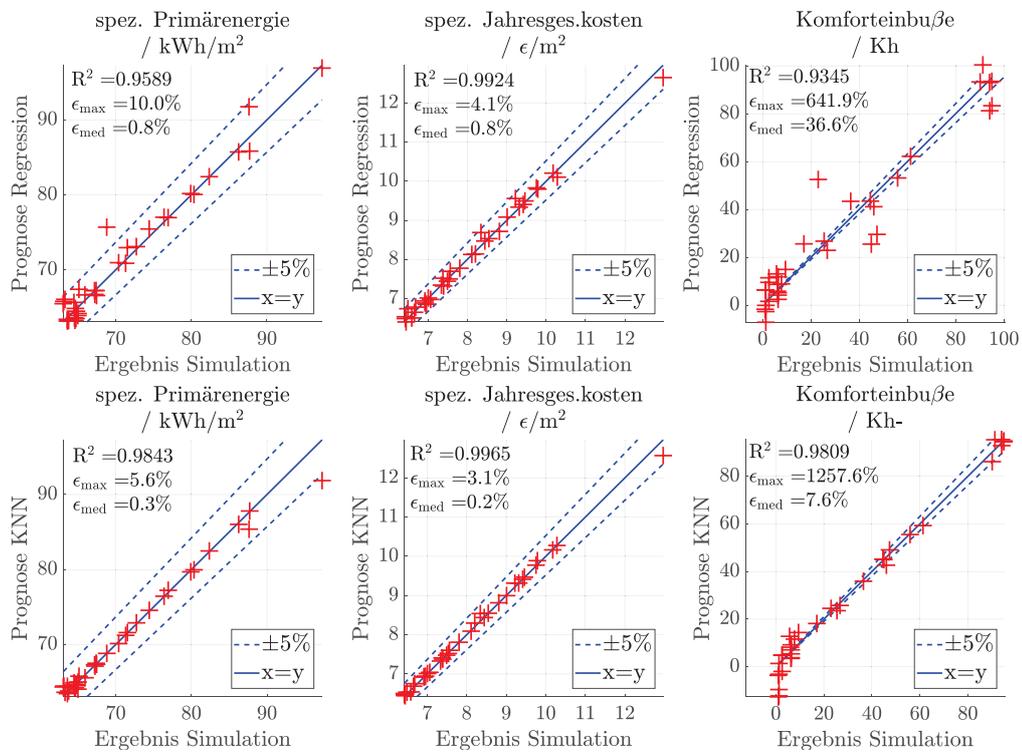


Abbildung 9.18 Prognosegüte bei Regression (oben) und KNN (unten) für alle Zielgrößen im Heizbetrieb

Abbildung 9.19 und Abbildung 9.20 zeigen den spezifischen Primärenergiebedarf in Abhängigkeit verschiedener Einflussgrößen, berechnet mit den beiden Metamodellen Regression (links) und KNN (rechts).

Es ist zu erkennen, dass die Regression insbesondere an den Rändern des Versuchsraumes physikalisch unplausible Ergebnisse liefert. So prognostiziert sie in der Kühlperiode (Abbildung 9.19) bei niedrigen Leistungsanteilen der Kompressionskältemaschine eine Zunahme des spezifischen Primärenergiebedarfs bei Vergrößerung des Abwasser-Wärmeübertragers. Beim Neuronalen Netz hingegen zeigt sich für alle Einstellungen des Leistungsanteils eine Abnahme des spezifischen Primärenergiebedarfs, die bei geringeren Leistungsanteilen der Kompressionskältemaschine geringer ausfällt, was beides physikalisch plausibel ist.

Betrachtet man die Abhängigkeit des spezifischen Primärenergiebedarfs vom Leistungsanteil der Kompressionskältemaschine, so zeigt sich sowohl bei KNN als auch bei der Regression eine Zunahme des Primärenergiebedarfs bei verringertem Leistungsanteil der KKM. Dies ist plausibel, da in diesem Fall die Gaswärmepumpe als Spitzenlastgerät zunehmend mehr zur Deckung der Kältelast beitragen muss. Beim KNN ist dieses Verhalten weniger stark ausgeprägt als bei der Regression.

Im unteren Bereich der Abbildung 9.19 ist die Abhängigkeit des spezifischen Primärenergiebedarfs von der jahresmittleren Abwassertemperatur und der Wärmeübertragerfläche dargestellt. Beim KNN stellt sich stets die erwartete Verringerung des Primärenergiebedarfs bei Erhöhung der Wärmeübertragerfläche und bei Verringerung der jahresmittleren Abwassertemperatur ein (bessere Rückkühlung). Die Regressionsfunktion liefert hierzu ebenfalls unplausible Ergebnisse.

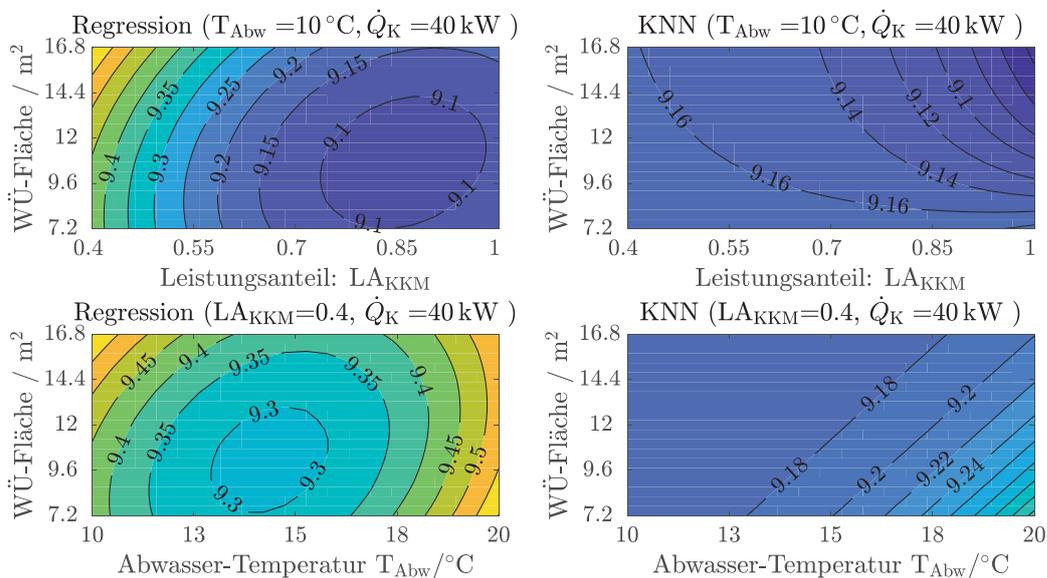


Abbildung 9.19 Vergleich von Konturdiagrammen für die Prognose des spezifischen Primärenergiebedarfs in der Kühlperiode mittels Regression (links) und KNN (rechts) in Abhängigkeit verschiedener Einflussgrößen (konstant gesetzte Einflussgrößen jeweils auf Stufe -1,48 = Minimaleinstellung)

Abbildung 9.20 zeigt ähnliches für die Heizperiode. Auch hier liefert das KNN plausiblere Ergebnisse: Der Primärenergiebedarf erhöht sich bei größer werdendem Leistungsanteil des Brennkessels aufgrund zunehmenden Brenner-Taktens und verringert sich bei Erhöhung der Wärmeübertragerfläche. Beides ist bei der Regression nicht der Fall. Beim KNN führen hohe jahresmittlere Abwassertemperaturen nicht zu einer weiteren Absenkung des Primärenergiebedarfs. Ein plausibler Grund für diesen Verlauf sind die verringerten Notabschaltzeiten der Gaswärmepumpe, die den spezifischen Primärenergiebedarf zunächst stark sinken lassen. Anschließend profitiert die Wärmepumpe nur noch von den ansteigenden Wärmequellentemperaturen. Die Abhängigkeit von der Wärmeübertragerfläche ist bei KNN ebenfalls plausibel. Durch vergrößerte Wärmeübertragerflächen sinkt der spezifische Primärenergiebedarf. Dieser Effekt nimmt bei hohen Abwassertemperaturen jedoch ab, da die Wirkungsgrade der Gaswärmepumpe degressiv mit der Wärmequellentemperatur zunehmen (vgl. Abbildung 8.47, S. 87).

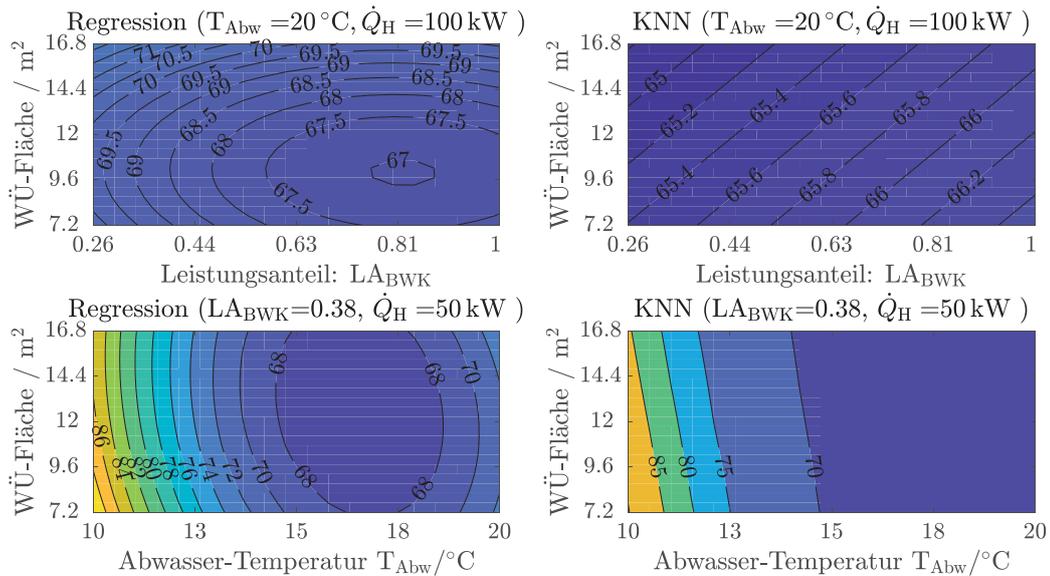


Abbildung 9.20 Vergleich von Konturdiagrammen für die Prognose des spezifischen Primärenergiebedarfs in der Heizperiode mittels Regression (links) und KNN (rechts) in Abhängigkeit verschiedener Einflussgrößen (konstant gesetzte Einflussgrößen: obere Diagramme auf Stufe +1,48 = Maximaleinstellung, untere Diagramme auf Stufe -1)

Da die künstlichen neuronalen Netze (KNN) an den 28 bzw. 31 Versuchspunkten ähnlich gute oder bessere Prognosegüten aufweisen als die Regression, und die mit den KNN prognostizierten Abhängigkeiten der Zielgrößen von den Einflussgrößen insbesondere an den Versuchsraumgrenzen physikalisch plausibler sind, wird im Folgenden mit den KNN als Metamodellen weitergearbeitet.

9.2.5 Systemverhalten und Zielgrößenabhängigkeiten in Konturdiagrammen

Abbildung 9.21 und Abbildung 9.22 zeigen das Systemverhalten bzw. die Abhängigkeit der Zielgrößen von den Einflussgrößen in der Kühlperiode, Abbildung 9.21 für eine Kühllast von 46 kW und Abbildung 9.22 für eine Kühllast von 64 kW (Obergrenze der variierten Kühllast = 70 kW).

Die höchsten spezifischen Primärenergiebedarfe resultieren in der Kühlperiode aus hohen Kühllasten, hohen Leistungsanteilen der Kompressionskältemaschine, geringen Wärmeübertragerflächen und hohen Abwassertemperaturen. Gemäß Abbildung 9.21 oben sind bei niedrigen Kühllasten und Abwassertemperaturen die Einflüsse von Leistungs- und Wärmeübertrager-Dimensionierung aber nur gering ausgeprägt.

Der Komfort ist in erster Linie vom Leistungsanteil der KKM abhängig: Je größer der Leistungsanteil der KKM, desto geringer die Komforteinbuße. Wärmeübertragerfläche und Abwassertemperatur haben nur geringen bis keinen Einfluss auf den Komfort.

Die spezifischen Jahresgesamtkosten hängen – wie der Komfort – vor allem vom Leistungsanteil der KKM ab, jedoch in umgekehrter Richtung: Je größer der Leistungsanteil der KKM, desto größer die Jahresgesamtkosten. Die Abhängigkeiten von Wärmeübertragerfläche und Abwassertemperatur sind wiederum gering. Dabei ist zu beachten, dass die Kosten für den Wärmeübertrager hier nicht eingepreist sind, sondern bei den Kosten im Heizbetrieb Berücksichtigung finden und Heiz- und Kühlperiode später zusammen optimiert werden.

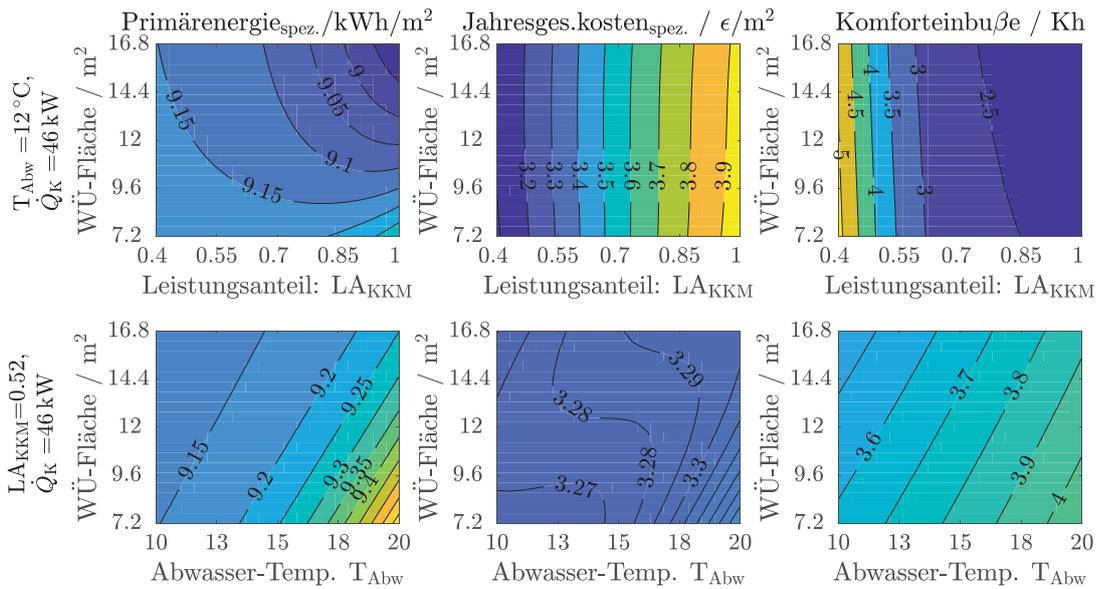


Abbildung 9.21 Systemverhalten in der Kühlperiode bei einer Kühllast von 46 kW; Abhängigkeit der 3 Zielgrößen spezifischer Primärenergiebedarf, Jahresgesamtkosten und Komforteinbuße von den 4 Einflussgrößen jahresmittlere Abwassertemperatur (T_{Abw}), Kühllast (\dot{Q}_K), Leistungsanteil der Kompressionskältemaschine (LA_{KKM}) und Fläche des Abwasser-Wärmeübertragers (WÜ-Fläche)

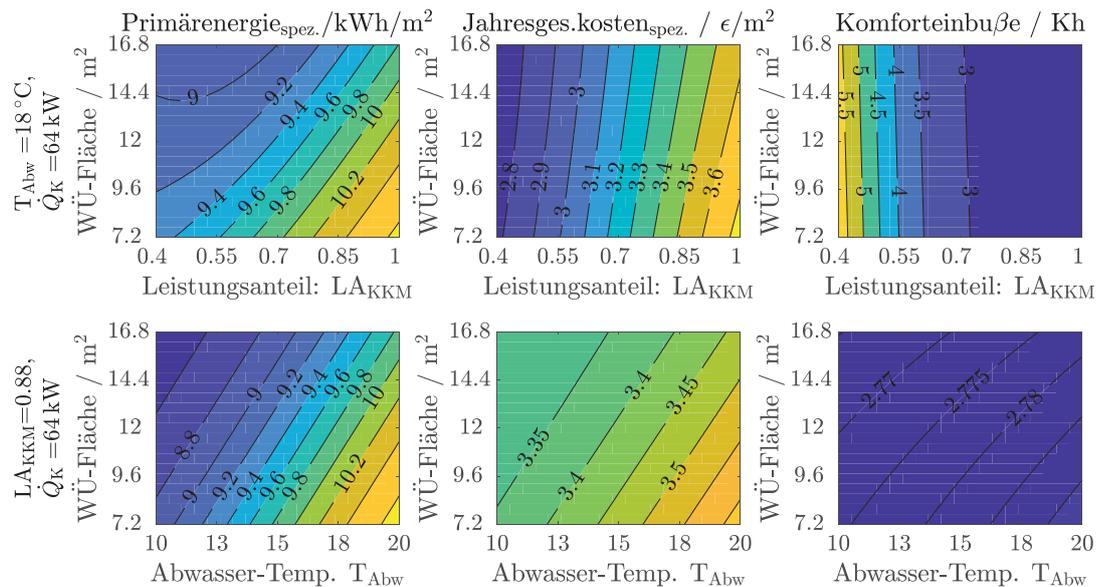


Abbildung 9.22 Systemverhalten in der Kühlperiode bei einer Kühllast von 64 kW; Abhängigkeit der 3 Zielgrößen spezifischer Primärenergiebedarf, Jahresgesamtkosten und Komforteinbuße von den 4 Einflussgrößen jahresmittlere Abwassertemperatur (T_{Abw}), Kühllast (\dot{Q}_K), Leistungsanteil der Kompressionskältemaschine (LA_{KKM}) und Fläche des Abwasser-Wärmeübertragers (WÜ-Fläche)

Abbildung 9.23 und Abbildung 9.24 zeigen das Systemverhalten bzw. die Abhängigkeit der Zielgrößen von den Einflussgrößen in der Heizperiode, Abbildung 9.23 für eine Heizlast von 52 kW und Abbildung 9.24 für eine Heizlast von 88 kW (Obergrenze der variierten Heizlast = 100 kW).

Der spezifische Primärenergiebedarf ist vor allem von der jahresmittleren Abwassertemperatur abhängig: Je höher die Abwassertemperatur, desto geringer der spezifische Primärenergiebedarf, wobei der spezifische Primärenergiebedarf ab jahresmittleren Abwassertemperaturen von rund 15 °C kaum noch absinkt. Zudem sinkt der spezifische Primärenergiebedarf linear bei Vergrößerung der Wärmeübertragerfläche und bei verringertem Leistungsanteil des Brennwertkessels.

Die spezifischen Jahresgesamtkosten zeigen eine starke nichtlineare Abhängigkeit von jahresmittlerer Abwassertemperatur und Wärmeübertragergröße. Große Wärmeübertragerflächen und geringe Abwassertemperaturen führen zu den höchsten Kosten. Bei konstanter Wärmeübertragerfläche sinken die Kosten bei Erhöhung der Abwassertemperatur zunächst sehr stark, dann ändern sie sich nur noch wenig. Dies ist durch Notabschaltungen der Wärmepumpe bei geringen Temperaturen und nicht ausreichend großen Wärmeübertragerflächen bedingt, mit entsprechenden Rückwirkungen auf die laufenden Kosten. Dieser Bereich mit einer hohen Kostendynamik ist in den Abbildungen mit a gekennzeichnet. Es folgt ein Übergangsbereich b und dann ein Bereich c, in dem die Kosten nur gering bis gar nicht von der jahresmittleren Abwassertemperatur, dafür umso mehr von der Größe des Wärmeübertragers abhängig sind. Insbesondere bei hohen Heizlasten und damit hohen Auslastungen der Wärmepumpe und zunehmenden Anteilen des Spitzenlastkessels bringt die Erhöhung der Abwasser-Wärmeübertragerfläche kaum zusätzliche Einsparung an Energie (vergleiche Diskussion zum spezifischen Primärenergiebedarf) und die Flächenaufschläge erhöhen somit in Summe die Kosten. Neben diesen Effekten gibt es eine geringe Zunahme der spezifischen Jahresgesamtkosten bei Erhöhung des Leistungsanteils des Brennwertkessels aufgrund gering zunehmender Gerätekosten.

Der Komfort ist stark vom Leistungsanteil des Brennwertkessels (je größer, desto besser) und der Abwassertemperatur (je höher, desto besser) abhängig. Bei geringen Abwassertemperaturen wird die Komfortschwelle von 45,8 Kh (siehe Abschnitt 9.2.3.1) nur erreicht, wenn der Leistungsanteil des Brennwertkessels und die Wärmeübertragerfläche groß genug sind.

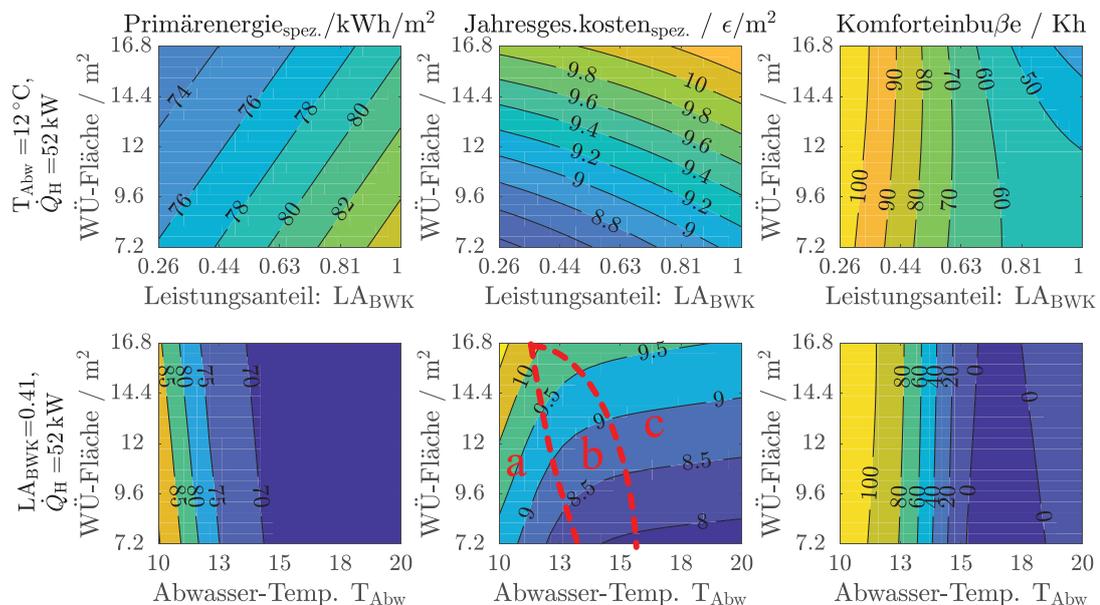


Abbildung 9.23 Systemverhalten in der Heizperiode bei einer Heizlast von 52 kW; Abhängigkeit der 3 Zielgrößen spezifischer Primärenergiebedarf, Jahresgesamtkosten und Komforteinbuße von den 4 Einflussgrößen jahresmittlere Abwassertemperatur (T_{Abw}), Heizlast (\dot{Q}_H), Leistungsanteil des Gasbrennwertkessels (LA_{BWK}) und Fläche des Abwasser-Wärmeübertragers (WÜ-Fläche)

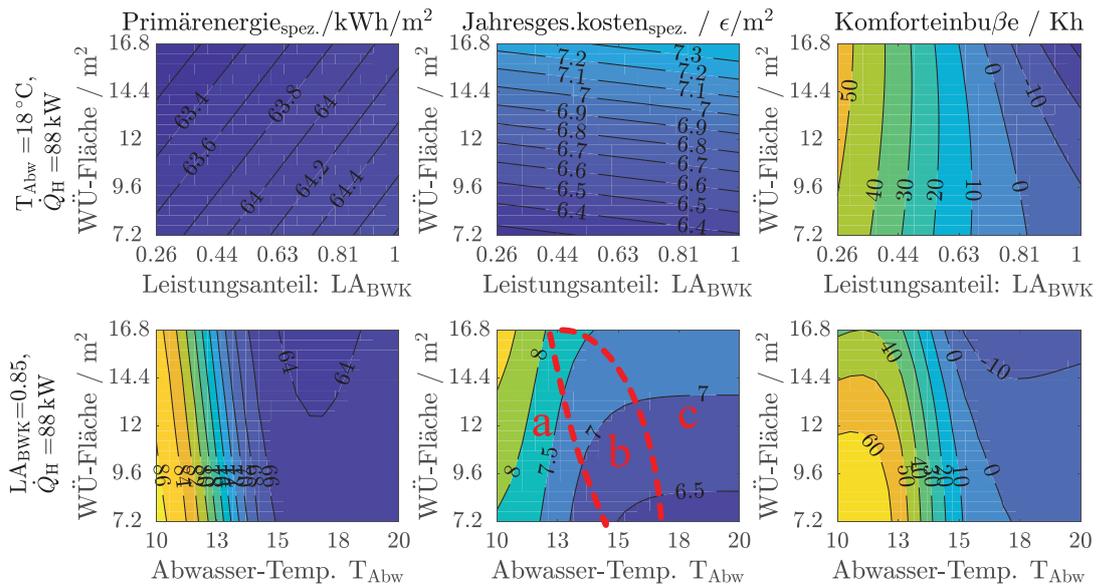


Abbildung 9.24 Systemverhalten in der Heizperiode bei einer Heizlast von 88 kW; Abhängigkeit der 3 Zielgrößen spezifischer Primärenergiebedarf, Jahresgesamtkosten und Komforteinbuße von den 4 Einflussgrößen jahresmittlere Abwassertemperatur (T_{Abw}), Heizlast (\dot{Q}_H), Leistungsanteil des Gasbrennwertkessels (LA_{BWK}) und Fläche des Abwasser-Wärmeübertragers (WÜ-Fläche)

9.2.6 Systemoptimierung mit Paretofronten

Die Optimierung erfolgt zweidimensional hinsichtlich der beiden konkurrierenden Zielgrößen spezifischem Primärenergiebedarf und spezifischen Jahresgesamtkosten des Energieversorgungssystems mit Abwasser als Wärmesenke/-quelle mit der Nebenbedingung, dass die Komfortschwellen gemäß Abschnitt 9.2.3.1 nicht überschritten werden. Gesucht sind die Einstellungen der variablen Einflussgrößen, die Energiebedarf und Kosten möglichst gleichzeitig minimieren.

Eine häufig gewählte Vorgehensweise für mehrdimensionale Optimierungen ist die Zusammenführung in einer eindimensionalen Zielfunktion, mit dem Nachteil, dass die darin enthaltenen Zielgrößen im Vorhinein über Gewichtungsfaktoren gegeneinander priorisiert werden müssen. Die hier gewählte Alternative sind mehrdimensionale Paretofronten, die alle optimalen Einflussgrößenkombinationen enthalten. Hinter der „Front“ liegen die Einflussgrößenkombinationen, die zu schlechteren Wertekombinationen der Zielgrößen führen. Wertekombinationen vor der „Front“ sind physikalisch nicht erreichbar. Abbildung 9.25 verdeutlicht diesen Zusammenhang für den hier vorliegenden Fall der zweidimensionalen Optimierung auf Kosten und Primärenergiebedarf unter Einhaltung des Komforts.

Die gezeigte Paretofront gilt für den Beispielfall Heizbetrieb bei einer Gebäudeheizlast von 100 kW und einer jahresmittleren Abwassertemperatur von 10 °C. Die Punkte der Paretofront unterscheiden sich im Hinblick auf die Auslegung der Abwasser-Wärmeübertragerfläche (Größe der Kreise $\propto A_{WÜ}$) und die Auslegung des Spitzenlast-Brennwertkessels (Farbe der Kreise $\propto \dot{Q}_{BWK}$). Als Randbedingung der Optimierung fließt die Einhaltung der Komfortgrenze von 45,8 Kh mit ein. Lösungen im grün schraffierten Bereich sind nicht möglich. Im orangen Bereich gibt es eine Vielzahl an Lösungen, die aber nicht so effizient sind wie die Punkte auf der Paretofront.

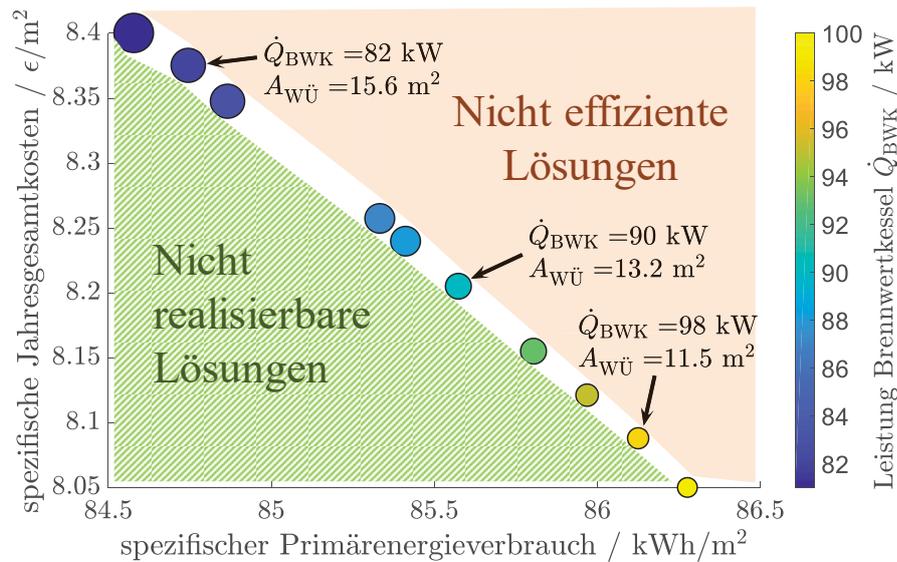


Abbildung 9.25 Beispielhafte Paretofront für Heizbetrieb bei einer Gebäudeheizlast von 100 kW und einer jahresmittleren Abwassertemperatur von 10 °C unter Einhaltung der Komfortgrenze von 45,8 Kh (Größe der Kreise $\propto A_{WÜ}$, Farbe der Kreise $\propto \dot{Q}_{BWK}$)

Ein allgemeiner Nachteil von Paretofronten ist, dass ihre Bestimmung bei mehreren Einflussgrößen sehr rechenintensiv ist, da die Zielgrößen für sehr viele Einflussgrößenkombinationen ermittelt werden müssen. Dies ist im vorliegenden Falle nur deshalb möglich, da hierfür nicht das ursprüngliche Simulationsmodell des Energieversorgungssystems, sondern das zugehörige Metamodell verwendet wird. Für eine weitere Beschleunigung sorgen effiziente Optimierungsverfahren wie genetische Algorithmen oder die hier gewählte Partikelschwarmoptimierung.

Abbildung 9.26 und Abbildung 9.27 zeigen die Paretofronten für das hier untersuchte Energieversorgungssystem, getrennt für die alleinige Betrachtung der Heizperiode (Abbildung 9.26) und die gemeinsame Betrachtung von Heiz- und Kühlperiode (Abbildung 9.27), jeweils für vier unterschiedlich große Abwassertemperaturen und drei unterschiedlich große Heiz- und Kühllasten.

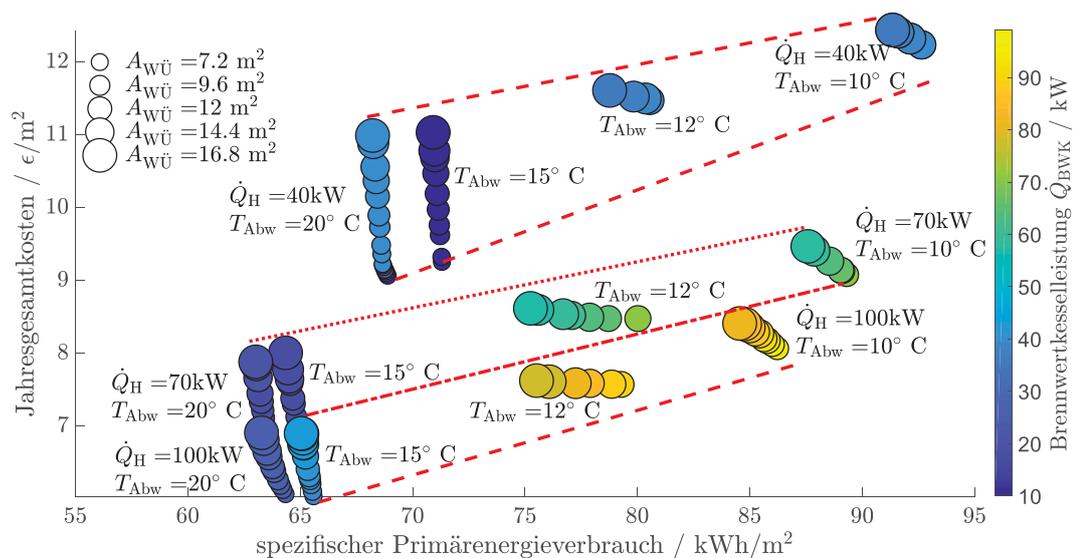


Abbildung 9.26 Paretofronten für die Heizperiode (Abkürzungen: Abwasser-Wärmeübertragerfläche $A_{WÜ}$, Leistung des Brennwertkessels als Spitzenlastgerät \dot{Q}_{BWK} , jahresmittlere Abwassertemperatur T_{Abw} , Heizlast des Gebäudes \dot{Q}_H)

In Abbildung 9.26 ist ersichtlich, dass die spezifischen Jahresgesamtkosten mit steigender Heizlast sinken. Grund hierfür ist der nur degressive Anstieg der absoluten Investitionskosten für die Systemkomponenten bei steigender Nennleistung.

Eine Optimierung hinsichtlich des spezifischen Primärenergiebedarfs für das untersuchte System auf Basis einer Gaswärmepumpe mit 40 kW Nennheizleistung führt, bei ansteigender jahresmittlerer Abwassertemperatur, zu optimalen Heizlasten zwischen 94 kW und 73 kW. Das entspricht Lastanteilen der Wärmepumpe zwischen 43 % und 54 %.

Wie zu erwarten sinken beide Zielgrößen bei steigender jahresmittlerer Abwassertemperatur, da die Abwasserwärmepumpe dann einen steigenden Wirkungsgrad aufweist.

Bei niedrigen jahresmittleren Abwassertemperaturen (z. B. 10 bis 12 °C) sind große WÜ Flächen notwendig, am oberen Rand der variierten Bandbreite. Kleinere Flächen reduzieren die Investitionskosten, lassen aber den spezifischen Primärenergieverbrauch und damit die Verbrauchskosten zu stark ansteigen – und der Komfort würde leiden. Bei höheren jahresmittleren Abwassertemperaturen (z. B. 15 bis 20 °C) lohnt sich eine kleinere Flächenauslegung. Die Kosten verringern sich deutlich bei nur wenig steigendem Primärenergiebedarf.

Bei niedrigen jahresmittleren Abwassertemperaturen (z. B. 10 bis 12 °C) muss der Spitzenlastkessel von der Größenordnung her der Heizlast entsprechen. Grund hierfür ist, dass die Abwassertemperatur im Jahresverlauf teils stark absinkt, und die Wärmepumpe trotz eines groß dimensionierten Abwasser-Wärmeübertragers in die Notabschaltung gerät. Bei höheren jahresmittleren Abwassertemperaturen (15 bis 20 °C) reicht es tendenziell aus, wenn der Spitzenlastkessel die Differenz zwischen Heizleistung der Wärmepumpe und Heizlast des Gebäudes deckt.

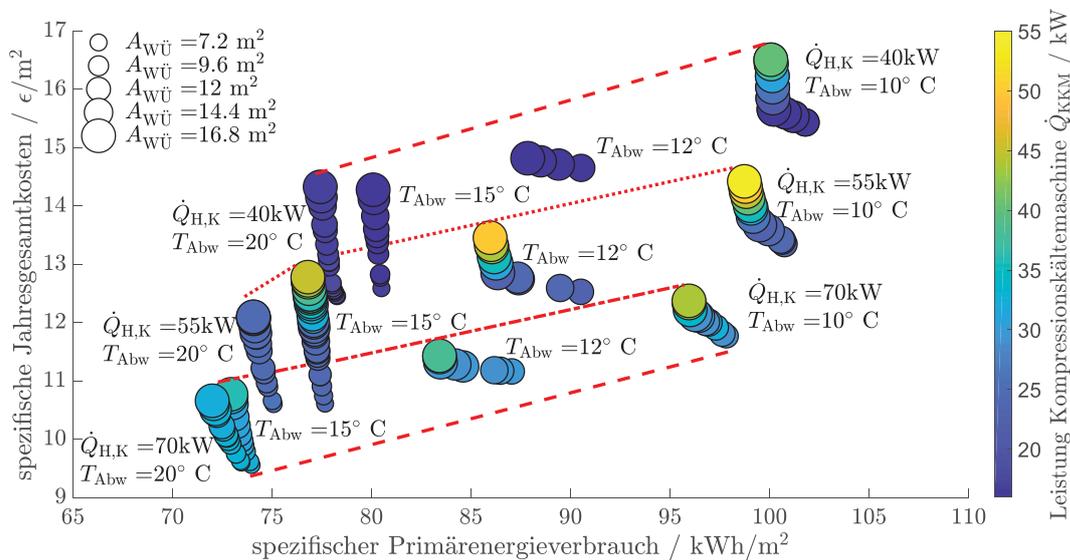


Abbildung 9.27 Paretofronten für kombinierten Heiz und Kühlbetrieb (Abkürzungen: Abwasser-Wärmeübertragerfläche $A_{WÜ}$, Leistung der Kompressionskältemaschine \dot{Q}_{KKM} , jahresmittlere Abwassertemperatur T_{Abw} , Heizlast und Kühllast des Gebäudes $\dot{Q}_{H,K}$, Leistung des Brennwertkessels nicht dargestellt)

Abbildung 9.27 zeigt das Diagramm der Paretofronten für den kombinierten Heiz- und Kühlbetrieb. Die Leistung des Brennwertkessels verhält sich analog zu Abbildung 9.26 und ist hier nicht dargestellt. Die Farben der Kreise charakterisieren in Abbildung 9.27 die Leistung der Kompressionskältemaschine, die im Kühlbetrieb als Grundlastgerät fungiert. Der Vergleich der Achsskalierung des spezifischen Primärenergieverbrauchs mit jener aus Abbildung 9.26 zeigt, dass der Kühlbetrieb die Werte etwa um 10 kWh/m² erhöht. Der Kältebedarf ist relativ zum Heizbedarf gesehen nicht so groß und hat deshalb eine geringere primärenergetische Auswirkung.

Im Allgemeinen verhält sich das System mit Kühlbetrieb im Sommer ähnlich wie das bei reinem Heizbetrieb (siehe Erläuterungen und visueller Vergleich zu Abbildung 9.26): die spezifischen Jahresgesamtkosten und spezifischen Primärenergiebedarfe sinken mit steigender Heiz- bzw. Kühllast. Da der Heizbetrieb energetisch dominierend ist, sinken auch hier beide Zielgrößen bei steigender jahresmittlerer Abwassertemperatur. Der bessere Wirkungsgrad der Abwasserwärmepumpe bei hohen Abwassertemperaturen im Heizbetrieb (Abwasser = Wärmequelle) wirkt sich stärker aus als der sinkende Wirkungsgrad im Kühlbetrieb (Abwasser = Wärmesenke).

Die Kühllast des Gebäudes wurde nur bis 70 kW variiert. Wie im reinen Heizbetrieb sind aus primärenergetischer Sicht Gebäude mit größeren Heiz- und Kühllasten (hier 70 kW) am besten für das untersuchte System mit einer

Gaswärmepumpe mit 40 kW Nennleistung geeignet. Bei solchen Heiz-/Kühllasten treten auch die geringsten spezifischen Jahresgesamtkosten auf.

Zur Wahl der Abwasserwärmeübertragungsflächen gelten die bereits zu Abbildung 9.26 gemachten Aussagen.

Bei niedrigen jahresmittleren Abwassertemperaturen (z. B. 10 bis 12 °C) lohnt es sich aus primärenergetischer Sicht, die Kompressionskältemaschine etwas größer auszulegen. Dies geht allerdings mit steigenden Jahresgesamtkosten einher. Bei höheren Abwassertemperaturen ist dieser Effekt (besserer Wirkungsgrad durch bessere Rückkühlung bei niedrigen Abwassertemperaturen) nicht mehr gegeben. Dort wird die Kompressionswärmepumpe optimiert so ausgelegt, dass sie die Differenz zwischen der Kühlleistung der Gaswärmepumpe (ca. 18 kW) und der Kühllast des Gebäudes abdeckt.

10 Vergleich mit Alternativ-Technologien

Die Nutzung von Abwasser zur Beheizung und Kühlung von Gebäuden steht in Konkurrenz zu anderen Energieversorgungssystemen. In Kapitel 7 wurde bereits angesprochen, dass Sorptionskältemaschinen im Kühlbetrieb energetische Nachteile gegenüber Kompressionskältemaschinen aufweisen. Andererseits haben sie den Vorteil, im Heizbetrieb weniger als die Hälfte an Wärmequellenleistung zu benötigen. Neben solchen energetischen Aspekten gibt es weitere wichtige Bewertungskriterien wie Kosten und Umweltbelastungen. Vor diesem Hintergrund erfolgt in diesem Kapitel ein ganzheitlicher Vergleich zwischen dem untersuchten System mit Nutzung von Abwasser zur Beheizung und Kühlung von Gebäuden in Verbindung mit Gas-Sorptionswärmepumpen/-kältemaschinen und verschiedenen anderen Energieversorgungsvarianten.

10.1 Randbedingungen

Ausgehend von der Nutzung von Abwasser zur Beheizung und Kühlung von Gebäuden werden folgende Energieversorgungsvarianten vergleichend bewertet:

- V1a: Gaswärmepumpe/Kältemaschine, Wärmequelle/senke = Abwasser
- V1b: Gaswärmepumpe + elektrische Kompressionskältemaschine (für Kältegrundlast), Wärmequelle/senke = Abwasser
- V2a: Gaswärmepumpe/Kältemaschine, Wärmequelle/senke = Erdsonde
- V2b: Gaswärmepumpe, Wärmequelle = Erdsonde mit verbesserter Wärmeleitfähigkeit des Bodens, plus freie Kühlung an Erdsonde
- V3.: Elektrische Kompressionswärmepumpe/kältemaschine, Wärmequelle/senke = Abwasser
- V4: Gasbrennwertkessel + elektrische Kompressionskältemaschine, Wärmesenke = Außenluft (konventionelles System)

Der Vergleich erfolgt, wie in den Abschnitten 9.2.3.2 und 9.2.3.3 beschrieben, auf Grundlage verschiedener Umweltindikatoren (Primärenergie, CO₂, SO₂, TOPP, CSB) und wirtschaftlich auf Grundlage der (VDI 2067-1) mithilfe von Jahresgesamtkosten.

Die Randbedingungen des zu versorgenden Bürogebäudes sind folgende: Die Heizlast beträgt 40 kW (0,05 kW/m², 800 m² Fläche) und der Jahresheizwärmebedarf 100 kWh/m²a. Das entspricht einem Gebäude mit einem Standard der Wärmeschutzverordnung von 1995 (Jagnow 2004, S. 2). Der Trinkwasserwärmebedarf bleibt unberücksichtigt, da er in Bürogebäuden von untergeordneter Bedeutung und in der Regel dezentral elektrisch gedeckt ist. Die Kühllast wird mit 20 kW angenommen und bezieht sich auf einen Erfahrungswert, nach welchem die Kühllast bei Bestandsgebäuden etwa 50 % der Heizlast entspricht (Dreher u. a. 2012, S. 106). Der Jahreskältebedarf von 12,5 kWh/m²a ergibt sich durch Multiplikation der spezifischen Kühllast mit einer typischen Vollbenutzungsstundenzahl von 500 h/a (Stallmann, Pohl 2006, S. 10). Alle Geräte werden, außer bei Variante 1b, monovalent auf die Heiz- und Kühllast dimensioniert, auch wenn eine Grundlastauslegung wirtschaftlicher wäre. Bei den Systemen mit Abwassernutzung beträgt die jahresmittlere Abwassertemperatur 15 °C. Der Abwasser-Wärmeübertrager ist gemäß den Ergebnissen der Paretoanalysen auf 7,5 m² (kostenoptimiert für kleine Gebäude mit 40 kW Heizlast) ausgelegt.

Die Jahresnutzungsgrade stammen aus der Analyse von Systemsimulationen im Rahmen einer betreuten Studienarbeit (Münch 2017). Zusätzlich zu den in Abschnitt 7 erläuterten Komponentenmodellen wurden hierfür Modelle für die Erdwärmesonde und die luftgekühlte Kompressionskältemaschine der CARNOT-Toolbox entnommen. Das Hausmodell entspricht dem aus Abschnitt 13.2.2 mit einer Heiznetzauslegung von 55/45 °C bei -10 °C Außentemperatur. Die unter diesen Randbedingungen ermittelten Jahresnutzungsgrade enthält Tabelle 10.1.

Tabelle 10.1 Übersicht der Jahresnutzungsgrade β der betrachteten Energieversorgungsvarianten im Heiz- und Kühlbetrieb

	V1a. Gas-WP/KM + Abwasser	V1b. Gas- WP, Elektro-KM + Abwasser	V2a. Gas-WP/KM + Erdsonde	V2b. Gas-WP + Erdsonde + freie Kühlung	V3. Elektro-WP/KM + Abwasser	V4 Gasbrennwertkessel + Elektro-KKM + Außenluft-Rückkühler
β_{Heiz}	1,47	1,47	1,46	1,46	3,64	0,98
$\beta_{\text{Kühl}}$	0,63	4,47	0,62	19,6	5,10	2,77

Beim Vergleich der Zahlenwerte sind zunächst die unterschiedlichen Endenergieträger (Erdgas, elektrischer Strom) zum Antrieb der Geräte zu berücksichtigen. Besonders auffallend ist der sehr hohe Jahresnutzungsgrad im Kühlbetrieb bei Variante V2b. Dies resultiert aus der passiven Wärmeabfuhr ins Erdreich durch alleinigen Betrieb der Erdsondenumwälzpumpe. Anzumerken ist, dass der Komfort hier nicht gleichermaßen erfüllt wird, wie in den anderen Varianten. Hoch ist auch der Jahresnutzungsgrad der Elektro-Kältemaschinen (V1b und V3) im Kühlbetrieb, was an dem geringen Temperaturhub zwischen dem Kaltwassernetz im Gebäude und dem Abwasser liegt. Der Wert von Variante V3 ist etwas höher als der von Variante V1b, weil der Abwasser-Wärmeübertrager hier auf die Erfordernisse der Elektrowärmepumpe im Heizbetrieb und damit größer ausgelegt ist, als bei der Variante V1b mit Gaswärmepumpe. Die vorgestellten Nutzungsgrade entsprechen bisher gemessenen JAZ für die Kälteerzeugung mit Wärmepumpen (Winiger, Kalz, Vellei 2012). Die übrigen Werte sind von der Größenordnung her plausibel.

Tabelle 10.2: Kosten für Investitionen; Bedienungsaufwand und Faktoren für Instandhaltung, Wartung und Inspektion, MSR = Mess-Steuer-Regeltechnik, u.a. gemäß (VDI 2067-1, S. 21 ff.)

Variante	Gerät	Leistung / kW	Kosten / €	Bedienungsaufwand tB/h/a	Faktor Instandhaltung $f_{\text{Inst}}/\%/a$	Faktor Wartung + Inspektion $f_{\text{W+Insp}}/\%/a$
V1a	Gas-WP/KM Logatherm GWPS/W41	43,7	17.523	40 (10) ²¹	3 (1,5) ²¹	1,5 (1,5) ²¹
	Abwasser-Wärmeübertrager mit Anschluss	16,6	31.963	0	0,5	-
	2 x Speicher 2000 l	-	1.112	0	1	1
	Installationskosten der Wärme/Kälteverteilung Rohre etc.	-	48.491	0	0,5 ²²	0
	Schornstein	-	3.300	0	1	2
	MSR Technik	-	7.091	0,2	10	5
	Summe		-	110.592	10,2	
V1b	Zusätzliche Elektro-Kältemaschine	20	22.837	1	2	1,5
	Installationskosten der Wärme/Kälteverteilung Rohre etc.,		52.920	0	0,5	0
	MSR Technik		7421			
	Rest wie V1a, Summe:		138.187	11,2		
V2a	Erdwärmesonde 30 W/m	16,6	30.910	0	2	1
V2b	Erdwärmesonde 60 W/m		17.795			
	sonst siehe V1a ohne Abwasser-WÜ. Summe:		109.539	10,2		
			96.424	10,2		
V3	Elektro-WP/KM Logatherm WPS 43	42,5	29.155	5	1,0	1,5
	Abwasser-Wärmeübertrager	40	53.196	0	0,5	-
	sonst siehe V1a ohne Schornstein. Summe:		140.157	5,2		
V4	Gas-Brennwertkessel Logano plus GB212	40	4.510	10	1,5	1,5
	Elektro-Kältemaschine	20	22.837	1	2	1,5
	Rückkühlwerk an Außenluft	20	3.973	0	2	1,5
	MSR Technik	-	3.175	0	1,5	1,5
	Installationskosten	-	45.703	0	0,5	0
	1 x Speicher 2000 l ohne Abwasser WÜ sonst wie V1a Summe:		92.508	11,2		

Tabelle 10.2 zeigt die Kosten und sonstigen Annahmen für die eingesetzten Geräte. Die Kosten entsprechen unverbindlichen Preisinformationen des Herstellers Buderus. Bei Fremdgeräten basieren sie auf Angeboten bzw.

²¹ Anmerkung: Werte in Klammern entsprechen denen eines Gaskessels

²² Herstellerangabe, Fa. Uhrig.

Internet-Recherchen. Die Angaben zu Nutzungsdauer, Bedienungsaufwand, Faktor für Instandhaltung und Wartung plus Inspektion sind der Richtlinie (VDI 2067-1, S. 21 ff.) entnommen.

Für die verbrauchsabhängigen Kosten wird mit Preisen und Preisänderungsfaktoren für Erdgas von 4,81 ct€/kWh mit $r_{Gas}=1,0438/a$ und für elektrische Energie von 14,87 ct€/kWh mit $r_{Strom} = 1,0804/a$ gerechnet. Der angesetzte Zinsfaktor q für die Investitionen beträgt 1,0448/a. Die Kosten für Bedienung sind zu 69,9 €/h festgesetzt, mit einem Preisänderungsfaktor von 1,00489. Bei allen Preisen sind 19 % Mehrwertsteuer enthalten. Eine ausführliche Begründung für die genannten Preisansätze enthält Abschnitt 13.2.

Bei der Berechnung der Jahresgesamtkosten spielen die Bedienungsaufwände und die Faktoren für Wartung, Instandhaltung und Betrieb aus der (VDI 2067-1) eine starke Rolle. Die Multiplikation mit den Investitionskosten für die jeweiligen Komponenten und die starken Unterschiede in den Bedienungszeitaufwänden ergeben nennenswert große Beiträge zu den Jahresgesamtkosten. Für die Gaswärmepumpe führen die Ansätze gemäß (VDI 2067-1, S. 21 ff.) zu Betriebskosten von 3.731 €/a. Nimmt man hingegen die Faktoren für ein Gasbrennwertgerät an, so ergeben sich 1.274 €/a. Dies ist im Vergleich zu den Kosten für Wartung und Instandhaltung der Variante (V4) von 868 €/a plausibler, wenn man die in Abbildung 10.1 dargestellten Wartungsintervalle und Arbeiten an der Gaswärmepumpe der Fa. Buderus zu Grunde legt. Im Gegensatz zu Arbeiten an herkömmlichen Gasbrennwertgeräten unterscheiden sie sich in den Punkten Ölstand prüfen, Austausch des Zahnriemens alle sechs Jahre und etwas erhöhtem Filterreinigungsaufwand. Für die weiteren Analysen sind daher bei der Gaswärmepumpe die Faktoren und Bedienungsaufwände wie für ein Gasbrennwertgerät angesetzt (gekennzeichnete Werte in Tabelle 10.2).

Arbeitsschritt	Wartungsintervall
Kondensatablauf reinigen	alle 2 Jahre oder 4 000 Betriebsstunden
Ölstand der Ölpumpe prüfen	alle 2 Jahre oder 4 000 Betriebsstunden, Typ Öl: Elfmatic G3
Brenner reinigen	alle 2 Jahre oder 4 000 Betriebsstunden
Zahnriemen der Ölpumpe tauschen	alle 6 Jahre oder 12 000 Betriebsstunden
Filter im Heizkreis, Solekreis oder Zwischenkreis und Brunnenkreis reinigen	Bei jeder Wartung

Abbildung 10.1 Wartungsarbeiten der Gas-Sorptionswärmepumpe (Buderus 2014, S. 40) (Anmerkung: Ölpumpe = Lösungsmittelpumpe)

Abbildung 10.2 zeigt zur Orientierung die Kostenentwicklung verschiedener Wärmeerzeuger in Abhängigkeit der Leistung. Elektro-Wärmepumpen sind apparativ aufwändiger und teurer als Brennwertkessel. Bei einstufigen Absorptionswärmepumpen ist der apparative Aufwand noch höher. Die größten Kosten verursacht der Abwasser-Wärmeübertrager (Bild rechts). Zum Vergleich sind dazu auch die Preise der Wärmeerzeuger aufgeführt. Der deutliche wirtschaftliche Vorteil des Gasbrennwertkessels hinsichtlich der Investitionskosten ist hier ersichtlich. Da Gaswärmepumpen im Vergleich zu Elektrowärmepumpen weniger als die Hälfte an Wärmequellenleistung benötigen, ist die Summe der Investitionskosten aus Wärmepumpe und Abwasser-Wärmeübertrager bei Gaswärmepumpen geringer.

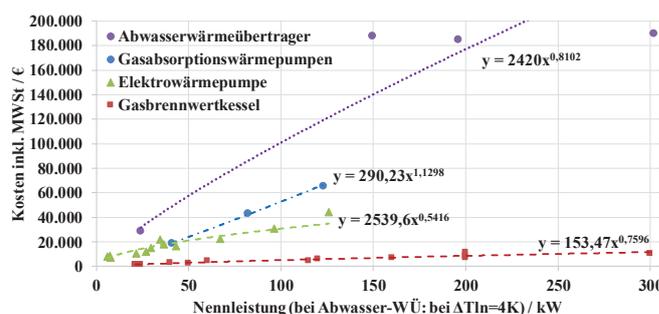


Abbildung 10.2 Kosten verschiedener Wärmeerzeuger (links, basierend auf Internetrecherche) und Abwasser-Wärmeübertrager (rechts basierend auf Forschungsberichten; Leistung für Auslegung nach Gleichung (6.7) auf typische

Temperaturdifferenz von 4 K, zum Vergleich sind auch nochmals die Kosten der Wärmepumpen im Diagramm mit angeführt)

10.2 Ergebnisse

10.2.1 Ökonomischer Vergleich

Abbildung 10.3 zeigt die Verteilung der einzelnen Posten in den Jahresgesamtkosten für die verschiedenen Varianten.

Die Kapitalkosten sind bei der Variante V3 mit Elektro-Wärmepumpe/Kältemaschine und Abwasser am größten, fast doppelt so hoch wie bei der konventionellen Referenzvariante V4. Grund ist vor allem der bei dieser Variante benötigte große und damit teure Abwasser-Wärmeübertrager. Fast gleich hohe Kapitalkosten besitzt Variante V1b, bei der die Kosten der zusätzlichen Kompressionskältemaschine zu Buche schlagen. Die Kapitalkosten der konventionellen Referenzvariante V4 sind am geringsten. Die Kapitalkosten der Erdsonden-Varianten V2a und V2b unterscheiden sich durch die schlechtere Wärmeleitfähigkeit des Bodens in V2a. Die Variante V1a mit Gas-WP/KM + Abwasser hat ähnlich hohe Kapitalkosten. Die Erschließung des Abwassers und der Erde als Wärmequelle/-senke ist ähnlich teuer.

Die betriebsgebundenen Kosten sind bei der konventionellen Vergleichsvariante aufgrund der geringen Investitionskosten am geringsten. Die höchsten betriebsgebundenen Kosten weist Variante V1b auf, da hier besonders viele Geräte verbaut sind. Anschließend folgt Variante V2a. Durch die größere Erdwärmesonde weist sie höhere betriebsgebundenen Kosten auf als V2b. Einen geringeren Aufwand hat V1a, weil hier geringere Faktoren gemäß VDI 2067 für Instandhaltung und Wartung des Abwasser-Wärmeübertragers angesetzt sind. Dies ist vor dem Hintergrund praktischer Erfahrung eigentlich nicht gerechtfertigt. Noch weniger Aufwand weist Variante V3 auf. Hier sind vor allen die geringeren zeitlichen Bedienungsaufwände der Elektrowärmepumpe ausschlaggebend.

Die bedarfsgebundenen Kosten sind wie zu erwarten bei Variante V2b mit freier Kühlung über Erdsonden am geringsten. Bei der Variante mit Elektro-Wärmepumpe/Kältemaschine + Abwasser sind sie trotz hoher Energieeffizienz am höchsten, sogar noch etwas höher als die der konventionellen Referenzvariante. Dies liegt am hohen Preis und an den hohen angenommenen Preissteigerungsraten beim Strom. Die Varianten V1a, V1b und V2a haben bedarfsgebundene Kosten in mittlerer Höhe.

Die aus den einzelnen Kostengruppen zusammengesetzten Jahresgesamtkosten sind für die Variante V2b am geringsten, bedingt durch die kostengünstige Rückkühlmöglichkeit über freie Kühlung und durch die Annahme der guten Bodenleitfähigkeit. Es folgen das konventionelle Vergleichssystem V4 und die Variante V1a mit Gaswärmepumpe/Kältemaschine + Abwasser. Die höchsten Jahresgesamtkosten weist die Variante V3 auf.

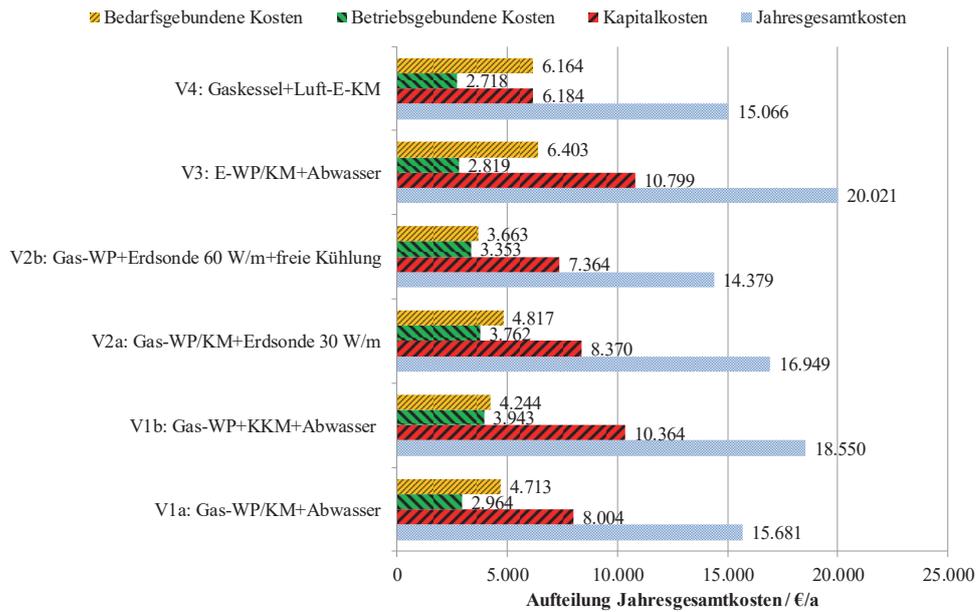


Abbildung 10.3 Aufteilung der Jahresgesamtkosten auf die unterschiedlichen Kostenbestandteile

Abbildung 10.4 zeigt die Änderung der Jahresgesamtkosten bei unterschiedlichen wirtschaftlichen Randbedingungen. Alle Varianten profitieren von einer Investitionsförderung und von einem niedrigen Zinssatz. Mit Investitionsförderung ist die Variante V1a mit Gaswärmepumpe/Kältemaschine + Abwasser sogar günstiger als das Vergleichssystem V4. Höhere Jahresgesamtkosten ergeben sich für alle Varianten im Vergleich zur Referenzvariante mit Gaskessel + Elektrokompresseionskältemaschine bei niedrigen Gaspreissteigerungen, da hiervon insbesondere die Referenzvariante profitiert. Variante V3 profitiert, wie zu erwarten, vor allem von niedrigen Strompreissteigerungen.

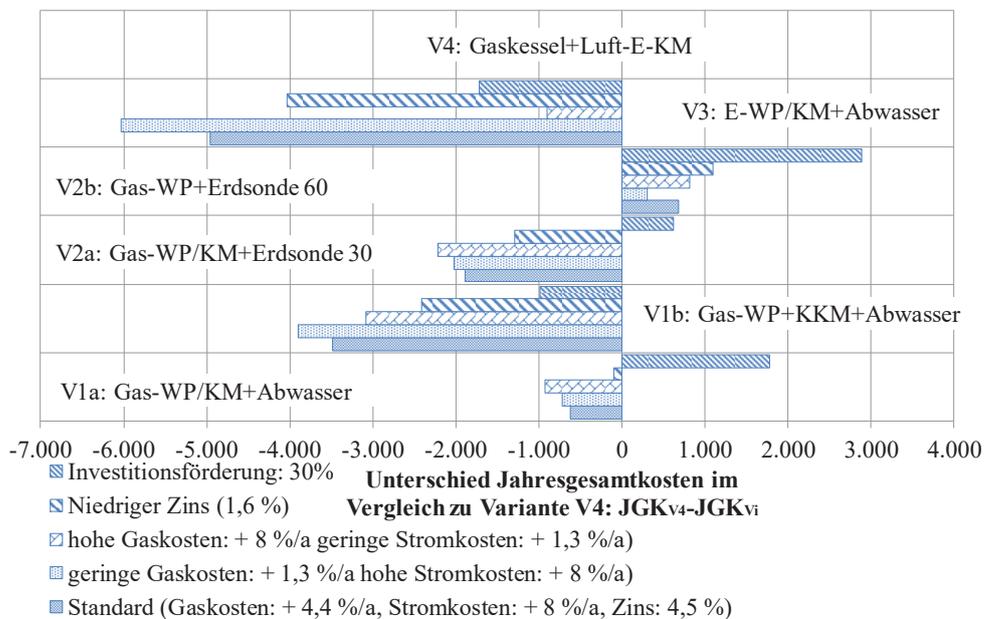


Abbildung 10.4 Änderung der Jahresgesamtkosten durch Variation von wirtschaftlichen Randbedingungen

10.2.2 Ökonomischer und ökologischer Gesamtvergleich

Die vergleichenden Ergebnisse in den nachfolgenden Abbildungen sind jeweils bezogen auf Variante 4, das konventionelle System mit Gasbrennwertkessel zum Heizen und einer elektrischen Kompressionskältemaschine mit

Wärmeabfuhr an die Außenluft zum Kühlen des Gebäudes. Das Ergebnis dieser Variante ist bei allen sechs Bewertungskriterien jeweils auf 100 % gesetzt. Abbildung 10.5 zeigt die Vergleichsergebnisse für die monovalente Auslegung aller Wärme- und Kälteerzeuger.

Bei allen Umweltindikatoren sind die Wärmepumpen-Varianten besser als das konventionelle Vergleichssystem. Einzige Ausnahme ist der SO₂-Ausstoß bei der Elektro-Wärmepumpe/Kältemaschine (V3) aufgrund des noch hohen Kohleanteils in der Stromversorgung Deutschlands. Hinsichtlich der Umweltindikatoren schneidet Variante V2b am besten ab, mit der sehr energieeffizienten freien Kühlung über die Erdsonde ans Erdreich. Abwasser ist hingegen zur freien Kühlung wenig geeignet und auf Bauten mit Kühldecken oder Betonkernaktivierung beschränkt, da die Abwassertemperaturen im Sommer in der Regel zu hoch liegen (vergleiche Abschnitt 8.4.1). Ferner zeigt sich, dass die Varianten V1a und V2a, also Gaswärmepumpe/Kältemaschine in Verbindung mit Abwasser oder Erdsonde als Wärmequelle/-senke, sowohl ökologisch als auch wirtschaftlich vergleichbar sind. Stark abweichend verhält sich Variante V3 mit elektrischer Kompressions-Wärmepumpe/Kältemaschine und Abwasser als Wärmequelle/-senke. Hier werden beim Primärenergiebedarf und damit korrespondierend beim CO₂-Ausstoß als auch beim TOPP-Ausstoß ähnlich gute Werte wie bei Variante V2b mit freier Kühlung über die Erdsonde erreicht. Dies liegt vor allem an den guten Jahresarbeitszahlen. Neben dem hohen SO₂-Ausstoß (siehe oben) ist der CSB-Wert etwas größer als der bei den Gaswärmepumpen-Varianten.

Die Jahresgesamtkosten von Variante V1a und V2b sind unter den gesetzten Randbedingungen ähnlich denen eines konventionellen Vergleichssystems. Die Kosten von Variante V1a (Gaswärmepumpe/Kältemaschine + Abwasser) liegen etwas höher, die von V2b (Gaswärmepumpe + Erdsonde + freie Kühlung) etwas niedriger. Liegt eine schlechte Leitfähigkeit des Bodens vor (30 W/m statt 60 W/m) und kann nicht frei gekühlt werden (Variante V2a) erhöhen sich die Kosten. Die höchsten Kosten verursacht die rein elektrisch betriebene Variante V3.

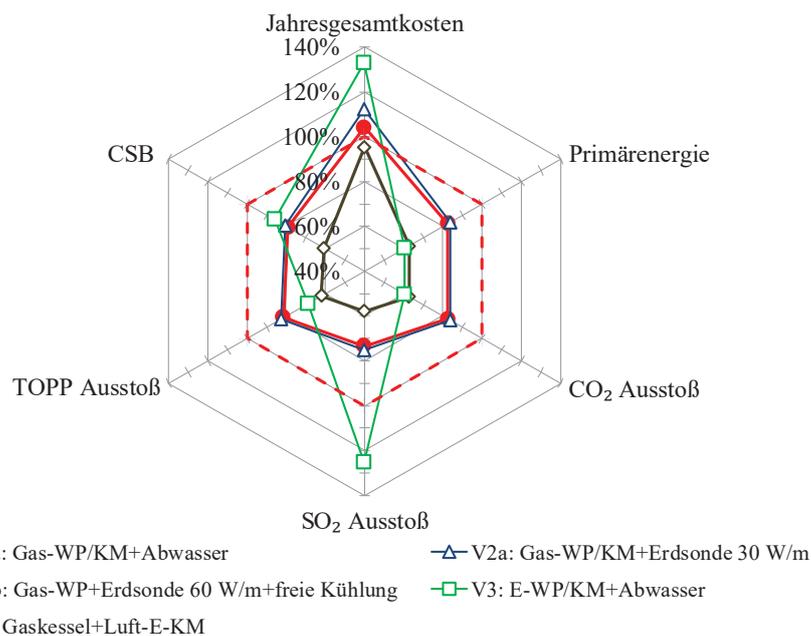


Abbildung 10.5 Ergebnisse des ganzheitlichen Variantenvergleichs bei monovalenter Auslegung der Wärme- und Kälteerzeuger

Abbildung 10.6 zeigt den Vergleich der Varianten V1a und V1b. Bei Variante V1b erfolgt die aktive Kühlung nicht über die Gaswärmepumpe, sondern mit einer elektrischen Kompressionskältemaschine, rückgekühlt über den Abwasser-Wärmeübertrager. Durch den besseren Wirkungsgrad im Kühlbetrieb verbessern sich alle Umweltindikatoren teils deutlich. Die Jahresgesamtkosten steigen durch das zusätzliche Gerät an, auf das Niveau der bislang ungünstigsten, rein elektrisch betriebenen Variante V3.

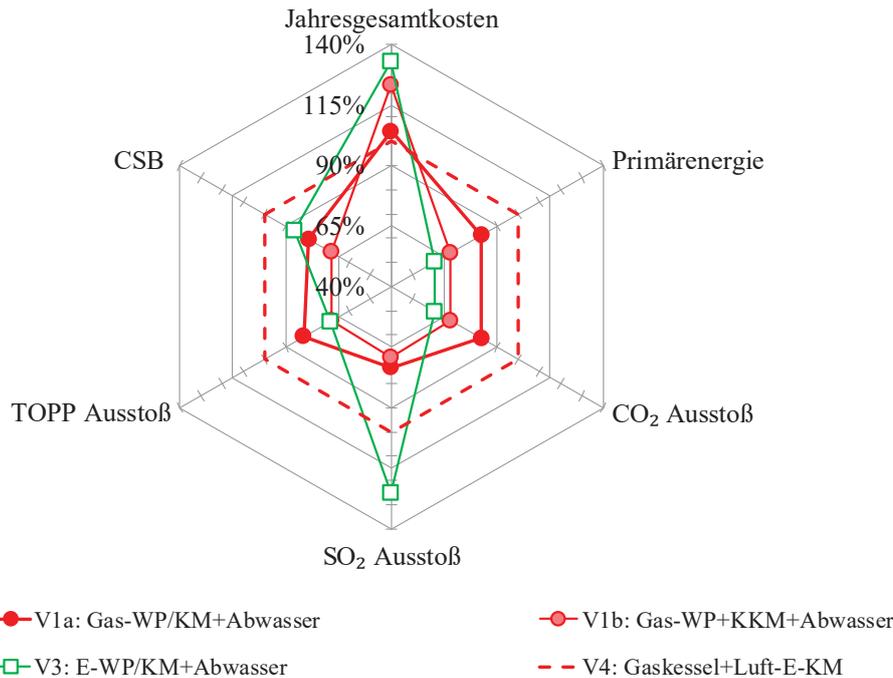


Abbildung 10.6 Ergebnisse des ganzheitlichen Vergleichs bei unter Berücksichtigung der Variante V1b: dort Deckung des Kältebedarfs durch eine elektrische Kompressions-Wärmepumpe

10.3 Fazit und Diskussion

Die Ergebnisse zeigen, dass bei (Büro)Gebäuden, die im Winter beheizt und im Sommer gekühlt werden müssen, Wärmepumpen in Verbindung mit doppelt nutzbaren Erdsonden vorteilhaft sind, sowohl wirtschaftlich als auch unter Umweltaspekten. Maßgeblich trägt dazu die energieeffiziente, freie, „passive“ Kühlung mit Wärmeabfuhr an das im Sommer ausreichend kühle Erdreich bei. Kommunales Abwasser eignet sich dazu nur bedingt. Aufgrund seines im Sommer in der Regel hohen Temperaturniveaus sind hierzu noch größer ausgelegte Kühldecken als bei Wärmeabfuhr ans Erdreich oder eine Betonkernaktivierung im Gebäude notwendig. Anzumerken ist, dass bei freier, passiver Kühlung unter vollständigem Verzicht auf aktive Kühlung mithilfe von Kältemaschinen im Sommer nicht zu jedem Zeitpunkt die Einhaltung definierter Komfortgrenzen garantiert werden kann.

Unter der Prämisse einer gewünschten bzw. notwendigen aktiven Kühlung gibt es unter den gewählten Randbedingungen ganzheitlich bewertet kaum Unterschiede zwischen einer Gas-Sorptionswärmepumpe/Kältemaschine in Kombination mit Abwasser einerseits und in Kombination mit Erdsonden andererseits.

Bei dem in diesem Kapitel durchgeführten Vergleich beträgt das Verhältnis von jährlichem Kälte- zu Wärmebedarf eins zu acht (12,5 kWh/m²a zu 100 kWh/m²a). Für solche Fälle mit geringen sommerlichen Kältebedarfen lässt sich aus dem Vergleich folgendes ableiten:

1. Eine Gas-Sorptionswärmepumpe/Kältemaschine in Kombination mit Abwasser ist zu empfehlen. Sie führt bei allen Umweltindikatoren zu besseren Ergebnissen als das konventionelle Vergleichssystem (Gasbrennwertkessel + elektrische Kompressionskältemaschine mit Rückkühlung an Außenluft), bei etwas erhöhten Jahresgesamtkosten.
2. Eine Elektro-Wärmepumpe/Kältemaschine, ebenfalls in Kombination mit Abwasser, ist bzgl. Primärenergieverbrauch, CO₂- und TOPP-Ausstoß nochmals besser als die Gas-WP/KM-Variante, weist aber deutlich höhere Jahresgesamtkosten und SO₂-Emissionen auf. Bei der Gesamtbewertung dieser Variante ist folglich die Gewichtung der Bewertungskriterien untereinander entscheidend.
3. Eine Kombination von Gas-Sorptionswärmepumpe zum Heizen und elektrischer Kompressions-Kältemaschine zum Kühlen mit Abwasser als Wärmequelle/-senke führt im Vergleich zur reinen Gas-WP/KM-Variante bei allen Umweltaspekten zu deutlich verbesserten Bewertungen. Der Abwasser-Wärmeübertrager wird für beide Geräte, im Heiz- und im Kühlbetrieb, genutzt. In der Regel kann sich die Dimensionierung des Wärmeübertragers am Heizbetrieb orientieren und ist dann auch für den Kühlbetrieb ausreichend groß. Die Jahresgesamtkosten steigen durch die Investition in zwei Kältemaschinen jedoch auf ein ähnliches Niveau wie bei der

alleinigen Nutzung einer Elektro-Wärmepumpe/Kältemaschine, wobei hier die hohen Kosten aus dem deutlich größer zu dimensionierenden Abwasser-Wärmeübertrager resultieren. Analog zur reinen Elektro-WP/KM ist bei der Gesamtbewertung dieser Variante die Gewichtung der ökologischen und ökonomischen Bewertungskriterien untereinander entscheidend. Kritisch ist allgemein noch anzumerken, dass zwei Geräte höhere Komplexität und zusätzliche Fehlerquellen bedeuten.

Bei steigenden Kältebedarfen wirkt sich der schlechte Wirkungsgrad der Gas-Sorptionswärmepumpe/Kältemaschine im Kühlbetrieb immer negativer aus, sodass elektrische Kompressionsmaschinen ihre energetischen Vorteile gegenüber den Gas-Sorptionsgeräte-Varianten weiter ausbauen.

Wirtschaftlichkeit im Vergleich zum konventionellen Referenzsystem ist bei keinem System, welches Abwasser als Wärmequelle und -senke nutzt, unter den gewählten Randbedingungen gegeben. Da die Wirtschaftlichkeit stark von den Randbedingungen abhängt, sollte dies im konkreten Fall insbesondere durch aktualisierte Energiepreise und Preisänderungsindizes sowie Angebote für Bau, Wartung und Instandsetzung überprüft werden.

11 Praktische Anwendungspotentiale

Im Rahmen der Dissertation wurden zwei Potentialanalysen für Mülheim und Wuppertal im Rahmen von betreuten Studienarbeiten (Westerhaus 2014) (van der Linden, Mark 2015) durchgeführt. Die Erkenntnisse wurden in (Gobel, Frank, Adam 2015, S. 9-11) publiziert und werden hier in kurzer Form wiedergegeben. Darüber hinaus werden rechtliche Anforderungen, die sich aus dem Erneuerbare-Energien-Wärmegesetz ergeben, angesprochen.

11.1 Energetisches Nutzungspotenzial kommunaler Abwässer

Bei der Ermittlung des energetischen Nutzungspotenzials kommunaler Abwässer sind aus technischen und wirtschaftlichen Gründen folgende Randbedingungen wichtig. Sie werden bei der exemplarischen Anwendung auf zwei Beispielfälle, die Städte Wuppertal und Mülheim an der Ruhr, berücksichtigt:

1. Nur Kanäle mit einem Durchmesser größer gleich DN 800 weisen i.d.R. einen ausreichend hohen Trockenwetterabfluss auf und sind groß genug für den Einbau von Abwasser-Wärmeübertragern. Kanäle mit kleinerem Durchmesser sind nicht geeignet.
2. Es muss sich um einen Mischwasser- oder Schmutzwasserkanal handeln. Regenwasserkanäle sind nicht geeignet, da in ihnen kein ständiger Durchfluss herrscht.
3. Gebäude als potentielle Wärmeabnehmer dürfen maximal 100 m entfernt von einem geeigneten Kanal liegen (wirtschaftliche Anschlussgrenze im bebauten Raum) und sie müssen eine Heizlast von mindestens 100 kW aufweisen (Schinnerl u. a. 2007, S. 27). Letzteres entspricht einem jährlichen Wärmebedarf von 180.000 kWh bei Umrechnung mit einer typischen Volllaststundenzahl von 1800 h/a gemäß $Q = \dot{Q} \cdot 1800 \text{ h/a}$. Kleine Gebäude wie Einfamilienhäuser oder kleinere Mehrfamilienhäuser erreichen einen solchen Wärmebedarf nicht. Es kommen nur größere Mehrfamilienhäuser, Nichtwohngebäude und Gewerbebetriebe in Betracht.
4. Die eingesetzten Wärmepumpen sind unter wirtschaftlichen Aspekten auf die Grundlast ausgelegt, in der hier durchgeführten Analyse zum Nutzungspotenzial auf 1/3 der Heizlast.
5. Die Entzugsleistung im Winter- bzw. Heizbetrieb, wo das Abwasser als Wärmequelle für die Wärmepumpe dient, kann spezifisch mit 2,5 kW/m Abwasserkanal abgeschätzt werden (Rometsch u. a. 2005, S. 185). Die winterliche Entzugsleistung wirkt begrenzend auf das Potenzial. Zusammen mit der absoluten Entzugsleistung für ein geeignetes Gebäude ergibt sich daraus die benötigte Kanallänge.
6. Das Gefälle des Kanals sollte im Bereich 1 bis 10 ‰ liegen ((Schinnerl u. a. 2007, S. 27), nur in der Potentialstudie für Wuppertal betrachtet).

Informationen zu Abwasserkanälen besitzen die Stadtentwässerungsbetriebe, unter anderem in Form von Kanal Karten. Stadtwerke verfügen meist über Wärmekatasterkarten, die den jährlichen Wärmebedarf von Gebäuden ausweisen. Liegt beides als GIS-basierte Karte vor (GIS = Geoinformationssystem), so ist das „verschneiden“ beider Informationen automatisiert möglich. Für Wuppertal ist dies der Fall, für Mülheim nicht, sodass hier eine manuelle Analyse für lediglich drei Stadtteile erfolgt.

Unsicherheiten der Analyseergebnisse resultieren aus folgenden unsicheren Eingangsdaten:

1. Fehlende Informationen zu den tatsächlichen Abwasser-Volumenströmen in den Kanälen im Jahresverlauf
2. Teilweise unvollständige Wärmekataster bzw. nicht verfügbare Leistungs-/ Verbrauchsdaten der an die Kanäle angrenzenden Gebäude
3. Teilweise sehr grobe Leistungsklassierung der Gebäude im Wärmekataster (z.B. Bereich 100 bis 250 kW und 250 bis 1000 kW)
4. Bei Industriebetrieben mit Prozesswärmebedarf:
 - 4.1 Die angesetzte Volllaststundenzahl von 1.800 h/a zur Umrechnung von Heizlast und Jahreswärmebedarf ist typisch für Raumbeheizung. Bei Prozesswärme liegen in der Regel deutlich höhere Werte vor, allerdings auch verbunden mit einem deutlich gleichmäßigeren Jahresverlauf des Leistungsbedarfs. Beide Effekte wirken gegenläufig auf das ermittelte Potenzial, sodass sie sich (zum Teil) gegenseitig kompensieren.
 - 4.2 Das Temperaturniveau von Prozesswärmebedarf ist in Wärmekatastern nicht ausgewiesen. Bei zu hohen Temperaturen wäre ein sinnvoller Wärmepumpeneinsatz nicht möglich.

Mülheim an der Ruhr

Die energetischen Nutzungspotenziale in den drei analysierten Stadtteilen in Mülheim betragen mit Gaswärmepumpen 9 %, 2 % bzw. 8 % aller geeigneten Kanallängen. Im Mittel sind es 6,3 % mit einer Standardabweichung von 3,1 %-Punkten. Die für NRW durchgeführte IKT-Studie (Rometsch u. a. 2005, S. 207) kommt auf einen ähnlichen Prozentsatz (6,7 %). Die IKT-Studie (Rometsch u. a. 2005, S. 232) geht des Weiteren davon aus, dass sich von dem so ermittelten wirtschaftlichen Potential maximal etwa 40 bis 60 % nutzen lassen, aufgrund von „akteursbezogenen Restriktionen“. Darunter sind individuelle Vorbehalte der Gebäudebesitzer und der Kanalnetzbetreiber gegen eine Anlage zur energetischen Nutzung kommunalen Abwassers zu verstehen.

Für Mülheim bedeutet dies, dass bei 50 % Akteursrestriktionen noch 3,15 % \pm 1,55 % der geeigneten Kanalstrecken nutzbar sind. Das Misch- und Schmutzwasserkanalnetz in Mülheim \geq DN800 ist insgesamt 111 km lang. Bei 3,15% Nutzung und typischen 2,5 kW/m Entzugsleistung entspricht dies 8,8 MW Entzugsleistung und 21 MW Heizleistung (bei COP 1,7). Mülheim hatte 2013 166.934 Einwohner. Daraus folgt, dass das einwohnerspezifische energetische Wärmebereitstellungspotenzial aus kommunalen Abwasserkanälen 125W pro Einwohner beträgt.

Wuppertal

Die Wuppertaler Kanalnetzkarte liegt GIS-basiert vor, mit Filtermöglichkeit für Misch-/Schmutzwasserkanäle \geq DN 800 (Abbildung 11.1). Aus Datenschutzgründen werden mehrere Kanalabschnitte zusammengefasst und die Heizwärmebedarfe der Häuser in diesen Abschnitten ermittelt (Massing, Daubner 4.12.2014). Dabei haben die Häuser einen maximalen Abstand von 30 m zum Kanal (abweichend zu den in Mülheim verwendeten 100 m). Für Wuppertal sind auch berechnete Abwassertrockendurchflüsse bekannt, sodass neben der benötigten Kanallänge auch geprüft werden kann, ob durch die Wärmeentnahme im Winter die Abwassertemperatur in Summe um weniger als 1 K absinkt (Vorgabe der Stadtwerke Wuppertal). In die Bewertung fließt des Weiteren ein, dass die Baulänge eines Abwasser-Wärmeübertragers in einem Kanal nicht länger als 400 m sein soll (Rometsch u. a. 2005 sprechen von 200 m bei Aufteilung des WÜ ergeben sich dann 2 x 200 m).

Im Wuppertaler Stadtgebiet lassen sich unter diesen Randbedingungen mit Gaswärmepumpen etwa 15 % und mit Elektro-Wärmepumpen 27 % der geeigneten Kanallängen energetisch nutzen. Der Wert ist etwa doppelt so groß wie in Mülheim, was mit der verdichteten Bauweise mit mehreren großen Abnehmern in der Tallage Wuppertals zusammenhängt. Die Entzugsleistungspotenziale betragen 7,4 MW bei Gaswärmepumpen und 13,5 MW bei Elektro-Wärmepumpen. Der Temperaturabfall im letzten großen Sammler liegt mit 0,43 bzw. 0,79 K unter den geforderten 1 K und ist damit unbedenklich. Bei den angenommenen COP (1,7 bei Gas-WP und 5,5 bei Elektro-WP) berechnen sich die Heizleistungen der Wärmepumpen zu 18 bzw. 16,5 MW. Akteursbezogene Gründe führen zu einer realistischen Nutzung von max. 50 % obiger Werte. Zusammen mit der Einwohnerzahl von Wuppertal (350.333) beträgt das einwohnerspezifische energetische Wärmebereitstellungspotenzial aus kommunalen Abwasserkanälen 25 W pro Einwohner (gerechnet für Gaswärmepumpen).

In Wuppertal liegen neben den geeigneten Abwassersammelkanälen entlang der Talachse auch immer Fernwärmeleitungen (Abbildung 11.1), was wirtschaftlich problematisch ist. Daraus ergibt sich eine direkte Konkurrenzsituation, zumal die Fernwärme durch den Strukturwandel in Wuppertal nicht ausgelastet ist (Ohl 2015, S. 4).

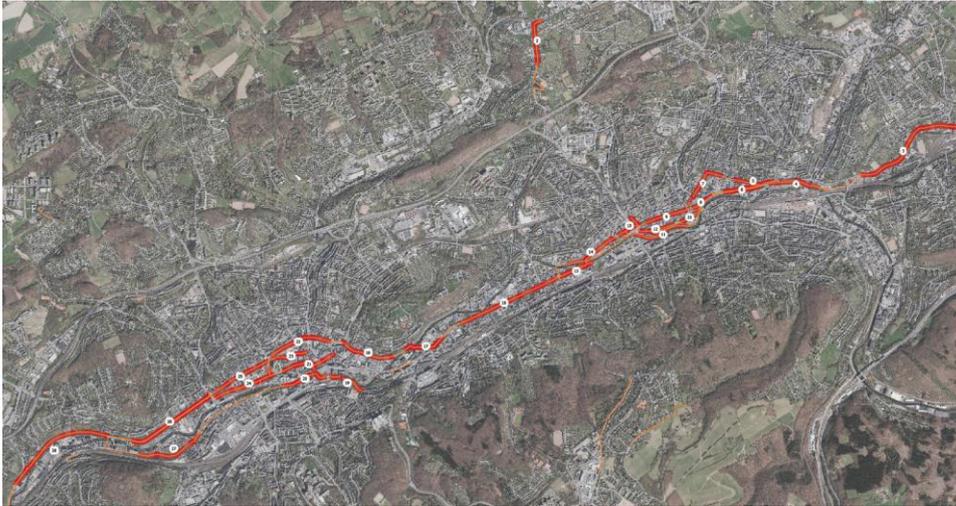


Abbildung 11.1 Kanäle und bewertete Kanalabschnitte in Wuppertal

Übergeordnetes Fazit

Das energetische Nutzungspotenzial geeigneter kommunaler Abwasserkanäle (Misch- oder Schmutzwasserkanal \geq DN 800) ist unter Berücksichtigung wirtschaftlicher Aspekte sowohl in Mülheim an der Ruhr als auch in Wuppertal nicht durch die Abwasserkanäle selbst, sondern durch das Fehlen von Gebäuden in ihrer Nähe (hier: 60 bzw. 200 m breitem Korridor entlang der Kanäle) mit ausreichend großem Wärmebedarf (hier: \geq 180.000 kWh Jahreswärmebedarf) begrenzt.

Des Weiteren steht Abwasserwärmenutzung in Konkurrenz zu anderen Wärme-/Kälte-Versorgungsmethoden. Die Technik ist Bauherren nur selten bekannt und Abwasserwärmenutzungskarten liegen häufig nicht vor. Gibt es eine Abwasserwärmenutzungskarte, so muss sie entsprechend beworben und kostenlos zugänglich gemacht werden (vgl. Kurzbericht zu: Müller, K. et al 2013, S. 18).

11.2 Rechtliche Aspekte

Zur Quantifizierung des Abwasserwärmenutzungspotentials sind überlagerte Wärmekatasterkarten und Kanalpläne unumgänglich. Datenschutzrechtliche Aspekte müssen bei der Erstellung beachtet werden. Wird die Erstellung fremdvergeben, ist ein entsprechender Vertrag sinnvoll (siehe z.B. Mustervertrag im Anhang von Müller, K. et al 2013).

Der Einbau eines Wärmeträgers in den Kanal kann Auswirkungen auf die Abflusskapazität des Kanals haben, insbesondere bei Starkregenereignissen. Der Kanal ist im Besitz des Kanalnetzbetreibers, Baumaßnahmen müssen mit ihm abgestimmt werden. Ein Mustervertrag hierzu findet sich im Anhang der (DWA-M 114).

Für Neubauten bzw. grundlegend renovierte öffentliche Gebäude gilt das Erneuerbare-Energien-Wärmegesetz (EEWärmeG) in der Fassung vom 7. August 2008. Es umfasst Anforderungen an den Einsatz erneuerbarer Energien zum Heizen und zum Kühlen von Gebäuden und definiert zulässige Ersatzmaßnahmen.

Für Anlagen mit Wärmepumpen/Kältemaschinen und Abwasser als Wärmequelle/-senke sind folgende beiden Vorgaben im EEWärmeG relevant:

1. Als zulässige Ersatzmaßnahme gelten Anlagen, wenn sie mindestens 50 % des Wärme- und Kältebedarfs unter Nutzung von Abwärme (Abwasser zählt als Abwärme) decken (§ 7 (1) 1.a)).
2. Zur Kältebereitstellung sind unter anderem Anlagen zulässig, die Kälte unmittelbar aus dem Erdboden oder aus Grund- oder Oberflächenwasser „entnehmen“ (Anhang Nr. IV 1.a)aa)).

Die erste Anforderung können Anlagen mit Wärmepumpen und Abwasser als Wärmequelle im reinen Heizbetrieb problemlos erfüllen. Werden die Anlagen im Sommer jedoch auch zur Kühlung eingesetzt, ist eine Erfüllung der zweiten Anforderung nur bei direkter Wärmeabfuhr ans Abwasser möglich (= freie Kühlung). Aufgrund des sommerlich hohen Temperaturniveaus des Abwassers (Abschnitt 8.4.1) sind hierzu Flächenkühlsysteme notwendig, z.B. groß ausgelegte Kühldecken oder Betonkernaktivierung.

12 Fazit und Ausblick zur Abwasserwärmenutzung

Aus den vorangegangenen Kapiteln lassen sich im Sinne von Fazit und Ausblick folgende Erkenntnisse ableiten:

Technik und Kosten

Die Anlagentechnik der Abwasserwärmenutzung ist ähnlich teuer wie die von Erdsonden. Bei reinen Heizanwendungen hat Abwasser als Wärmequelle für Wärmepumpen wegen seines höheren Temperaturniveaus gegenüber Erdsonden energetische Vorteile. Umgekehrt liegen die energetischen Vorteile bezüglich sommerlicher Kühlung bei den Erdsonden, weil ihr Temperaturniveau niedriger ist und mit ihnen freie Kühlung leichter möglich ist. Bei kombiniertem Betrieb von Heizung im Winter und aktiver Kühlung im Sommer gleichen sich bei den hier betrachteten Heiz- und Kühlbedarfen die jeweiligen ökologischen Vor- und Nachteile aus, sodass Abwasser und Erdsonden als Wärmequelle/-senke für Wärmepumpen/Kältemaschinen sehr ähnlich zu bewerten sind.

Die Technik der Wärmequellenerschließung ist bei Erdsonden wesentlich besser standardisiert als bei der Abwasserwärmenutzung. Bei letzterem müssen die Wärmeübertrager auf das jeweilige Kanalprofil (Rundprofil, Maulprofil etc.) und den Abwasserfluss abgestimmt werden. Die Stückzahlen sind bislang gering. Auswirkungen des eingebrachten Wärmeübertragers und seiner Anschlussleitungen auf Starkregenereignisse müssen mit dem Kanalnetzbetreiber abgestimmt werden und es ist ein Vertrag notwendig, der den Ein- und Ausbau des Wärmeübertragers regelt (siehe Mustervertrag in Anhang der (DWA-M 114)). Vorteile gegenüber Erdwärmesonden bietet die Abwasserwärmenutzung hinsichtlich des Platzbedarfes auf dem Baugrundstück, wichtig insbesondere bei Bestandsgebäuden.

Aufgrund geringer Stückzahlen, individueller Anpassung und Kosten für Umleitung des Abwassers beim Einbau des Abwasser-Wärmeübertragers lohnen sich Abwasserwärmenutzungsanlagen erst bei großen Heiz-/Kühllasten und Grundlastauslegung. In der Literatur werden Heizlasten von 15 kW ((Christ, Mitsdoerffer 2008, S. 8), eher nicht nachvollziehbar), 100 kW (Schinnerl u. a. 2007, S. 27) und 200 kW (Müller, Stodtmeister, Kobel 2002, S. 36) genannt. Die Ergebnisse in diesem Projekt zeigen bei jahresmittleren Abwassertemperaturen größer 15 °C nach ökologischen und ökonomischen Kriterien paretooptimierte Auslegungen bei etwa 60 % Leistungsanteil der Gas-Sorptionswärmepumpe an der Heizlast und etwa 60 % Leistungsanteil der elektrischen Kompressionskältemaschine an der Kühllast. Bei reinen Heizanwendungen liegt der Anteil der Gas-Sorptionswärmepumpe paretooptimal etwas niedriger bei 40 bis 50 % der Heizlast. Diese Leistungsanteile liegen nahe an dem von (Hubacher, Bernal, Ehrbar 2010, S. 21) genannten Wert von 50 %, wobei sich dieser Wert auf eine Analyse an einer Grundwasserwärmepumpenanlage stützt (Ehrbar, Hubacher 2006, S. 56). Es ergeben sich bei Abwasserwärmenutzung keine kurzen Amortisationszeiten, was potentielle Investoren abschreckt. Eine Förderung der Technologie, wie sie derzeit durch das Umweltinnovationsprogramm geschieht, ist daher sinnvoll.

In Bezug auf die Art von Wärmepumpe bzw. Kältemaschine zur Nutzung von Abwasser als Wärmequelle/-senke ist zu unterscheiden, wie groß der sommerliche Kühlbedarf im Vergleich zum winterlichen Heizwärmebedarf ist.

1. Bei geringem Kühlbedarf bis etwa 30 % des Heizwärmebedarfes sind Gas-Sorptionswärmepumpen/Kältemaschinen zu empfehlen. Sie führen unter den gewählten Randbedingungen bei allen betrachteten Umweltindikatoren zu besseren Ergebnissen als ein konventionelles Vergleichssystem (Gasbrennwertkessel + elektrische Kompressionskältemaschine mit Rückkühlung an Außenluft), bei leicht erhöhten Jahresgesamtkosten. Abwassergekoppelte Elektro-Wärmepumpen/Kältemaschinen sind demgegenüber bzgl. Primärenergieverbrauch, CO₂- und TOPP-Ausstoß nochmals besser, weisen aber deutlich höhere Jahresgesamtkosten und SO₂-Emissionen auf. Bei der Gesamtbewertung dieser Variante ist folglich die Gewichtung der Bewertungskriterien untereinander sehr entscheidend. Analoges gilt für eine Kombination von Gas-Sorptionswärmepumpe zum Heizen und elektrischer Kompressions-Kältemaschine zum Kühlen. Diese Variante führt wiederum im Vergleich zur reinen Gas-WP/KM bei allen Umweltaspekten zu deutlich besseren Bewertungen, führt jedoch zu Jahresgesamtkosten knapp unterhalb des Niveaus einer Elektro-WP/KM, sodass auch hier die Gesamtbewertung von der Gewichtung der ökologischen und ökonomischen Bewertungskriterien im konkreten Anwendungsfall abhängt.
2. Bei steigenden Kältebedarfen wirkt sich der schlechte Wirkungsgrad der Gas-Sorptionswärmepumpe/ Kältemaschine im Kühlbetrieb immer stärker aus, sodass elektrische Kompressionsmaschinen ihre energetischen Vorteile gegenüber Gas-Sorptionsgeräten in Summe weiter ausbauen.

Anwendungspotential

Die Ermittlung des Anwendungspotentials ist am einfachsten durch die Überlagerung von Wärmekatasterkarten und Kanalplänen möglich und kann fremdvergeben werden (siehe z.B. Mustervertrag in (Müller, K. et al 2013)). Häufig fehlen jedoch Informationen zu den realen Abwasserflüssen und zu den zu erwartenden Temperaturen in den Kanälen über einen längeren Zeitraum. Demnach ist bei der Bewertung eines potentiellen Standortes eine länger andauernde Messung sinnvoll bzw. notwendig. Dies ist ein Nachteil gegenüber anderen (regenerativen) Wärmequellen wie Solarthermie und Geothermie, bei der die Datengrundlage durch Geothermie- und Solarkarten wesentlich besser ist.

Liegt eine Abwasserwärmenutzungskarte vor, so muss sie entsprechend beworben und kostenlos zugänglich gemacht werden (vgl. Kurzbericht zu: Müller, K. et al 2013), sodass Investoren diese Technologie bei Sanierungen bzw. Neubauten berücksichtigen können. Ein gutes Beispiel bietet hier Köln (Roostai 2015).

Abwasserwärmenutzung hat einen geringen Bekanntheitsgrad. Durch die steigende Anzahl an Leuchtturmprojekten, Vernetzung und Werbung durch Verbände wie die „Themenallianz Abwasserwärmenutzung“²³ kann der Bekanntheitsgrad gesteigert werden.

Abwasserwärmenutzung ist schwierig umzusetzen, da diverse Akteure zusammenkommen müssen, nicht nur Planer, Bauherr und ggf. Stadtwerk, sondern in jedem Falle auch der Kanalnetzbetreiber.

In dicht besiedelten Gebieten gibt es eine Konkurrenz zu Wärmenetzen, vornehmlich gespeist aus Kraft-Wärme-Kopplung. Abwasserwärmenutzung stellt jedoch eine Form der Abwärmenutzung dar, die nach umweltpolitischen Gesichtspunkten gegenüber der Erzeugung aus fossilen Energieträgern (auch KWK) zu bevorzugen ist, insbesondere bei Verwendung erneuerbarer Energieträger zum Antrieb der eingesetzten Wärmepumpen und Kältemaschinen. Insofern wäre in Gebieten, in denen Abwasser als Wärmequelle/-senke wirtschaftlich nutzbar ist, über einen Benutzungszwang analog zur Fernwärme nachzudenken. Auch eine Integration mittels Großwärmepumpe in bestehende Fernwärmenetze ist sinnvoll. Entsprechende Verordnungen müssten die Städte/Gemeinden veranlassen.

Ausblick

Das ausführliche Simulationsmodell sollte nun für Detailuntersuchungen genutzt werden, um Hydraulik, Regelung und Komponentendimensionierung weiter zu optimieren. Der Bau und das Monitoring einer Pilotanlage würde hierzu ebenfalls wertvolle Hinweise liefern.

Ökologische und ökonomische Bewertungen von Energieversorgungssystemen sind abhängig von den gewählten Randbedingungen. Die Emissionsfaktoren für Strom und Gasanwendungen werden sich durch den stetigen Ausbau erneuerbarer Energien stark ändern, insbesondere mit Hinblick auf den kürzlich beschlossenen Kohleausstieg. Es liegen diverse Studien vor, aus denen eine recht genaue Zusammensetzung der Bruttostromerzeugung hinsichtlich der Quellen hervorgeht. Zu der Erzeugungszusammensetzung im Gasnetz treffen diese Studien aber stark abweichende und recht unkonkrete Aussagen²⁴.

Eine Konsequenz aus der hohen Bedeutung der Randbedingungen auf die gesamte Systembewertung sollte die Entwicklung und Bereitstellung eines Tools sein, das einem Nutzer (Bauherr oder Planer) die individuelle Vorgabe relevanter Randbedingungen gestattet, angepasst an den jeweiligen Anwendungsfall, und ihm in kurzer Zeit paretooptimale Lösungen anbietet. Hierfür sind Simulationen mit der CARNOT-Toolbox unter MATLAB-Simulink zu zeitaufwändig. Als Lösungen bieten sich zum Beispiel die Approximation umfangreicher Simulationsstudien durch Künstliche Neuronale Netze oder schnellere vereinfachte Berechnungen auf Stundenschrittbasis an.

²³ <https://www.abwasserwaermenutzung.com>

²⁴ „Power-to-Gas ist für eine 80%ige Reduktion der deutschen Treibhausgasemissionen nicht erforderlich bzw. nicht wirtschaftlich“ (Pfluger u. a. 2017, S. 335).

„Ist in der Nähe keine effiziente Abwärmenutzung möglich, wird das Biogas aufbereitet, ins Gasnetz eingespeist und anderenorts in einer KWK-Anlage verstromt.“ ... „In Elektrolyseanlagen kann ... Wasserstoff erzeugt werden, der anschließend gegebenenfalls in synthetisches Methan umgewandelt und wie Erdgas verteilt und genutzt werden kann. Das Verfahren ist eine wichtige Speicheroption ...“ (Kunz, Kirrman 2016, S. 22,29) → keine Aussage zu den Anteilen des Biogases im Gasnetz, im Gegensatz zu (Pfluger u. a. 2017, S. 335) aber Berücksichtigung von Power to Gas.

„Die verbleibenden Brennstoffe aus Biomasse, Erdgas und ggf. synthetischem Methan werden in stark vereinfachter Form als universell im Strom-Wärme-System nutzbar erachtet“ (Henning, Palzer 2013, S. 13) → keine Spezifizierung der Zusammensetzung im Gasnetz.

13 Anhang

13.1 Flussdiagramm zur Methodik

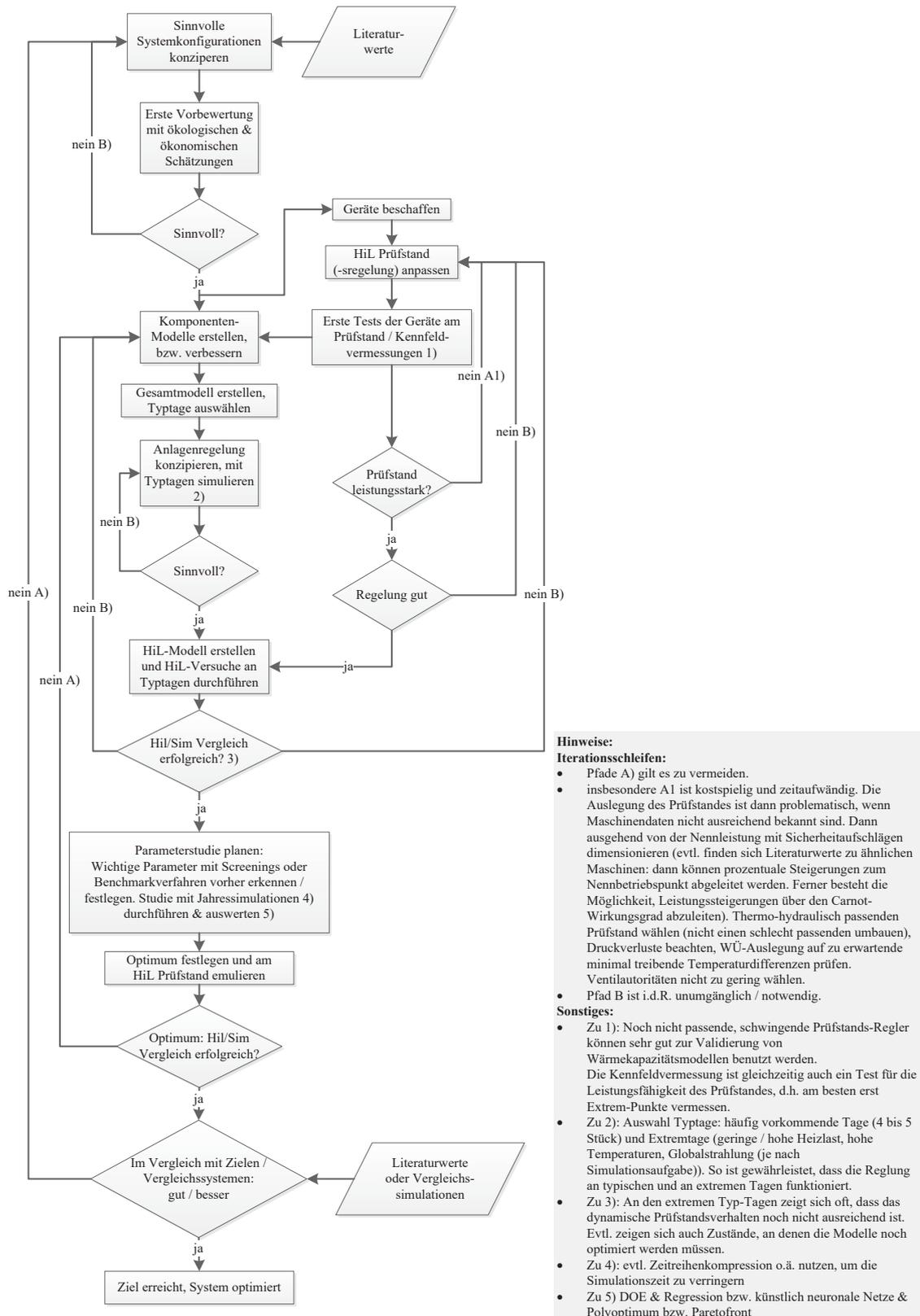


Abbildung 13.1 Vorgehensweise bei Systemoptimierungen mithilfe von HiL-Experimenten und Rechnersimulationen

13.2 Angepasste Standardmodelle der CARNOT-Toolbox

13.2.1 Kompressions-Kältemaschine

Um verschiedene Kälteleistungen zu simulieren, wurde ein skalierbares Modell eines Kaltwassersatzes entwickelt. Es basiert auf dem Standardwärmepumpenmodell in CARNOT und ist auf das Verhalten eines Kaltwassersatzes angepasst. Abbildung 13.2 zeigt die möglichen Eingabeparameter. Im Reiter Parameter werden als Standardwerte der COP und die nominale Kälteleistung bei Rückkühlwasser-/Kaltwassereintrittstemperaturen von 30/12 °C eingegeben. Das Verhalten bei abweichenden Temperaturen wird durch hinterlegte Regressionsgleichungen ermittelt, die auf die Standardwerte normiert sind. Eine Dauerleistung durch eingeschaltete Regler o. Ä. kann auch hinterlegt werden. Abbildung 13.3 zeigt die angesprochenen Regressionskurven. Sie sind angepasst an die Baureihe WKK der Firma ONI. Die Eingabe eigener Werte ist über das Popupmenü möglich (Wechsel von *standard* auf *userdefined*).

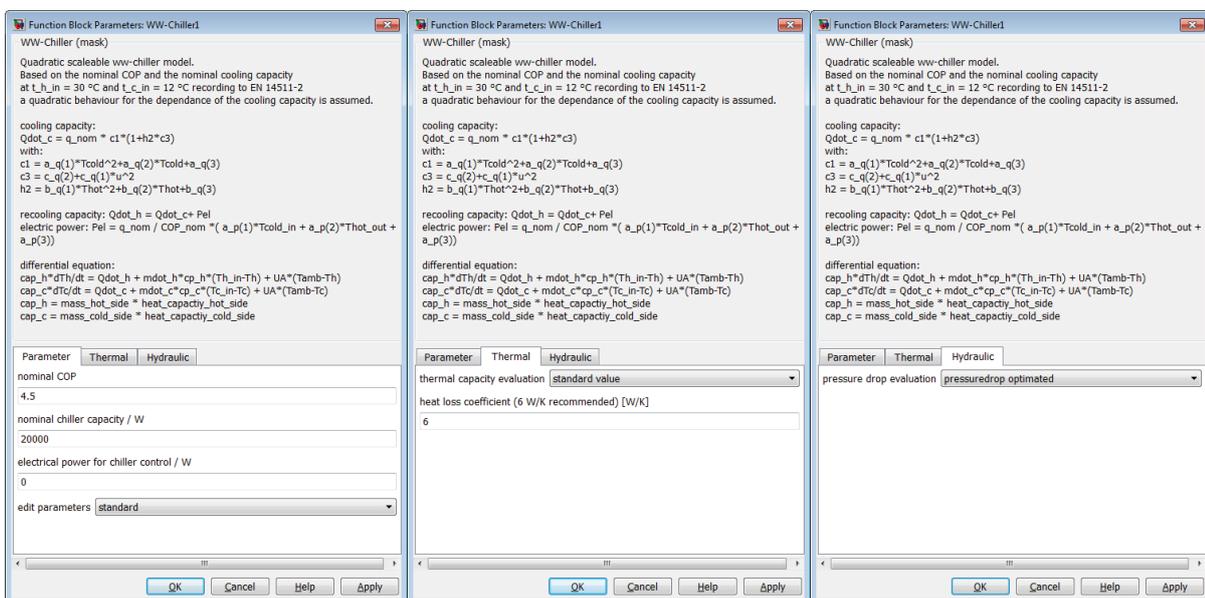


Abbildung 13.2 Eingabeparameter des skalierbaren Kompressionskältemaschinenmodells

Der Reiter *Thermal* enthält Wärmeverlustrückkoeffizienten und Werte für typische Wärmekapazitäten. Auch hier ist eine *userdefined* Einstellung möglich. Die Standardwerte bei 20 kW betragen 193550 J/K und werden in Abhängigkeit der Kälteleistung skaliert. Grundlage für die Skalierung sind Wasserinhalte von Wärmepumpen der Firma Viessmann (Abbildung 13.4). Der Wert für die Wärmekapazität wurde durch Anpassen an Messdaten einer Viessmann Vitocal 300 G aus (Adam u. a. 2017) ermittelt.

Der Reiter *Hydraulic* enthält die linearen und quadratischen Wärmeverlustrückkoeffizienten. Neben der *userdefined* Einstellung ist die Einstellung *standard* und *pressuredrop optimized* möglich. Diese Werte sind an Wärmepumpen/Kältemaschinen der Firmen Cofely bzw. Viessmann angepasst (Abbildung 13.5).

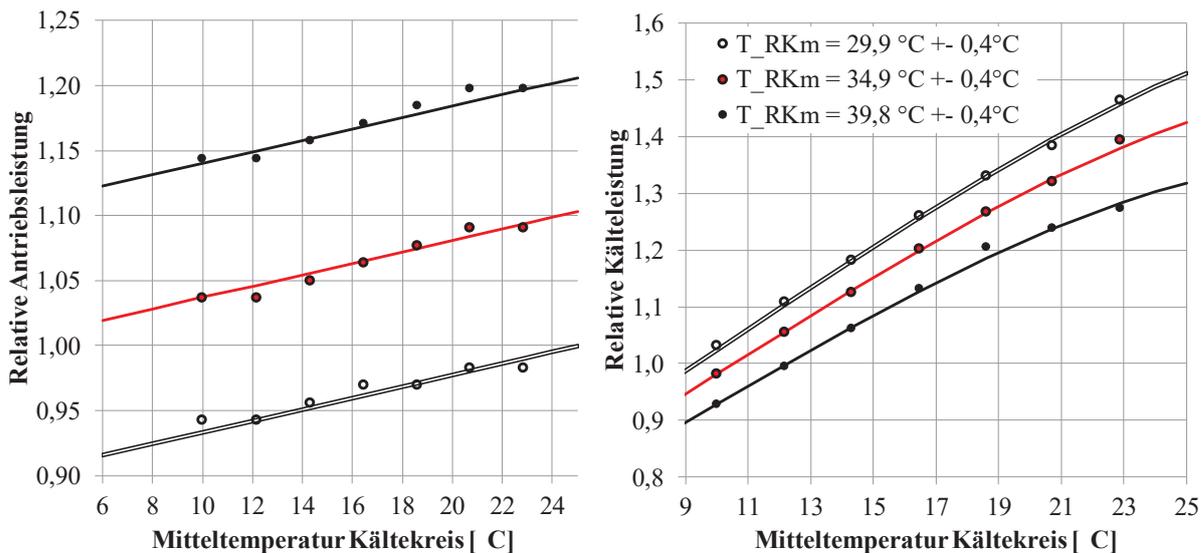


Abbildung 13.3 Anpassungsfunktionen der nominellen Kälteleistung im Modell der Kompressionskältemaschine an von Normbedingungen abweichende Eintrittstemperaturen (Kürzel: RK = Rückkühlung)

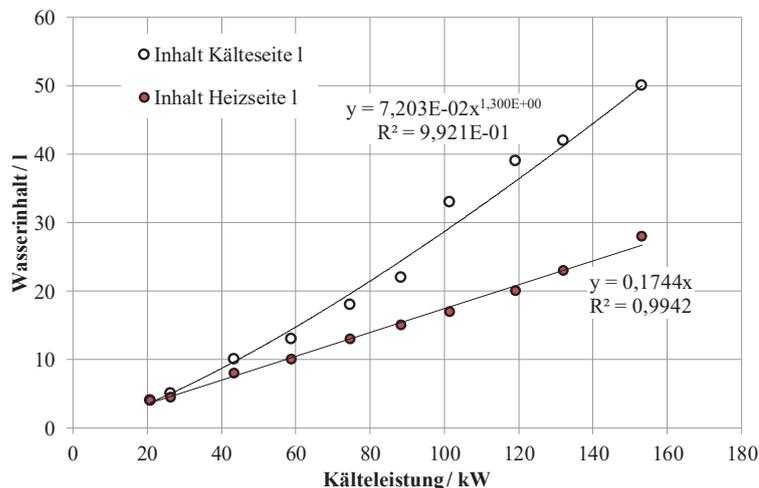


Abbildung 13.4 Relativer Wasserinhalt im Modell der Kompressionskältemaschine zur Anpassung der thermischen Masse

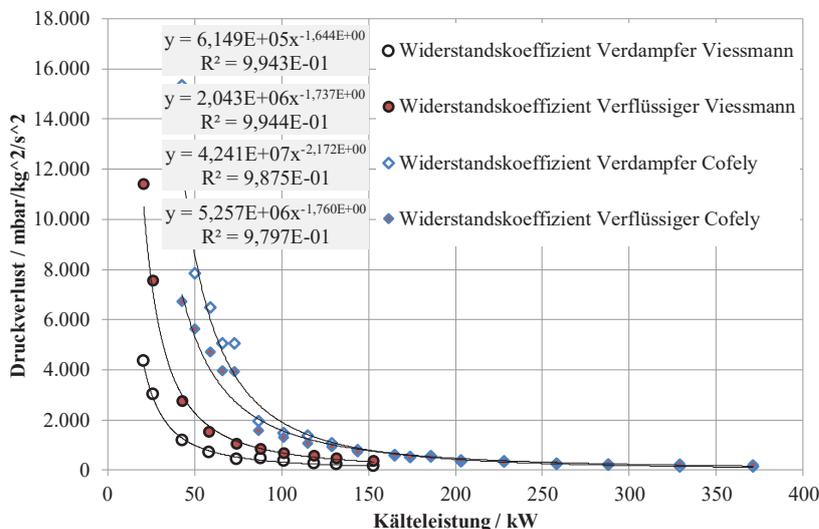


Abbildung 13.5 Quadratischer Widerstandskoeffizient verschiedener Wärmepumpen/Kältemaschinen

13.2.2.2 Thermostatventil

Als Alternative zum *valve_thermostatic* aus der CARNOT-Toolbox wurde ein von der Firma Viessmann überarbeitetes Ventilmodell verwendet, bei dem als Eingangsparameter der kv und kvs-Wert zu übergeben ist. Mithilfe eines Datenblatts der Firma Oventrop (Oventrop GmbH & Co. KG 2010) konnten die Werte des Thermostatventils AV6, DN 25 in die Maske eingetragen werden. Ausgewählt wurde der gängige 2 Kelvin-Regelproportionalbereich mit einem kv-Wert von 0,65 m³/h und einem kvs-Wert von 0,9 m³/h. Der kvs-Wert beschreibt den maximalen Durchfluss eines Ventils bei kompletter Öffnung und einem Druckverlust von 1 bar. Die Stellung des Thermostatventils steuert in der Simulation auch die Drehzahl der Heizkreispumpe. Dazu wird der Ausgang *posvent* verwendet. Dieses Vorgehen bildet vereinfachend die Differenzdruckregelung der Heizkreispumpe ab (siehe Abschnitt 13.2.3). Das Thermostatventil befindet sich im Modell unmittelbar vor dem Heizkörper. In Abbildung 13.7 und Abbildung 13.8 ist das Heizkörpermodell mit vorgeschaltetem Thermostatventil und die Eingabemaske mit den Parametern des Thermostatventils zu sehen.

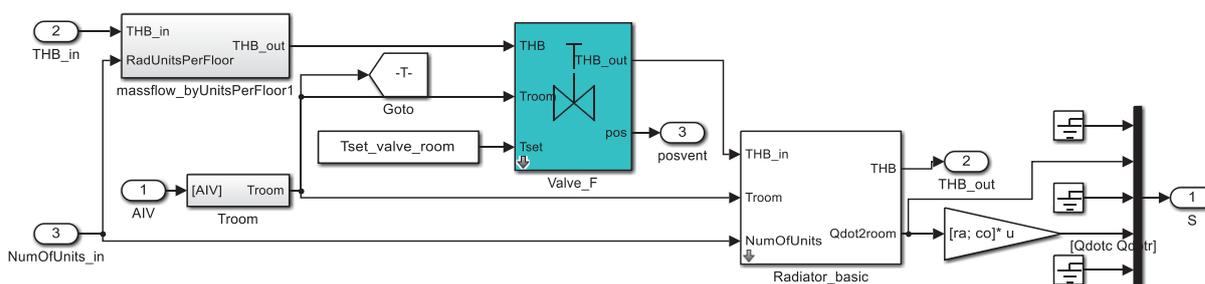


Abbildung 13.7: Heizkörpermodell mit Thermostatventil

Abbildung 13.8: Eingabemaske Thermostatventil

13.2.2.3 Fensterfläche und Verschattung

Der Fensterflächenanteil relativ zur Wandfläche wird mit 75 % angenommen. Von dieser Fläche sind wiederum 75 % zu 100 % verschattet, was einen entsprechenden ausliegenden Sonnenschutz voraussetzt.

13.2.2.4 Interne Lasten: Personenbelegungsprofil

Die Wärmeabgabe der sich im Gebäude befindlichen Personen wird über ein Belegungsprofil der (VDI 2078, S. 22,27) ermittelt. Das Belegungsprofil, welches die prozentuale Gleichzeitigkeit der anwesenden Personen über einen Arbeitstag darstellt, wird in der Maske des Hausmodells unter *Internal Heat Source* hinterlegt. In Abbildung 13.9 ist das Belegungsprofil dargestellt. Ferner ist der Aktivitätsgrad der Personen wichtig, welcher in dieser Simulation mit *l - relaxed work (home, office, school)* angesetzt ist. Die damit definierte Gesamtwärmeabgabe einer Person bei einer sitzenden Tätigkeit im Büro bei 24 °C Umgebungstemperatur beträgt 125 W (VDI 2078, S. 27).

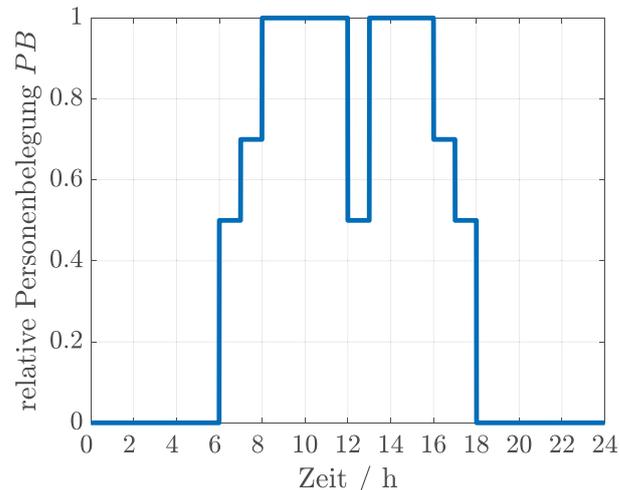


Abbildung 13.9: Personenbelegungsprofil nach (VDI 2078, S. 22)

Da das Belegungsprofil dimensionslos ist, ist noch die Anzahl an Arbeitsplätzen festzulegen (Gleichung (13.1)). Für ein Großraumbüro können 15 m² für einen Arbeitsplatz gelten (Annahme Großraumbüro mit Verkehrsräumen gemäß der: (Technische Regeln für Arbeitsstätten ASR A1.2, S. 5)).

$$N_{\text{Personen}} = \frac{A_{\text{Raum}}}{15 \text{ m}^2/\text{Person}} \quad (13.1)$$

Durch den Aktivitätsgrad ergibt sich auch eine CO₂-Abgabe durch Atmung in den Raum. Die Lüftung erfolgt im winterlichen Heizbetrieb über Fensterlüftung und ein angenommenes ideales Nutzerverhalten: ab einer Schwelle von 1000 ppm CO₂ in der Raumluft wird gelüftet, bis ein Wert von 700 ppm erreicht ist. Dabei wird eine Luftwechselrate von 1,2 Luftwechseln pro Stunde angenommen. Anschließend ist das Fenster geschlossen und die Luftwechselrate ist gleich 0. Im sommerlichen Kühlbetrieb wird hingegen eine dauerhafte Fensterlüftung mit einer Luftwechselrate von 0,7 angenommen (Richter u. a. 2003, S. 6).

13.2.2.5 Interne Lasten: Leuchtmittel

Das Beleuchtungsprofil (Abbildung 13.10) wurde für einen Wintertag angenommen. Da in vielen Büroräumen nur ein zentraler Lichtschalter vorhanden ist, ist die Schaltung der Leuchtmittel nur bedingt von der Anzahl der arbeitenden Personen abhängig. Eine Ausnahme stellt hier die Mittagspause dar. Aufgrund der häufig kollektiv genutzten Arbeitspause ist hier nur die Hälfte der Lampen aktiv.

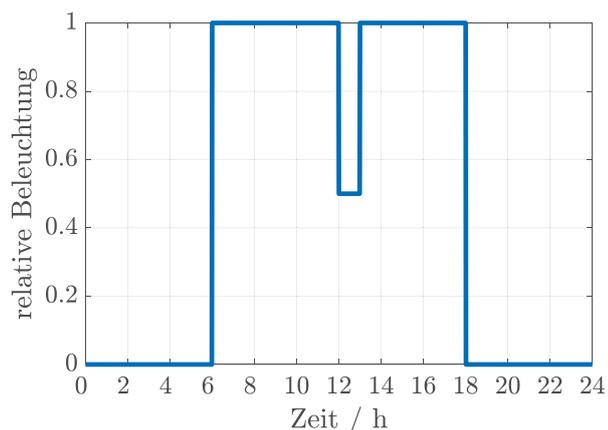


Abbildung 13.10: Beleuchtungsprofil

Bei einer Globalstrahlung über 240 W/m^2 wird das Beleuchtungsprofil in der Simulation deaktiviert, da durch den großen Fensterflächenanteil (75 % der Wände) das Tageslicht zur Beleuchtung ausreicht. Diese Grenze wurde durch eigene Erfahrung und Messung der Globalstrahlung mit einem Pyranometer auf dem Hochschulgebäude mit ähnlich hohem Fensterflächenanteil ermittelt. Diese Helligkeitsregelung ist im Hausmodell unter dem Subsystem für die inneren Wärmeeinträge über einen *Switch*-Block, wie in Abbildung 13.11 zu sehen, implementiert.

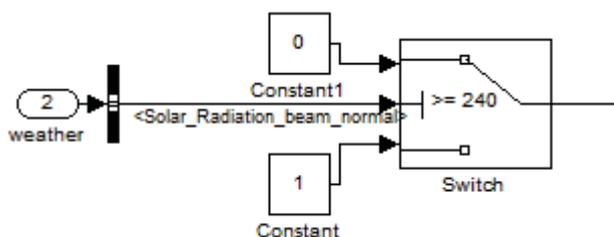


Abbildung 13.11: Globalstrahlungssteuerung der Beleuchtung

Für einen EDV-Arbeitsplatz ist eine horizontale Beleuchtungsstärke von 500 lx ($\text{lx}=\text{lm/m}^2$) vorgeschrieben (DIN 5035-7, S. 30). Aus der Lichtausbeute und der Nennleistung der verschiedenen Leuchtmittel lässt sich die dafür benötigte Anzahl an Leuchten ermitteln (siehe Gleichung (13.2) für die im Modell benutzten Leuchtstofflampen).

$$N_{\text{Lampen}} = \frac{500 \text{ lm/m}^2 \cdot A_{\text{Raum}}}{90 \frac{\text{lm}}{\text{W}}} \quad (13.2)$$

Im m-file zu dem Gebäudemodell sind auch technische Daten zu anderen Leuchtmitteln hinterlegt (siehe Abbildung 13.12).

Lichtquelle	El. Leistung (Watt)	Lichtstrom (Lumen)	Lichtausbeute (lm/W)
Glühlampe	75	900	12
Leuchtstofflampe	58	5400	90
Natrium-Niederdruck	130	26000	200
Hg-Hochdruck	1000	58000	58
Halogen	65	1600	25
Halogen Reflektor 10 Grad	50	-	-
Halogen Reflektor 60 Grad	50	-	-
Luxeon LED	1	18	18

Abbildung 13.12: Technische Daten verschiedener Leuchtmittel (Plate 2018)

13.2.2.6 Interne Lasten: Geräte

Die Wärmelast von Geräten in Bürogebäuden beträgt als Standard laut (DIN EN 13779, S. 60) 100W pro Person. Dieser Wert wird mit der Anzahl der im Raum befindlichen Personen (N_{Personen}) multipliziert (gemäß Personenbelegungsprofil $PB(t)$ siehe Abschnitt 13.2.2.4).

$$P_{el, \text{Personen}} = 100 \text{ W} \cdot PB(t) \cdot N_{\text{Personen}} \quad (13.3)$$

13.2.3 Differenzdruckgeregelte Pumpe

Für die Versorgung der Heizkörper soll, wie in sanierten Gebäuden üblich, eine drehzahlgeregelte Pumpe mit dpc-Regelung (Regelung zur Konstanthaltung der Druckdifferenz) zum Einsatz kommen. Bisher ist in der CARNOT-Toolbox keine drehzahlgeregelte Pumpe enthalten. Die Umsetzung erfolgt hier im Rahmen einer betreuten Masterarbeit (Kowalski 2015) über eine abgeänderte *simple pump*, die lediglich einen Volumenstrom erzeugt. Dieser Volumenstrom wird nun über ein geeignetes Signal, das sich aus der simulierten Stellung der Heizkörperventile ableitet, verändert. Als Grundlage hierfür dient der simulierte Druckverlust bei verschiedenen Ventilstellungen (siehe Abbildung 13.13).

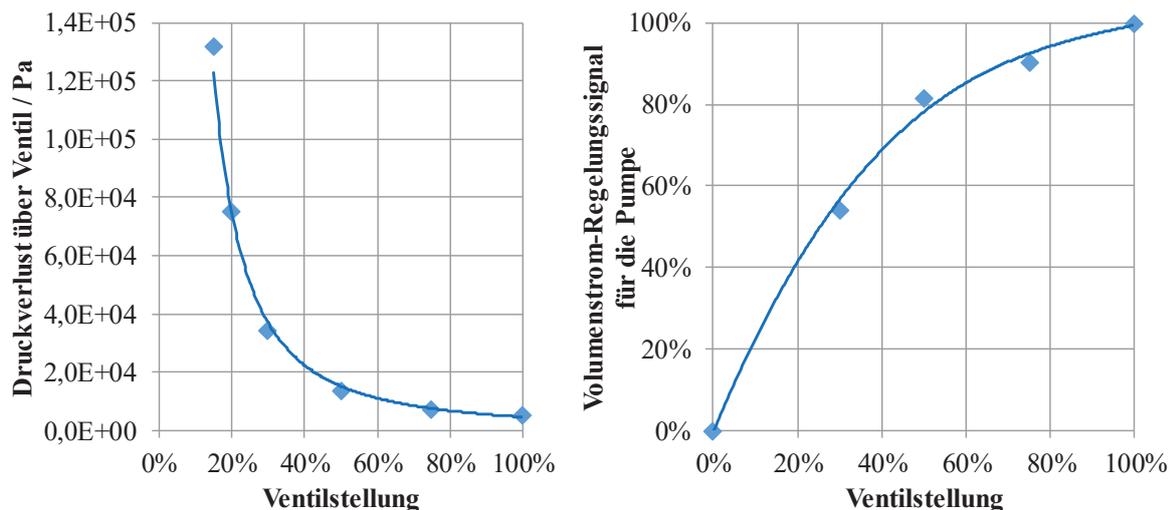


Abbildung 13.13 Druckverluste im Thermostatventil und abgeleitetes Regelungssignal für die Pumpe aus der Ventilstellung

Die Umsetzung im Simulink ist in Abbildung 13.14 gezeigt. Im Block 1. wird aus der Ventilstellung (*control*) über ein Look-Up Table der Druckverlust am Ventil und anschließend in Block 2. der zugehörige Volumenstrom ermittelt. Die Werte werden an die Pumpe in Block 3. weitergegeben. Unter 4. erfolgt die Berechnung der Austrittstemperatur aus der Pumpe unter Berücksichtigung von thermischer Trägheit und Wärmeverlusten.

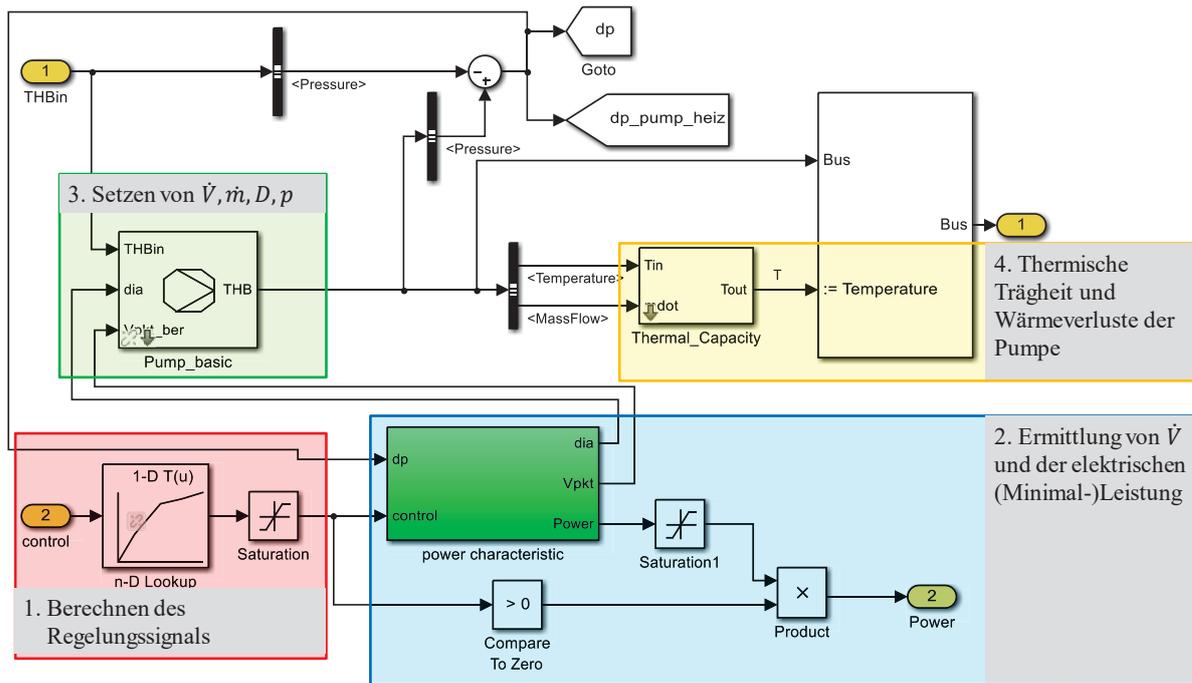


Abbildung 13.14 Erste Unterebene des Modells der Pumpe

Das Subsystem *power characteristic* (Pos. 2 in Abbildung 13.14) beinhaltet folgende, vom Pumpentyp abhängige Kennwerte: maximale Förderhöhe (H_{max}), maximaler Volumenstrom (V_{max}), Volumenstrom bei maximalem Wirkungsgrad ($V_{\eta_{max}}$), ausgewählte Pumpenstufe ($Stage_{\%}$) und Durchmesser am Ein-/Austritt der Pumpe (dia) (siehe Abbildung 13.15).

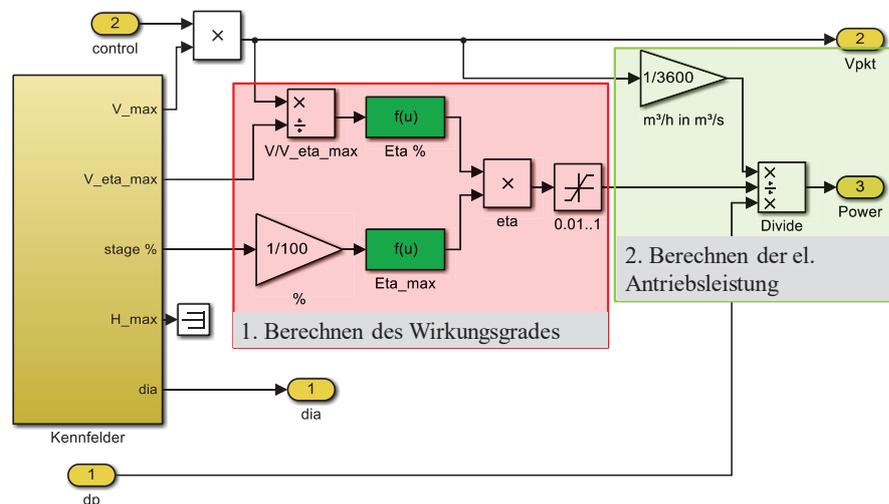


Abbildung 13.15 Subsystem *Kennfelder + Berechnungen*

Die Berechnung des Wirkungsgrades (Punkt 1. in Abbildung 13.15) erfolgt aus Polynomen gemäß Abbildung 13.16. Da der Wirkungsgrad ohne Fördermenge gegen Null strebt und bei der Leistungsberechnung (Punkt 2. in Abbildung 13.15) durch den Wirkungsgrad geteilt wird (gemäß Gleichung (8.32), S. 91), wird der Wirkungsgrad auf einen Minimalwert von 0.01 begrenzt.

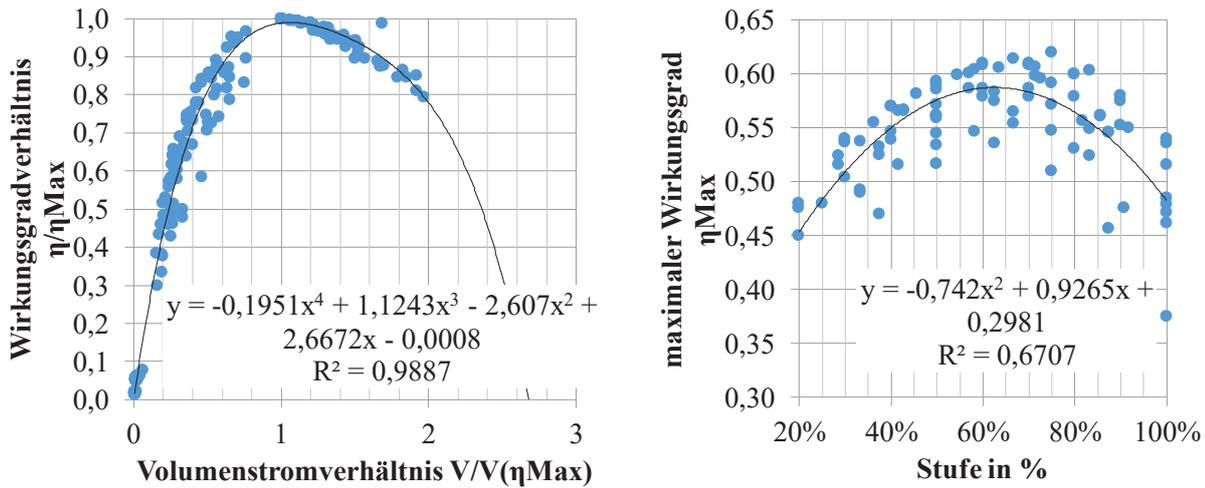


Abbildung 13.16 Regressionsfunktionen für die Abhängigkeiten des Wirkungsgradverhältnisses η/η_{max} von $\dot{V}/\dot{V}(\eta_{Max})$ und des maximalen Wirkungsgrades η_{max} von der eingestellten Pumpenstufe aus der Analyse zahlreicher Pumpen der Wilo Stratos Serie

Abbildung 13.17 zeigt das Zusammenspiel zwischen der Stellung des Heizkörper-Thermostatventils mit anderen Größen im Heizungskreis des Gebäudes.

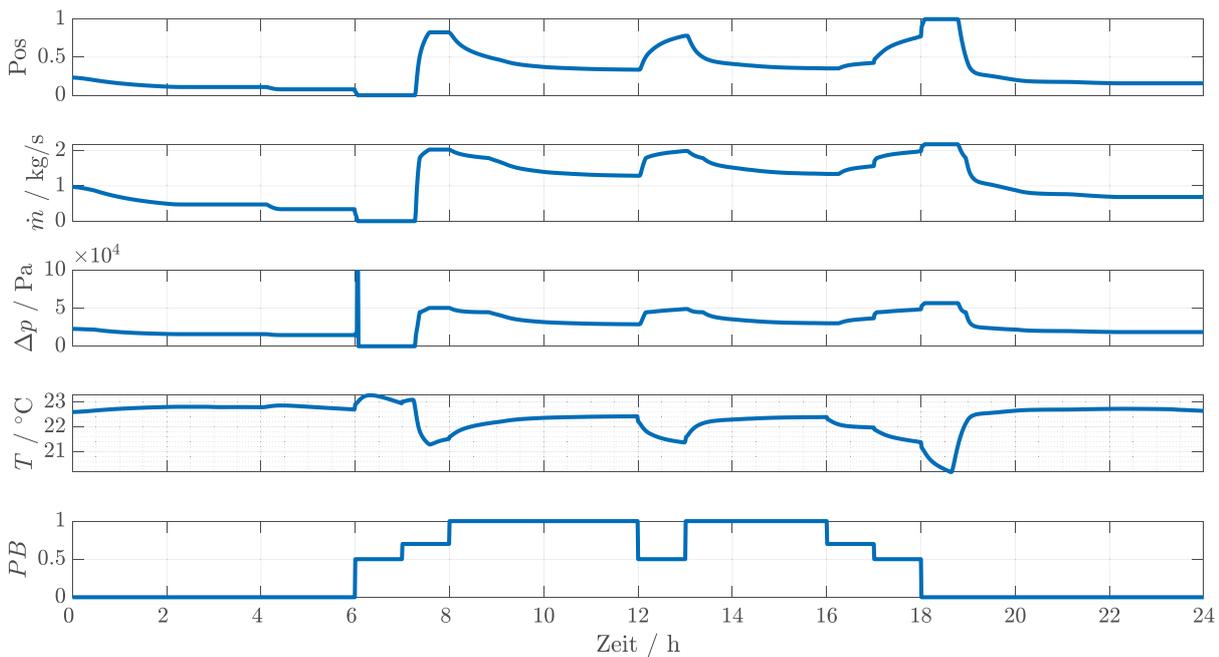


Abbildung 13.17 Zusammenspiel am Typtag 2 zwischen Stellung des Heizkörper-Thermostatventils P_{os} , Massenstrom \dot{m} und Druckaufbau Δp der Pumpe, der Raumtemperatur T und der relativen Personenbelegung P_B

13.2.4 Rohrleitungen

Die in den Modellen genutzten Rohrleitungen sind mit typischen Längen und Einbauteilen (Fittinge) versehen. Zur Parametrierung der Rohre sind Druckverlustkoeffizienten in Abhängigkeit des Massenstromes und Wärmeverlustkoeffizienten notwendig. Diese Koeffizienten werden mithilfe von Exceltabellen ermittelt. Für den äußeren Wärmeübergangskoeffizienten gilt folgende vereinfachte Gleichung für Luft von GLÜCK (Recknagel, Sprenger, Schramek 2012, S. 215):

$$\alpha_a = 1,23 \frac{\Delta T \left(\frac{1}{4} + \frac{1}{10} D_a \right)}{D_a^{1/4}} \quad (13.4)$$

Druckverluste werden durch Berücksichtigung der ζ -Werte für typische Einbauten (entnommen aus den Tabellen in (Recknagel, Sprenger, Schramek 2012, S. 310,311)) und durch Berechnung des Rohrdruckverlustes mit der Gleichung von CHURCHILL (Churchill 1982) ermittelt. Die Gleichung von CHURCHILL lautet unter Berücksichtigung der relativen Rauheit k_s/D und der REYNOLDS-Zahl Re (siehe Gleichung (8.25)):

$$\lambda = 8 \cdot \left(\left(\frac{8}{Re} \right)^{12} + \left(\left(-2,456 \cdot \ln \left(\left(\frac{7}{Re} \right)^{0,9} + \frac{1}{3,7} \frac{k_s}{D} \right) \right)^{16} + \left(\frac{37530}{Re} \right)^{16} \right)^{-\frac{3}{2}} \right)^{\frac{1}{12}} \quad (13.5)$$

Aus den berechneten Werten wird ein quadratischer Druckverlustkoeffizient für das Rohrleistungssystem im Haus abgeleitet.

13.3 Messunsicherheit am HiL-Prüfstand für Leistung und Wirkungsgrad

Die Messunsicherheit einer aus mehreren Messgrößen berechneten Größe y ergibt sich durch die Multiplikation der einzelnen Messunsicherheiten jeder Messgröße x mit der partiellen Ableitung der Berechnungsfunktion nach der jeweiligen Messgröße. Das Ergebnis wird quadriert und über alle Messgrößen aufsummiert (Gleichung (13.6) nach (Adunka 2007, S. 51)):

$$s_y = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial y}{\partial x_i} \cdot s_{x_i} \right)^2} \quad (13.6)$$

Für die Wärmemengen in Heiz und Kaltwasserkreis (Index $i = \{NT, HT\}$, Gleichung (13.7)) ergibt sich folgende Gleichung für die Messunsicherheit (13.8):

$$\dot{Q}_i = \rho_i \cdot c_{p,i} \cdot \dot{V}_i \cdot \Delta T_i, \quad (13.7)$$

$$s_{\dot{Q}_i} = \rho_i \cdot c_{p,i} \cdot \sqrt{(s_{\dot{V}_i} \cdot \Delta T_i)^2 + (s_{\Delta T_i} \cdot \dot{V}_i)^2} \quad (13.8)$$

Die Stoffwerte werden hierbei nicht abgeleitet, da sie sich in dem betrachteten Temperaturbereich nur geringfügig ändern. Bei der Berechnung für Heiz-/Kaltwasserkreis wird dann auf die jeweiligen Stoffdaten/Messwerte für den betrachteten Kreis zurückgegriffen. Die mit obiger Gleichung (13.8) ermittelten Messunsicherheiten zeigt Abbildung 8.57 in Abschnitt 8.7.2.

Für die Wärmemenge des zugeführten Erdgases (Bezug zum Heizwert H_i , Abweichungen vom Normzustand über Zustandszahl Z , Gleichung (13.9)) ergibt sich die folgende Gleichung für die Messunsicherheit (13.10):

$$\dot{Q}_{Gas} = \dot{V}_{Gas} \cdot H_i \cdot Z = \dot{V}_{Gas} \cdot H_i \cdot \frac{p_{Gas}}{T_{Gas}} \cdot \frac{T_N}{p_N}, \quad (13.9)$$

$$s_{\dot{Q}_{Gas}} = \frac{T_N}{p_N} \cdot \quad (13.10)$$

$$\sqrt{\left(\frac{H_i \cdot p_{Gas}}{T_{Gas}} \cdot s_{\dot{V}_{Gas}} \right)^2 + \left(\frac{\dot{V}_{Gas} \cdot p_{Gas}}{T_{Gas}} \cdot s_{H_i} \right)^2 + \left(\frac{\dot{V}_{Gas} \cdot H_i}{T_{Gas}} \cdot s_{p_{Gas}} \right)^2 + \left(\frac{\dot{V}_{Gas} \cdot H_i \cdot p_{Gas}}{-T_{Gas}^2} \cdot s_{T_{Gas}} \right)^2}$$

Für den Wirkungsgrad GUE der Heiz und Kaltwasserseite (Index $i = \{NT, HT\}$ (13.11)) ergibt sich folgende Gleichung für die Messunsicherheit (13.12):

$$GUE_i = \frac{\dot{Q}_i}{\dot{Q}_{Gas}} = \rho_i \cdot c_{p,i} \cdot \frac{p_N}{T_N} \cdot \frac{\dot{V}_i \cdot \Delta T_i}{\dot{V}_{Gas} \cdot H_i} \cdot \frac{T_{Gas}}{p_{Gas}} = K \cdot \frac{\dot{V}_i \cdot \Delta T_i}{\dot{V}_{Gas} \cdot H_i} \cdot \frac{T_{Gas}}{p_{Gas}}, \quad (13.11)$$

$$\begin{aligned}
& s_{GUE_i} \\
& = K \sqrt{\frac{1}{(\dot{V}_{Gas} \cdot H_i \cdot p_{Gas})^2} \cdot ((\dot{V}_i \cdot \Delta T_i \cdot s_{T_{Gas}})^2 + (\dot{V}_i \cdot T_{Gas} \cdot s_{\Delta T_i})^2 + (\Delta T_i \cdot T_{Gas} \cdot s_{\dot{V}_i})^2) + \dots} \\
& \quad (\dot{V}_i \cdot \Delta T_i \cdot T_{Gas})^2 \cdot \left(\left(\frac{-s_{\dot{V}_{Gas}}}{\dot{V}_{Gas}^2 \cdot H_i \cdot p_{Gas}} \right)^2 + \left(\frac{-s_{H_i}}{\dot{V}_{Gas} \cdot H_i^2 \cdot p_{Gas}} \right)^2 + \left(\frac{-s_{p_{Gas}}}{\dot{V}_{Gas} \cdot H_i \cdot p_{Gas}^2} \right)^2 \right)
\end{aligned} \quad (13.12)$$

Die Messunsicherheiten des GUE betragen im Heizbetrieb maximal $\pm 3,1$ %-Punkte und im Kühlbetrieb maximal $\pm 1,5$ %-Punkte.

13.4 DoE-Versuchspläne

Tabelle 13.1 DoE-Versuchsplan (Nr 1 bis 25 und zusätzliche Simulationen) für den Heizbetrieb inkl. Simulationsergebnissen. Einführung der Zielgröße „Komforteinbuße 2“ mit Beschränkung des Wertebereiches zur besseren Auswertung.

Nr.	Lastanteil BWK	$T_{\text{Abw}}/^{\circ}\text{C}$	WÜ-Elemente	Leistung BWK/kW	Heizlast/kW	Fläche á 100 m ²	$Q_{\text{WP, Gas}}/\text{kWh}$	$Q_{\text{BWK, Gas}}/\text{kWh}$	$Q_{\text{Heizkörper}}/\text{kWh}$	$Q_{\text{Hilf}}/\text{kWh}$	$JAZ_{\text{Gas-WP}}$	Komforteinbuße/Kh	Komforteinbuße 2/Kh	$q_{\text{PE}}/\text{kWh/m}^2$	$JGK_{\text{Spez}}/€/m^2a$
1	0,38	12	8	19	50	10	34439	25337	74550	3527	1,45	1688	94,1	76	8,8
2	0,37	12	8	33	90	18	47980	57770	130417	4556	1,51	2079	95,0	73	6,9
3	0,88	12	8	44	50	10	34582	30751	80038	3405	1,44	56	55,9	82	9,2
4	0,88	12	8	79	90	18	48073	70688	143367	4161	1,51	61	61,3	80	7,4
5	0,38	12	12	19	50	10	35443	22903	74612	3391	1,48	1661	94,0	74	9,4
6	0,37	12	12	33	90	18	52552	49810	131261	4403	1,55	2053	95,0	70	7,1
7	0,88	12	12	44	50	10	36380	27055	80104	3287	1,48	47	47,4	80	9,8
8	0,88	12	12	79	90	18	54645	58864	143598	4077	1,55	45	45,0	77	7,6
9	0,38	18	8	19	50	10	51809	130	80743	3478	1,58	1	1,3	67	8,2
10	0,37	18	8	33	90	18	84407	7231	143609	4485	1,63	46	46,1	64	6,3
11	0,88	18	8	44	50	10	51777	215	80750	3477	1,58	1	1,3	67	8,3
12	0,88	18	8	79	90	18	84042	9276	144778	4429	1,63	1	1,0	65	6,5
13	0,38	18	12	19	50	10	51644	123	80744	3473	1,58	1	1,3	67	9,0
14	0,37	18	12	33	90	18	84305	7085	143632	4478	1,63	45	44,6	64	6,7
15	0,88	18	12	44	50	10	51606	209	80751	3472	1,58	1	1,3	67	9,0
16	0,88	18	12	79	90	18	83925	9097	144782	4421	1,63	1	1,1	65	6,9
17	0,63	10	10	44	70	14	17496	84743	108021	2895	1,30	715	90,2	88	8,6
18	0,63	20	10	44	70	14	68901	1397	112361	3662	1,63	6	6,4	63	7,2
19	0,63	15	6	44	70	14	70114	3190	112325	3781	1,57	6	6,3	66	6,8
20	0,63	15	14	44	70	14	70159	1884	112337	3720	1,59	6	6,4	65	7,8
21	0,26	15	10	18	70	14	70452	1333	112059	3732	1,59	23	23,0	65	7,2
22	1,00	15	10	70	70	14	70199	2246	112397	3724	1,59	6	6,1	65	7,3
23	0,63	15	10	25	40	8	43201	185	64875	3200	1,52	3	2,6	71	9,9
24	0,63	15	10	63	100	20	90211	14687	160008	4162	1,62	25	25,5	64	6,3
25	0,63	15	10	44	70	14	70278	2011	112335	3726	1,59	6	6,4	65	7,3
26	0,55	18	9	52,25	95	19	87443	10433	152343	4094	1,63	27	26,8	64	6,3
27	1,00	10	14	100	100	20	24049	124276	160237	3051	1,42	17	17,1	88	8,2
28	0,59	15	9	47,2	80	16	77938	5143	128361	4039	1,59	6	5,7	65	6,8
29	0,66	20	9	56,1	85	17	80232	5687	135995	4038	1,64	6	6,5	63	6,5
30	0,59	10	9	47,2	80	16	18886	96046	121731	3244	1,32	907	91,3	86	8,0
31	0,63	15	8	53,55	85	17	81264	6917	135889	4104	1,60	9	9,5	65	6,5
32	0,63	20	7	53,55	85	17	80414	5604	135956	4046	1,63	8	7,8	63	6,3
33	1,00	10	14	40	40	8	11523	51500	64540	2634	1,13	37	36,5	97	12,4
34	0,85	15	8	34	40	8	43292	247	64882	3205	1,52	3	2,6	72	9,5
35	0,33	20	7	13,2	40	8	41732	32	64886	3135	1,58	3	2,6	69	9,0

Tabelle 13.2 DoE-Versuchsplan (Nr 1 bis 25 und zusätzliche Simulationen) für den Kühlbetrieb inkl. Versuchsergebnissen

Nr.	Lastanteil KKM	$T_{Abw}/^{\circ}\text{C}$	WÜ-Elemente	Leistung KKM/kW	Kühllast/kW	Fläche á 100 m ²	$Q_{Kaltwasser}/\text{kWh}$	$Q_{\text{Gas-WP, Gas}}/\text{kWh}$	$Q_{\text{KKM}}/\text{kWh}$	$Q_{\text{Hilf}}/\text{kWh}$	JAZ _{KKM}	JAZ _{Gas-WP}	Komforteinbuße/Kh	$q_{PE}/\text{kWh/m}^2$	JGK _{spez.}/\text{€/m}^2\text{a}}
1	0,51	12	8	23	45	9	11299	0	2527	725	4,47	0	3,7	9,1	4,9
2	0,51	12	8	33	65	13	16356	0	3597	913	4,55	0	4,0	8,7	3,7
3	0,91	12	8	41	45	9	11407	0	2563	708	4,45	0	2,4	9,1	5,1
4	0,91	12	8	59	65	13	16528	0	3807	905	4,34	0	2,7	9,1	4,0
5	0,51	12	12	23	45	9	11307	0	2519	725	4,49	0	3,7	9,0	5,7
6	0,51	12	12	33	65	13	16363	0	3575	913	4,58	0	3,9	8,7	4,3
7	0,91	12	12	41	45	9	11410	0	2542	708	4,49	0	2,3	9,1	5,9
8	0,91	12	12	59	65	13	16525	0	3637	905	4,54	0	2,7	8,8	4,5
9	0,51	18	8	23	45	9	11281	0	2594	726	4,35	0	3,9	9,3	4,9
10	0,51	18	8	33	65	13	16296	0	3861	914	4,22	0	4,4	9,2	3,8
11	0,91	18	8	41	45	9	11408	0	2851	709	4,00	0	2,4	9,9	5,2
12	0,91	18	8	59	65	13	16535	0	4453	907	3,71	0	2,8	10,3	4,2
13	0,51	18	12	23	45	9	11290	0	2579	726	4,38	0	3,9	9,2	5,7
14	0,51	18	12	33	65	13	16318	0	3707	914	4,40	0	4,3	8,9	4,3
15	0,91	18	12	41	45	9	11411	0	2717	709	4,20	0	2,4	9,6	6,0
16	0,91	18	12	59	65	13	16530	0	4171	906	3,96	0	2,7	9,8	4,7
17	0,71	10	10	39	55	11	13965	0	3037	823	4,60	0	2,9	8,8	4,7
18	0,71	20	10	39	55	11	13957	0	3498	824	3,99	0	3,0	9,9	4,8
19	0,71	15	6	39	55	11	13946	0	3299	823	4,23	0	3,0	9,4	4,0
20	0,71	15	14	39	55	11	13975	0	3089	824	4,52	0	2,8	8,9	5,3
21	0,40	15	10	22	55	11	14006	652	2923	866	3,92	0,663	5,5	9,3	4,5
22	1,00	15	10	55	55	11	14018	0	3284	821	4,27	0	2,9	9,4	4,9
23	0,70	15	10	28	40	8	10125	0	2256	716	4,49	0	2,5	9,3	5,9
24	0,70	15	10	49	70	14	17784	0	4055	969	4,39	0	3,0	9,0	4,0
25	0,71	15	10	39	55	11	13966	0	3111	824	4,49	0	2,9	9,0	4,7
26	0,82	10	14	32,8	40	8	10143	0	2214	711	4,58	0	2,3	9,2	6,9
27	0,70	15	8	28	40	8	10127	0	2265	716	4,47	0	2,6	9,4	5,5
28	0,70	20	7	28	40	8	10137	0	2504	717	4,05	0	2,6	10,1	5,3

13.5 Verwendete Werte für die Umweltindikatoren

Für die Umweltindikatoren wie Primärenergiebedarf und Schadstoffemissionen etc. wurden die Faktoren aus (GEMIS 4.9) verwendet²⁵. Anderes als in den 90er Jahren des letzten Jahrhunderts sind heutzutage nur noch geringe Abnahmen bei den durch Gas-Feuerungen verursachten Emissionen zu erwarten. Bei der Stromerzeugung hingegen findet vor allem durch den Ausbau der Stromerzeugung aus erneuerbaren Energien eine Abnahme statt. Diese Änderung beträgt im Mittel zwischen 2006 und 2011 3 % für den SO₂ Ausstoß bzw. 1 % für den CO₂ Ausstoß. Bei den NO_x-Emissionen, die in die Berechnung der SO₂-Äquivalente und TOPP-Äquivalente mit eingehen, ist

²⁵ Datensätze für Elektrizität-DE-HH/KV-2010 und Gas-Heizung-Brennwert-DE-2010 bearbeitet: ohne el. Hilfsenergie und Materialeinsatz

aufgrund steigender Prozesstemperaturen bei fossilen Kraftwerken und gleichbleibendem Abscheidegrad keine Abnahme zu erwarten. Hier steigt der Wert um etwa 1 %. Als Mittelwert ergibt sich eine Minderung von jährlich 1 %, welche zur Minderung der Umweltindikatoren für den Betrachtungszeitraum 2014-2034 berücksichtigt wird. Tabelle 13.3 zeigt die verwendeten Faktoren.

Tabelle 13.3 Umweltindikatoren

Energieträger	Primärenergiefaktor f_{PE}	CO ₂ Äquivalent f_{CO_2} in g _{CO₂} /kWh	SO ₂ Äquivalent f_{SO_2} in mg _{SO₂} /kWh	TOPP Äquivalent f_{TOPP} in mg _{TOPP} /kWh	CSB f_{CSB} in mg
Erdgas	1,13	239	132	275	26,5
Strom HH 2010	2,77	583	824	785	99,4
Strom HH 2014	2,65	559	790	752	95,2
Strom HH 2014-34	2,51	529	747	711	90,1

13.6 Werte für die Wirtschaftlichkeitsberechnungen

13.6.1 Kosten für Investitionen, Bedienungsaufwand und Faktoren für Instandhaltung, Wartung und Inspektion

Die letztlich angesetzten Kosten für Investitionen und Bedienungsaufwand und die Faktoren für Instandhaltung, Wartung und Inspektion enthält Tabelle 10.2 in Abschnitt 10.1. Es folgen Erläuterungen zu einzelnen Kostensätzen.

Ermittlung der Kosten des Abwasser-Wärmeübertragers

Die Grobauslegung des Wärmeübertragers erfolgt nach Abschnitt 6.5.4. Wie dort schon angeführt, ist die Auslegung auf den Heizbetrieb (Wärmeentzug aus dem Abwasser) für seine Größe maßgebend. In den Parameterstudien wurde die Größe des Abwasser-Wärmeübertragers frei variiert. Für den Vergleich mit Konkurrenztechnologien wurde ein sekundärseitiges Temperaturpaar von 4,5/8,5 °C angenommen. Für die minimale primärseitige Abwassertemperatur wurde 11 °C angenommen, was ungefähr dem Minimalwert bei 15 °C jahresmittlerer Abwassertemperatur entspricht. Der Abwasserabfluss ist mit den mindestens nötigen 10 kg/s angesetzt. Durch Annahme der nominellen Entzugsleistungen der Gas- und Elektrowärmepumpe (16,6 kW) ergeben sich dann Flächen von 7,5 m² (was in den Bildern zur Paretofront einer kostenoptimierten Lösung entspricht) bzw. 18 m² für die Elektro-Wärmepumpe (40 kW).

Die Kosten des Wärmeübertragers und dessen Einbau werden mit 2750 €/m² netto beziffert (Mittelwert aus (Lang, Koschorreck, Schöniger 2013, S. 11.4 bis 11.5)). Der Aufwand für Instandhaltung wird seitens des Herstellers Uhrig Kanalbau mit $f_{Inst} = 0,5 \%$ /a angegeben. Die Kosten für die Anbindung der Wärmepumpe an den Wärmeübertrager werden aus einem Angebot mit 286 €/m netto bei angesetzten 35 m Leitungslänge und die Kosten für die Wasserhaltung (Umleiten und Aufstauen des Abwassers bei der Einbringung) mit 5000 € netto angesetzt.

Ermittlung der Kosten der Erdsonden

Die Erdsonden als alternative Wärmequelle werden für einen Boden mit einer schlechten Wärmeentzugsleistung von 0,03 kW/m und für einen etwas besseren Boden mit 0,06 kW/m (Werte im Rahmen der (VDI 4640-2, S. 16)) ausgelegt. Die Kosten der Sonde ergeben sich aus der nötigen Sondenlänge und den Kosten für Verteilung etc.:

$$A_{ES} = \frac{\dot{Q}_{\text{Verdampfer}}}{\lambda_{\text{Boden}}} \cdot (A_{BSV} + A_S) + \left[\frac{\dot{Q}_{\text{Verdampfer}}}{100 \text{ m } \lambda_{\text{Boden}}} \right] \cdot A_V + A_P. \quad (13.13)$$

Die Erläuterungen zu den Kürzeln enthält Tabelle 13.4. Sie fasst die angenommenen Kostenbestandteile zusammen. Die Kosten für den Anschluss an die Verteilung werden je 100 m Bohrung berechnet. Die Pauschalen für den Thermal Response Test TRT und die Simulation der Erdsonden sind nur bei Leistungen größer 30 kW nötig.

Tabelle 13.4: Kosten für Erdsondenkomponenten, nach (Neumann 2004, S. 104) ergänzt mit aktuellen Preisen

Position	Formelzeichen	Preis
Bohr- und Sondenkosten, Verfüllen	A_{BSV}	38,3 €/m
Solekosten	A_S	1,6 €/m
Verteilung	A_V	692 €/100 m
Pauschalen: Baustrom	A_P	750 €
Pauschalen: Baustrom, TRT, Simulation	A_P	3930 €

Ermittlung der Kosten von Kompressionskältemaschinen und Trockenrückkühlern

Nach (Gebhardt, Kohl, Steinrötter 2002, S. VI.11, VI.23) können die Kosten für Kaltwassersätze und Trockenrückkühler mit den folgenden Gleichungen abgeschätzt werden, unter Berücksichtigung der bis 2014 vorhandenen Preissteigerung:

$$A_{KKM} = \dot{Q}_{\text{Verdampfer}} \left(4732 \cdot \left(\frac{\dot{Q}_{\text{Verdampfer}}}{\text{kW}} \right)^{-0,7382} + 109,3 \right) \frac{\text{€}}{\text{kW}}, \quad (13.14)$$

$$A_{TRK} = \frac{37,419 \text{ €}}{\text{kW}} \cdot \dot{Q}_{\text{Kondensator}} + 312 \text{ €}. \quad (13.15)$$

Um die Genauigkeit dieses Verfahrens zu kontrollieren wurde die Kälteleistung der Kompressionskältemaschine Logatherm WPS 43 der Firma Buderus mit 34 kW Kälteleistung in die Gleichung eingesetzt. Es wird ein Preis von 28.335 € ermittelt. Der reale Listenpreis beträgt 29.155 €. Die Abweichung liegt bei etwa 3 %.

Installationskosten

Im Gebäude wird ein Austausch des kompletten Rohrleitungsnetzes sowie der Heizkörper angenommen. Die Anzahl an benötigten Fittings und Rohrleitungslängen wird über eine fiktive Gebäudegeometrie abgeschätzt. Die Preise für diese Kosten werden dem Katalog der GC-Gruppe von 2009 entnommen und auf das Niveau von 2014 aufgepreist. Für ein Bürogebäude wird ein Rabatt von 50 % angesetzt. Für die Kosten der Heizkörper wird angenommen, dass je 15 m² ein Heizkörper installiert wird. Die Kosten dafür werden bei einer Heiznetztemperatur von 55/45 °C aus der in Abbildung 13.18 gezeigten Regression entnommen.

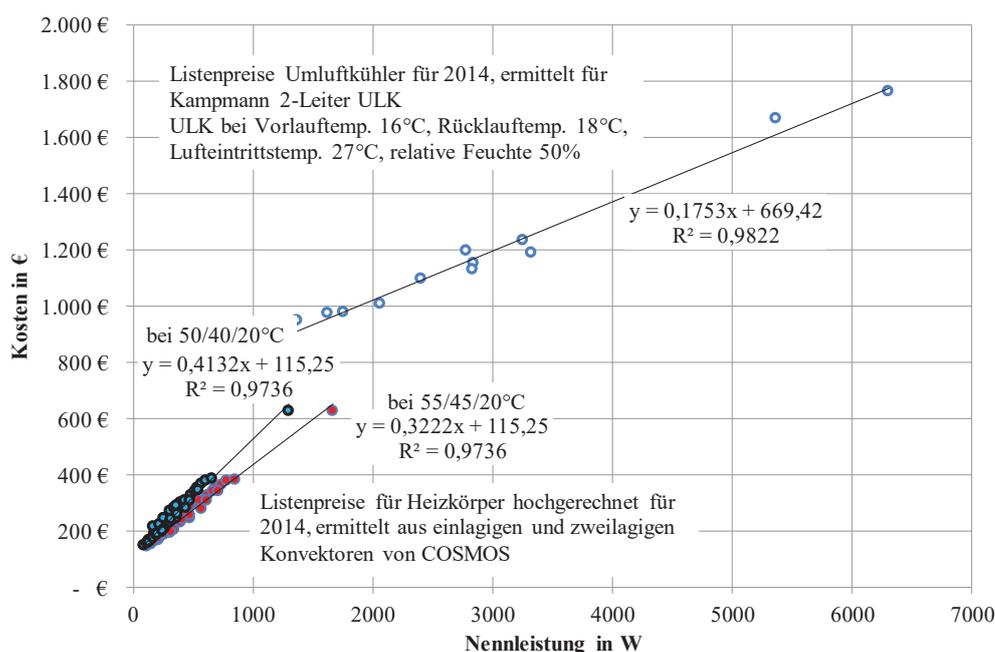


Abbildung 13.18 Kosten für Heizkörper und Umluftkühler

13.6.2 Energiepreise und Preisänderungsfaktoren

Tabelle 13.5 zeigt die Preise und die jährlichen Preisänderungsfaktoren von Strom, Gas und Heizungsanlagen für Private Haushalte und für die Industrie. Auch angegeben ist die Standardabweichung für die jährlichen Preisänderungsfaktoren, sowie ein Maximalwert (Mittelwert + Standardabweichung).

Tabelle 13.5: Endenergiepreise und jährliche Preisänderungsfaktoren für Endenergie und Heizungsanlagen

	Preise/ct€/kWh	Preisänderungsfaktor	Standardabweichung Preisänderungsfaktor	Maximalwert Preisänderungsfaktor
Haushalte Erdgas	6,61	1,0471	0,080	1,1268
Haushalte Strom	28,73	1,0484	0,036	1,0840
Industrie Erdgas	4,81	1,0438	0,122	1,1658
Industrie Strom	14,87	1,0804	0,083	1,1631
Haushalte Heizungsanlagen	Preise siehe	1,0332	0,002	1,0349
Industrie Heizungsanlagen	Tabelle 10.2	1,0360	0,002	1,0383

Die jährlichen Preisänderungsfaktoren für Gas und elektrische Energie sind aus den Daten des (BMWI 2013, Blatt 26) als Mittelwert über den Zeitraum 2003 bis 2012 berechnet (bzw. 2002 – 2011 für die Industrie). Für die Energiepreise wurden die BDEW Daten herangezogen (Bantle 2013a, S. 6,14; Bantle 2013b, S. 3,8), beim Gaspreis der Industrie ohne die erstattungsfähigen Steuern. Für die Preisänderungen bei den Geräteinvestitionen werden die Preisindizes für Heiz- und zentrale Wassererwärmungsanlagen als Mittelwert über die Jahre 2010 bis 2013 herangezogen (Destatis 2014b). Abbildung 13.19 zeigt den Verlauf der Indizes zur Orientierung.

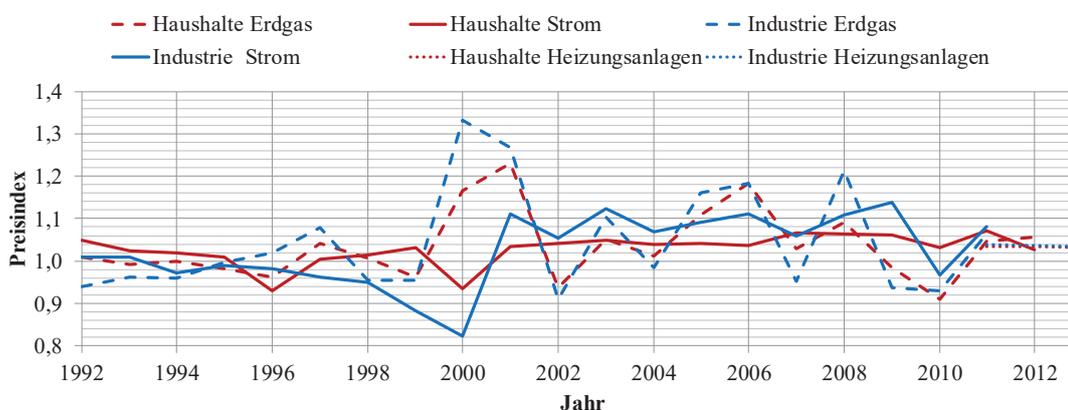


Abbildung 13.19 Entwicklung der jährlichen Preisänderungsfaktoren

13.6.3 Zinsfaktor

Für den Zinsfaktor q wird ein Wert von 1,0448 angenommen. Der Wert entspricht dem Mittelwert des Kapitalmarktzinsfaktors über 10 Jahre vor der Finanzkrise 2007. Zum Vergleich: der Mittelwert seit der Krise liegt bei 1,0260 und in 2013 bei 1,0157 (Eurostat, EZB, Thomson Reuters 2014).

13.6.4 Kosten für Bedienung und Preisänderungsfaktor

Die Kosten für Bedienung werden aus dem Mittelwert (2012-2013) der durchschnittlichen Bruttostundenverdienste im Verarbeitenden Gewerbe (Destatis 2014c, WZ08-C) und einem Prozentsatz von 69 % für Lohnnebenkosten, Gemeinkosten und Gewinn im Handwerk (Handwerkskammer Region Stuttgart 2013, S. 2) berechnet und betragen 69,92 € pro Stunde. Die Bedienstunden zu den jeweiligen Geräten enthält Tabelle 10.2 in Abschnitt 10.1. Die Preisentwicklung entspricht einem jährlichen Preisänderungsfaktor von 1,00489 (10-jähriges Mittel für Arbeitskostenindizes im verarbeitenden Gewerbe bei einer Standardabweichung von 0,0041 (Destatis 2014a, WZ08-C)).

14 Literatur

14.1 Betreute studentische Arbeiten

In Verbindung mit dieser Dissertation wurden insgesamt zehn studentische Arbeiten durchgeführt, die hier aufgeführt sind:

Westerhaus, S.: „Potentialstudie zur Abwasserwärmenutzung mittels Gassorptionswärmepumpen in Mülheim und ökologisch / wirtschaftliche Betrachtung von Alternativ-Technologien“, Bachelorthesis, Hochschule Düsseldorf, 2014

Bidlingmaier, A.: „Erstellung eines Excel-Tools für die Berechnung der Aufwandszahl einer Heizungsanlage nach der DIN 15316 4-1:2014“ Projektarbeit, Hochschule Düsseldorf, 2015

Kowalski, M.: „Abwasser als Wärmequelle und Wärmesenke für gasbetriebene Wärmepumpen und Kältemaschinen: Systemsimulation und Validierung“, Masterthesis, Hochschule Düsseldorf, 2015

Arrvay, B.: „Excel Tool für die Berechnung saisonalen Arbeitszahlen von Kompressionskältemaschinen/ Wärmepumpen gemäß DIN EN 14825“ Projektarbeit, Hochschule Düsseldorf, 2016

van der Linden, M.: „Potentialanalyse zur Abwasser-Wärmenutzung für den Raum Wuppertal“ Projektarbeit, Hochschule Düsseldorf, 2015

Frank, L.: „Abwasser als Wärmequelle und -senke für Gas-Wärmepumpen: Hardware-in-the-Loop-Systemsimulationen“ Masterthesis, Hochschule Düsseldorf, 2016

Bonk, C.: „Erstellung eines Excel-Tools zur Berechnung der Jahreszahlen einer durch ein Wärmepumpensystem angetriebenen Raumheizungsanlage nach DIN prEN 15316 4-2:2014“ Projektarbeit, Hochschule Düsseldorf, 2016

Münch, J.: „Abwasser als Wärmequelle und Senke für Gas Wärmepumpen: Verfeinerung der Wirtschaftlichkeitsbetrachtung durch simulative Ermittlung von Jahresarbeitszahlen“ Projektarbeit, Hochschule Düsseldorf, 2017

Grabowski, S.: „Modellierung einer Gasmotorwärmepumpe unter Simulink /CARNOT“ Projektarbeit, Hochschule Düsseldorf, 2017

Bernecker, R.: „Auswahl von Typtagen zur Verkürzung der Simulationszeit von gebäudetechnischen Anlagen“ Bachelorthesis, Hochschule Düsseldorf, 2018

14.2 Veröffentlichungen

Zwischenergebnisse des Projektes „Abwasser als Wärmequelle und Wärmesenke für gasbetriebene Wärmepumpen und Kältemaschinen“ Förderkennzeichen: 03FH038PX3 wurden auf den DKV Tagung (ausgerichtet durch den Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Verein, DKV e.V.) in den Jahren 2015, 2016 und 2017 vorgestellt und sind in den Tagungsbänden veröffentlicht:

Goebel, J.; Frank, L.; Adam, M.: „Heizen und Kühlen mittels Abwasser-Gaswärmepumpen/-Kältemaschinen“ Tagungsband DKV-Tagung 2015, 42. Deutsche Kälte- und Klimatagung, Dresden, DE, 18.-20. Nov, 2015

Goebel, J.; Kowalski, M.; Frank, L.; Adam, M.: „Rechnersimulationen zum Winter- und Sommerbetrieb einer Abwasser-Gaswärmepumpe/-Kältemaschine“, DKV-Tagung 2016, 43. Deutsche Kälte- und Klimatagung, Kassel, DE, 16.-18. Nov, 2016

Goebel, J.; Kowalski, M.; Frank, L.; Adam, M.: „Hardware in the Loop Test eines optimiertem Winter- und Sommerbetriebs einer Abwasser-Gaswärmepumpe/-Kältemaschine“ DKV-Tagung 2016, 44. Deutsche Kälte- und Klimatagung, Bremen DE, 22. – 24. November 2017

Der Abschlussbericht zum Projekt ist bei der TiB Hannover veröffentlicht:

Adam, M.; Frank, L.; Goebel, J.; Kowalski, M.: Abschlussbericht zum Forschungsprojekt Abwasser als Wärmequelle und Wärmesenke für gasbetriebene Wärmepumpen und Kältemaschinen. 2018 (Hochschule Düsseldorf (HSD), Zentrum für Innovative Energiesysteme) <https://doi.org/10.2314/GBV:1048623408>

14.3 Anteil der Dissertation gegenüber den o.g. Werken

Die Dissertation beruht auf den Erkenntnissen, welche im Projekt „Abwasser als Wärmequelle und Wärmesenke für gasbetriebene Wärmepumpen und Kältemaschinen“ (Förderkennzeichen: 03FH038PX3, gefördert durch das Bundesministerium für Bildung und Forschung) gewonnen wurden. Teile der Dissertation wurden in den in Abschnitt 14.2 genannten Werken veröffentlicht und Teile der Erkenntnisse entstammen den in Abschnitt 14.1 genannten Werken. Im Folgenden wird gemäß Promotionsordnung § 6-3) der inhaltliche Anteil des Doktoranden für jedes Kapitel dieser Dissertation wiedergegeben:

3 Kurzfassung

Eigenes Werk Johannes Goebel. Textkorrektur/gegengelesen durch Mario Adam und Saskia Draxler.

4 Abstract

Eigenes Werk Johannes Goebel. Textkorrektur/gegengelesen durch Mario Adam und Saskia Draxler.

5 Einleitung und Zielsetzung

Eigenes Werk Johannes Goebel. Textkorrektur/gegengelesen durch Mario Adam und Saskia Draxler.

6 Stand der Technik und Wissenschaft

Eigenes Werk Johannes Goebel. Textkorrektur/gegengelesen durch Mario Adam und Saskia Draxler, mit Ausnahme 6.5:

6.5 Abwasser-Wärmeübertrager

Hier Nutzung einer Zusammenstellung aus einer Projektpräsentation von Lena Frank. Textkorrektur/gegengelesen durch Mario Adam und Saskia Draxler

7 Betrachtetes Systemkonzept

Eigenes Werk Johannes Goebel. Textkorrektur/gegengelesen durch Mario Adam und Saskia Draxler.

8 Simulationsmodelle und Hardware-in-the-Loop-Tests

8.1 Randbedingungen

Eigenes Werk Johannes Goebel. Textkorrektur/gegengelesen durch Mario Adam und Saskia Draxler.

8.1.1 Wetterdaten

Überführung der Wetterdaten in das Simulink-Carnot Format durch Marek Kowalski. Aufbereitung der Datensätze zur Auswahl des Wetterdatensatzes durch Hauke Haar (Hilfskraft) nach Vorgabe durch Johannes Goebel. Auswahl des Datensatzes und Text eigenes Werk Johannes Goebel. Textkorrektur/gegengelesen durch Mario Adam und Saskia Draxler.

8.1.2 Typtagauswahl

Auswahl der Clusterverfahren und Erstellung der Auswerteroutinen in Matlab (unter Verwendung der angegebenen Funktionen von (Matlab 2014b) (Kendall 2015)) durch Johannes Goebel.

Nicht in Promotion dargestellt: Prüfung der Cluster auf Hochrechnung der Typtag-Energiemengen in Jahresenergiemengen: durch Marek Kowalski und fortführend durch Rene Bernecker (Bachelor Thesis)

8.1.3 Gebäudemodell: Heiz und Kühllasten

Entwicklung / Anpassung der Simulink Carnot Modelle durch Marek Kowalski nach Vorgabe und in Absprache mit Johannes Goebel. Textkorrektur/gegengelesen durch Mario Adam und Saskia Draxler.

8.2 Modell für den Kühlbetrieb

Entwicklung / Anpassung der Simulink Carnot Modelle durch Marek Kowalski nach Vorgabe und in Absprache mit Johannes Goebel. Textkorrektur/gegengelesen durch Mario Adam und Saskia Draxler.

8.3 Modell für den Heizbetrieb

Entwicklung / Anpassung der Simulink Carnot Modelle durch Marek Kowalski nach Vorgabe und in Absprache mit Johannes Goebel. Textkorrektur/gegengelesen durch Mario Adam und Saskia Draxler.

8.4 Modell für kommunale Abwasserflüsse

Entwicklung der Gleichungen (8.6) und (8.7) und der statistischen Zusammenhänge durch Johannes Goebel. Entwicklung des Modells in Abbildung 8.34 durch Johannes Goebel, Umsetzung in Matlab Simulink durch Lena Frank, insbesondere Parameteranpassung und Modell für das Totzeitverhalten des Regens. Textkorrektur/gegengesehen durch Mario Adam und Saskia Draxler.

8.5 Modell des Abwasser-Wärmeübertragers

Vorgabe der Modellfunktionalität durch Johannes Goebel. Umsetzung der VDI Zellenmethode in eine s-function durch Lena Frank. Umsetzung der k-Wert Berechnung und Durchführung der Validierung mit Messdaten durch Johannes Goebel. Textkorrektur/gegengesehen durch Mario Adam und Saskia Draxler.

8.6 Modell der Gas-Absorptionswärmepumpe & 8.7 HiL-Prüfstandstests

Nötige konzeptionelle Modellentwicklung und -anpassungen für die Gaswärmepumpe durch Johannes Goebel. Umsetzung und Modellentwicklung in Matlab Simulink durch Marek Kowalski und Johannes Goebel. Parameteranpassung durch Marek Kowalski und Johannes Goebel.

Überführung der Gesamtmodelle in HiL-fähigen Zustand durch Lena Frank. Durchführung der nötigen Messungen am HiL Prüfstand durch Marek Kowalski und Johannes Goebel. Nötige regelungstechnische Anpassungen / Umbauten am Prüfstand (gemäß iterativem Prozess aus Anhang 13.1 und an die Gegebenheiten des neuen Hochschulstandortes Derendorf) durch Marek Kowalski und Johannes Goebel (insbesondere Mischerschaltung am externen Rückkühlkreis) aufbauend auf dem Stand am Altstandort der Hochschule von Lena Frank. Entwicklung der nötigen Messdatenauswerteroutinen durch Lena Frank, Anpassungen und Erweiterungen dieser durch Marek Kowalski und Johannes Goebel. Textkorrektur/gegengesehen durch Mario Adam und Saskia Draxler.

9 Systemanalyse und Optimierung

Durchführung der Versuchsplanung und Systemsimulationen durch Marek Kowalski nach Vorgabe und in Absprache mit Johannes Goebel. Entwicklung der nötigen Auswerteroutinen zur Bilderstellung durch Lena Frank, Anpassungen und Erweiterungen dieser durch Marek Kowalski und Johannes Goebel.

In Dissertation geänderte Optimierungs-Methodik zu (Goebel u. a. 2017), in Dissertation Auswertung über KNN als Metamodell und Erstellung einer Paretofront, komplett überarbeitet gegenüber (Goebel u. a. 2017). Textkorrektur/gegengesehen durch Mario Adam und Saskia Draxler.

10 Vergleich mit Alternativ-Technologien

Anpassung der Systemmodelle aus Kapitel 8 an die Alternativ-Technologien durch Justin Münch nach Vorgabe und in Absprache mit Johannes Goebel. Auswertung mittels von Johannes Goebel gestellter Auswertungstabelle (Excel). Abschließende korrigierte Auswertung (Hilfsenergien bei Münch noch nicht richtig übertragen), Text und Darstellung Johannes Goebel. Textkorrektur/gegengesehen durch Mario Adam und Saskia Draxler.

11 Praktische Anwendungspotentiale

11.1 Energetisches Nutzungspotenzial kommunaler Abwässer

Erste Auswertung durch (Westerhaus 2014) und (van der Linden, Mark 2015) unter Vorgabe von Johannes Goebel. Korrektur durch Johannes Goebel. Abschließende korrigierte und überarbeitete Auswertung (detailliertere Gebietsbetrachtung im Gegenzug zu Westerhaus und Korrektur von Fehlern bei der Entzugsleistung und Jahresarbeitszahl bei van der Linden), Text Johannes Goebel. Textkorrektur/gegengesehen durch Mario Adam und Saskia Draxler.

11.2 Rechtliche Aspekte

Eigenes Werk Johannes Goebel. Textkorrektur/gegengesehen durch Mario Adam und Saskia Draxler.

12 Fazit und Ausblick zur Abwasserwärmenutzung

Eigenes Werk Johannes Goebel. Textkorrektur/gegengesehen durch Mario Adam und Saskia Draxler.

13 Anhang

13.1 Flussdiagramm zur Methodik

Eigenes Werk Johannes Goebel. Textkorrektur/gegengesehen durch Mario Adam und Saskia Draxler.

13.2 Angepasste Standardmodelle der CARNOT-Toolbox

13.2.1 Kompressions-Kältemaschine

Eigenes Werk Johannes Goebel. Textkorrektur/gegengelesen durch Mario Adam und Saskia Draxler.

13.2.2 Hausmodell & 13.2.3 Differenzdruckeregelte Pumpe

Entwicklung / Anpassung der Simulink Carnot Modelle durch Marek Kowalski nach Vorgabe von Johannes Goebel. Textkorrektur/gegengelesen durch Mario Adam und Saskia Draxler.

13.2.4 Rohrleitungen

Druckverlustberechnungstabelle: eigenes Werk Johannes Goebel auf Grundlage der angegebenen Quelle. Textkorrektur/gegengelesen durch Mario Adam und Saskia Draxler.

13.3 Messunsicherheit am HiL-Prüfstand für Leistung und Wirkungsgrad

Eigenes Werk Johannes Goebel. Textkorrektur/gegengelesen durch Mario Adam und Saskia Draxler.

13.4 DoE-Versuchspläne

Durchführung der Versuchsplanung und Systemsimulationen durch Marek Kowalski und Johannes Goebel. Textkorrektur/gegengelesen durch Mario Adam und Saskia Draxler.

13.5 Verwendete Werte für die Umweltindikatoren

Eigenes Werk auf Grundlage der angegebenen Quellen. Textkorrektur/gegengelesen durch Mario Adam und Saskia Draxler.

13.6 Werte für die Wirtschaftlichkeitsberechnungen

Eigenes Werk auf Grundlage der angegebenen Quellen. Textkorrektur/gegengelesen durch Mario Adam und Saskia Draxler.

13.6.1 Kosten für Investitionen, Bedienungsaufwand und Faktoren für Instandhaltung, Wartung und Inspektion

Eigenes Werk auf Grundlage der angegebenen Quellen. Textkorrektur/gegengelesen durch Mario Adam und Saskia Draxler.

13.6.2 Energiepreise und Preisänderungsfaktoren

Eigenes Werk auf Grundlage der angegebenen Quellen. Textkorrektur/gegengelesen durch Mario Adam und Saskia Draxler.

13.6.3 Zinsfaktor

Eigenes Werk auf Grundlage der angegebenen Quellen. Textkorrektur/gegengelesen durch Mario Adam und Saskia Draxler.

13.6.4 Kosten für Bedienung und Preisänderungsfaktor

Eigenes Werk auf Grundlage der angegebenen Quellen. Textkorrektur/gegengelesen durch Mario Adam und Saskia Draxler.

14.4 Literaturverzeichnis

ADAM, Mario ; GOEBEL, Johannes ; GOTTSCHALD, Jonas ; LOHMANN, Sandra ; RADOSAVLJEVIC, Rada: *Solare Kühlung im Hardware in the Loop Test*. 2013

ADAM, Mario ; GOTTSCHALD, Jonas ; ILLE, Fabian ; LAMBACH, Stefan ; LOHMANN, Sandra ; MÜNCH, Justin: *Berechnungs- und Auslegungstool zur energieeffizienten Kühlung von Gebäuden mit thermisch angetriebenen Kältemaschinen und umschaltbaren Wärmepumpensystemen (Coolplan) : Schlussbericht : Laufzeit des Vorhabens: 01.12.2013-28.02.2017*. Düsseldorf, 2017

ADUNKA, Franz: *Messunsicherheiten : Theorie und Praxis*. 3. Aufl. Essen : Vulkan-Verlag, 2007

- ANKERST, Mihael ; BREUNIG, Markus M. ; KRIEGEL, Hans-Peter ; SANDER, Jörg: OPTICS: Ordering Points to Identify the Clustering Structure. In: *Proceedings of the 1999 ACM SIGMOD International Conference on Management of Data*. New York, NY, USA : ACM, 1999 (SIGMOD '99), S. 49–60
- ARENS, Tilo: *Mathematik*. Heidelberg : Spektrum Akad. Verl., 2009
- ARTHUR, David ; VASSILVITSKII, Sergei: K-means++: The Advantages of Careful Seeding. In: *Proceedings of the Eighteenth Annual ACM-SIAM Symposium on Discrete Algorithms*. Philadelphia, PA, USA : Society for Industrial and Applied Mathematics, 2007 (SODA '07), S. 1027–1035
- ABFALG, Johannes ; ET AL.: *Knowledge Discovery in Databases I : Kapitel 5: Clustering*. URL <http://www.dbs.ifi.lmu.de/Lehre/KDD/WS0910/skript/kdd-5-clustering.pdf> – Überprüfungsdatum 26.04.2017
- ASSIG, M. ; LOPP, H.: *Energiehaushalt von Abwasserbehandlungsanlagen unter besonderer Berücksichtigung der Möglichkeiten des Einsatzes einer Absorptionswärmepumpe (AWP) zur Nutzung der Anfallenergien*. In: *Luft- und Kältetechnik* 18 (1982), Nr. 1, S. 15–17
- ASUE: *Marktübersicht Gaswärmepumpen 2013/14*. 2013
- ASUE: *Marktübersicht Gaswärmepumpen 2017/18*. 2017
- AWEL: *AWEL-Standard zu „Heizen und Kühlen mit Abwasser“*. Zürich, 2010
- B.&S.U. MBH; B.&S.U. Beratungs- und Service-Gesellschaft Umwelt mbH (Mitarb.): *10 Jahre Umweltentlastungsprogramm Berlin (UEP) - Umweltförderung mit Tradition*. 2011
- BANTLE, Christian: *BDEW-Strompreisanalyse Mai 2013: Haushalte und Industrie*. 2013a
- BANTLE, Christian: *Europäischer Gaspreisvergleich: 1. Halbjahr 2013*. 2013b
- BBR: *Aktualisierte und erweiterte Testreferenzjahre (TRY) von Deutschland für mittlere und extreme Witterungsverhältnisse*, 2013. URL https://www.bbsr-energieeinsparung.de/EnEVPortal/DE/Regelungen/Testreferenzjahre/Testreferenzjahre/01_start.html?nn=739044¬First=true&docId=743442
- BMW: *Zahlen und Fakten Energiedaten; Nationale und Internationale Entwicklung*. URL <http://www.bmw.de/DE/Themen/Energie/energiedaten.html>. – Aktualisierungsdatum: 20.08.2013
- BOCKELMANN, Franziska: *Messwerte vom Abwasserwärmeübertrager*. E-Mail. 20.12.2017. GOEBEL, Johannes (Adressat)
- BOŠNJAKOVIĆ, Franjo: *Technische Thermodynamik*. 6. Aufl. Darmstadt : Steinkopff, 1997
- BRINKMANN, Jan ; SAPP, Christoph: *Realisierung einer Abwasserwärmenutzungsanlage im Wiesental Aachen*. Aachen, 2017 (BMUB-Umweltinnovationsprogramm (UIP))
- BRONSTEIN, Ilja Nikolaevic: *Taschenbuch der Mathematik*. Leipzig : Teubner, 1979
- BRUNK, Marten F. ; SEYBOLD, Christopher ; OSEBOLD, Rainard ; BEYERT, Joachim ; VOSEN, Georg: *Dezentrale Wärmerückgewinnung aus häuslichem Abwasser. Abschlussbericht*. Stuttgart : Fraunhofer IRB Verlag, 2012
- BÜCKER, Christin ; SIEPE, Markus ; RAUBE, Jochen ; TREIS, Adrian: *Abwasserwärmenutzung Nordwestbad Bochum*. Bochum, 2012
- BUDERUS: *GHMC20: Programming unit for gas absorption heat pump : GHMC20 – 6 720 804 036 (2012/09) 35* (2012)
- BUDERUS: *GWPS/GWPW-41 : Installations- und Wartungsanleitung für den Fachmann Gas-Absorptionswärmepumpe Logatherm*. 6 720 810 434 (2014/02 DE (2014)
- CHASSAING, P. ; ANTONIA, R. A. ; ANSELMET, F. ; JOLY, L. ; SARKAR, S.: *Variable Density Fluid Turbulence* : Springer, 2002 (69)
- CHRIST, Oliver ; MITSDOERFFER, Ralf: *Wärmequelle Abwasser*. In: *wwt Wasserwirtschaft Wassertechnik* (2008), Nr. 5, S. 8–12
- CHURCHILL, S. W.: *A correlating equation for almost everything*. Thornton : Etaner Press, 1982

- CIPOLLA, Sara Simona ; MAGLIONICO, Marco: Heat Recovery from Urban Wastewater: Analysis of the Variability of Flow Rate and Temperature in the Sewer of Bologna, Italy, Bd. 45. In: *ATI, Conference of the Italian Thermal Machines Engineering Association*, 68, 2014 (Energy Procedia (online)), S. 288–297
- DAN FORESEE, F. ; HAGAN, M. T.: Gauss-Newton approximation to Bayesian learning. In: *Proceedings of International Conference on Neural Networks (ICNN'97)* : IEEE, 1997, S. 1930–1935
- DESTA: *Arbeitskostenindizes: Deutschland, Jahr, Quartale, Wirtschaftsbereiche, Bereinigungsverfahren*. 2014a (Statistisches Bundesamt Tabelle 62421-0001)
- DESTA: *Baupreisindizes: Deutschland, Jahre, Messzahlen mit/ohne Umsatzsteuer, Gebäudearten, Bauarbeiten (Hochbau)*. 2014b (Statistisches Bundesamt Tabelle 61261-0001)
- DESTA: *Bruttoverdienste, Wochenarbeitszeit: Deutschland, Quartale, Wirtschaftszweige, Leistungsgruppen, Geschlecht*. 2014c (Statistisches Bundesamt Tabelle 62321-0001)
- DIN 5035-7. 2004. *Beleuchtung mit künstlichem Licht - Teil 7: Beleuchtung von Räumen mit Bildschirmarbeitsplätzen*
- DIN EN 12309-4. 2015-03. *Gasbefeuerte Sorptions-Geräte für Heizung und/oder Kühlung mit einer Nennwärmebelastung nicht über 70 kW - Teil 4: Prüfverfahren*
- DIN EN 13779. 2007. *Lüftung von Nichtwohngebäuden - Allgemeine Grundlagen und Anforderungen für Lüftungs- und Klimaanlageanlagen und Raumkühlsysteme*
- DIN EN 15251. 2012. *Eingangsparameter für das Raumklima zur Auslegung und Bewertung der Energieeffizienz von Gebäuden - Raumluftqualität, Temperatur, Licht und Akustik*
- DITTMANN, Achim: *Senkung der Zirkulationsverluste in zentralen Trinkwassererwärmungsanlagen. Endbericht für den Zeitraum: 01.06.2005 bis 31.12.2007*, 2007 (AIF-Forschungsbericht)
- DREHER, Martina ; ADAM, Mario ; NEEF, Matthias ; OESTERWIND, Dieter: *Kälte aus Wärme*. Studie für die Stadtwerke Düsseldorf. 2012
- DÜRRENMATT, David J. ; WANNER, Oskar: *A mathematical model to predict the effect of heat recovery on the wastewater temperature in sewers*. In: *Water Research* 48 (2014), S. 548–558
- DWA-M 114. Juni 2009. *Merkblatt DWA-M 114: Energie aus Abwasser - Wärme- und Lageenergie*
- EHRBAR, Max ; HUBACHER, Peter: *Grosswärmepumpen - Energetische und planerische Analyse von 10 Anlagen Vergleich verschiedener Anlagenkonzepte - Schlussbericht*. 2006 (Umgebungswärme, WKK, Kälte: Pilot- und Demonstrationsanlagen)
- EICHER, H. ; ERB, C.: *Betriebsausfälle von gasbetriebenen Blockheizkraftwerken und Wärmepumpen*. In: *Gas, Wasser, Abwasser* 75 (1995), Nr. 4, S. 293–298
- EUROAMMON: *Deutsche Sicherheitsvorschriften für den Einsatz von Ammoniak als Kältemittel*. 1999 (euroammon.Information 3)
- EUROSTAT ; EZB ; THOMSON REUTERS: *Entwicklung des Kapitalmarktzinssatzes in Deutschland in den Jahren 1975 bis 2013*. 2014
- FABRO, M.: *Vacuum distillation for the recovery of rinse water and concentrated solutions in the electroplating process*. In: *Metal Finishing* 90 (1992), Nr. 11, S. 45–47
- FRITSCHKE, Uwe R. ; SCHMIDT, Klaus: *Handbuch zu Gemis 4.5*. Darmstadt, 2008
- GEHARDT, M. ; KOHL, H. ; STEINRÖTTER, Th.: *Preisatlas : Ableitung von Kostenfunktionen für Komponenten der rationellen Energienutzung*. Duisburg, 2002
- GEMIS 4.9: *Globales Emissions-Modell integrierter Systeme* : IINAS GmbH
- GHIASI, C. ; MARTI-CALATAYUD, M. C. ; WEIMER, T. ; ZIEGLER, F.: *Ammonia-water absorption heat pumps with membrane absorber*, Bd. 2. In: *IIR Conference on Ammonia Refrigeration Technology, 3, Technologie du Froid a Ammoniac*, 3, 2009 (Science et Technique du Froid. Comptes Rendus/Refrigeration Science and Technology. Proceedings), S. 1–6

- GINTARS, Dorothee: Gasmotor-Wärmepumpe versorgt sanierte Wohnanlage, 09/2017. In: FIZ Karlsruhe – Leibniz-Institut für Informationsinfrastruktur GmbH (Hrsg.): *BINE Informationsdienst : Energieforschung für die Praxis*, 2017
- GOEBEL, Johannes ; FRANK, Lena ; ADAM, Mario: Heizen und Kühlen mittels Abwasser-Gaswärmepumpen/-Kältemaschinen. In: Deutscher Kälte- und Klimatechnischer Verein e.V. (Hrsg.): *42. DKV-Tagung, Deutsche Kälte- und Klimatagung*. Dresden, 2015
- GOEBEL, Johannes ; KOWALSKI, Marek ; FRANK, Lena ; ADAM, Mario: Hardware in the Loop Test eines optimiertem Winter- und Sommerbetriebs einer Abwasser-Gaswärmepumpe/-Kältemaschine. In: Deutscher Kälte- und Klimatechnischer Verein e.V. (Hrsg.): *44. DKV-Tagung, Deutsche Kälte- und Klimatagung*. Bremen, 2017
- GOEBEL, Johannes ; KOWALSKI, Marek ; FRANK, Lena ; ADAM, Mario: Rechnersimulationen zum Winter- und Sommerbetrieb einer Abwasser-Gaswärmepumpe/-Kältemaschine. In: Deutscher Kälte- und Klimatechnischer Verein e.V. (Hrsg.): *43. DKV-Tagung, Deutsche Kälte- und Klimatagung*. Kassel, 2016
- GRÄF, Christoph ; ROBUR S.P.A.: *Heiz- und Kühlanwendungen mit Gaswärmepumpen: Best Practices : ROBUR Gas - Absorptions - Wärmepumpen* (Firmenpräsentation). 2014
- GRÜNDLER, Alfred: *Wärmenutzung aus der Kanalisation zur Beheizung und Kühlung der Uhrenfabrik IWC mittels Wärmepumpe*. Bern, 2005 (Umgebungswärme, WKK, Kälte: Pilot- und Demonstrationsanlagen 44517)
- GUIGAS, Michael: *Wärmeversorgung mit Wärmepumpe und Abwasserkanal-Wärmetauscher*. In: *Deutsche Bundesstiftung Umwelt* (2013), AZ-27080
- GUJER, Willi: *Siedlungswasserwirtschaft*. 3. Aufl. Berlin Heidelberg New York : Springer, 2007
- HAGSPIEL, Burkard: *Evaluation von Technik, Betrieb und Randbedingungen Evaluation von Technik, Betrieb und Randbedingungen Potenzial der Kanalwärmenutzung in Freiburg im Breisgau*. Freiburg, 2007
- HANDWERKSKAMMER REGION STUTTGART: *Wie viel kostet eine Handwerkerstunde?* 2013
- HENNING, Hans-Martin ; PALZER, Andreas: *Energiesystem Deutschland 2050 : Sektor- und Energieträgerübergreifende, modellbasierte, ganzheitliche Untersuchung zur langfristigen Reduktion energie-bedingter CO₂-Emissionen durch Energieeffizienz und den Einsatz Erneuerbarer Energien*. 2013
- HEPBASLI, Arif ; BIYIK, Emrah ; EKREN, Orhan ; GUNERHAN, Huseyin ; ARAZ, Mustafa: *A key review of wastewater source heat pump (WWSHP) systems*. In: *Energy Conversion and Management* 88 (2014), Nr. 0, S. 700–722
- HOMMA, R. ; NISHIYAMA, N. ; WAKIMIZU, H.: Simulation and experimental research of single-effect absorption refrigerators driven by waste hot water, Bd. 31. In: *Absorption Heat Pump Conference, 1994*. New York : American Society of Mechanical Engineers (ASME), 1994 (ASME/AES), S. 273–278
- HUBACHER, Peter ; BERNAL, Carlos ; EHRBAR, Max: *Feldmonitoring und Analysen an Grosswärmepumpen, Phase 2 - Schlussbericht*. Bern, 2010 (Umgebungswärme, WKK, Kälte: Pilot- und Demonstrationsanlagen)
- JAGNOW, Kati: *Energetische Gebäudeklassen*. Ostfalia Hochschule. 2004
- JAKUBITH, Manuel: *Chemische Verfahrenstechnik : Einführung in Reaktionstechnik und Grundoperationen*. Weinheim, New York : VCH, 1991
- JIRKA, Gerhard H. ; LANG, Cornelia: *Einführung in die Gerinnehydraulik*. 2. Aufl. Karlsruhe : Universitätsverlag, 2009
- KANG, Yong Tae ; KASHIWAGI, Takao: *An environmentally friendly GAX cycle for panel heating: PGAX cycle*. In: *International Journal of Refrigeration* 23 (2000), Nr. 5, S. 378–387 – Überprüfungsdatum 16.05.2018
- KENDALL, A.: *OPTICS CLUSTERING*. https://github.com/alexgkendall/OPTICS_Clustering : University of Cambridge, 2015
- KOWALSKI, Marek: *Abwasser als Wärmequelle und Wärmesenke für gasbetriebene Wärmepumpen und Kältemaschinen: Systemsimulation und Validierung*. Hochschule Düsseldorf. Masterthesis. 2015
- KUNZ, Claudia ; KIRRMANN, Sven: *Die neue Wärmewelt: Szenario für eine 100% erneuerbare Wärmeversorgung in Deutschland : Erstellt im Auftrag der Bundestagsfraktion Bündnis 90 / Die Grünen*. 2016

- LANG, Jürgen ; KOSCHORRECK, Andreas ; SCHÖNIGER, Thomas: *Kompendium Abwasserwärmenutzung* : Triolog Verlag, 2013
- LANGHEIN, J. ; STEIN, D. ; HOLZHERR, K. ; BOEHMER, H.: *Erfassung der Energiekosten an Schlachthöfen in Baden-Württemberg und der Verbesserung des Energieeinsatzes*. Stuttgart : Landesgewerbeamt Baden-Württemberg, 1982
- LI, Xiaoming ; LI, Yanjun: Second Law-Based Thermodynamic Analysis of a Heat Pump System Utilizing Sewage Source. In: *2010 4th International Conference on Bioinformatics and Biomedical Engineering* : IEEE, 2010, S. 1–4
- LIU, Xiaoyu ; NI, Long ; LAU, Siu-Kit ; LI, Haorong: *Performance analysis of a multi-functional heat pump system in cooling mode*. In: *Applied Thermal Engineering* 59 (2013), 1-2, S. 253–266
- LUNZE, Jan: *Regelungstechnik*. 7. Aufl. Berlin : Springer, 2008
- MARTÍNEZ, Víctor: *Multi-Objective Particle Swarm Optimization (MOPSO)* : Martínez, Víctor, 2017. URL <https://de.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/62074-multi-objective-particle-swarm-optimization-mopso?focused=7573906&tab=function>
- MASSING, Christian ; DAUBNER, Thomas: *Kanalkarte Wuppertal und Energieverbräuche*. E-Mail. 4.12.2014. van der Linden, Mark; GOEBEL, Johannes (Adressat)
- MATLAB: *Statistics and Machine Learning Toolbox*, 2014a
- MATLAB: *The Mathworks Matlab 2014a : Statistics and Machine Learning Toolbox*, 2014b
- METEOTEST AG: *Meteonorm*, 2010
- MÜLLER, Berit ; TASTEKIN, Silvia ; NEUHÄUSER, Achim: *Gebäudebezogene Nutzung von Abwasserwärme*. 1. Aufl. Berlin, 2011
- MÜLLER, E. A. ; STODTMEISTER, W. ; KOBEL, B.: Wärmenutzung aus Abwasserkanälen. Eine neue regenerative Energiequelle mit großem wirtschaftlichem Potenzial in Deutschland, Bd. 1714. In: *Tagung der VDI-Gesellschaft Energietechnik, Entwicklungslinien in der Energietechnik, 2002*. Düsseldorf : VDI-Verlag, 2002 (VDI-Berichte), S. 267–276
- MÜLLER, K. ET AL: *Potenziale und technische Optimierung der Abwasserwärmenutzung*. 2013 (Aktenzeichen IV-7 – 042 600 003 C)
- MÜNCH, Justin: *Abwasser als Wärmequelle und Senke für Gas Wärmepumpen: Verfeinerung der Wirtschaftlichkeitsbetrachtung durch simulative Ermittlung von Jahresarbeitszahlen*. Hochschule Düsseldorf. Projektarbeit. 2017
- NETZGESELLSCHAFT DÜSSELDORF MBH: *Erdgasanalyse für das Versorgungsgebiet Düsseldorf (nach DVGW - G685) : OE 022 Netzföhrung - Leitstelle*. URL http://www.netz-duesseldorf.de/media/netzgesellschaft_duesseldorf/lrv_gas/Erdgasanalyse_2016.pdf
- NEUMANN, Jens: *Einfluss der Energieeinsparverordnung EnEV2002 auf den Einsatz von Elektrowärmepumpen in Heizungsanlagen von Einfamilienhäusern*. TU Dresden, Fakultät Wirtschaftswissenschaften. Diplomarbeit. 2004
- OH, Sunhee ; CHO, Yong ; YUN, Rin: *Raw-water source heat pump for a vertical water treatment building*. In: *Energy and Buildings* 68 (2014), S. 321–328
- OHL, Matthias: *WSW Fernwärmestrategie : Vorstellung im Ausschuss für Umwelt der Stadt Wuppertal*. URL <https://cdn.politik-bei-uns.de/file-thumbnails/54eaf4911ae6a017fc442c3a/54ee66921ae6a07c9a660173/1200/4.jpg> – Überprüfungsdatum 16.05.2018
- OVENTROP GMBH & CO. KG: *Thermostatventil „Baureihe AV6“ mit Voreinstellung*. 2010
- PEREZ, Aldo: Economic and Environmental Evaluation of Sewage Heat Pumps and Electric Boilers Using Thermal Energy Storage. In: *IRES, International Renewable Energy Storage Conference, 11*, 2017, S. 1–14
- PFLUGER, Benjamin ; TERSTEEGEN, Bernd ; FRANKE, Bernd ; ET AL.: *Langfristszenarien für die Transformation des Energiesystems in Deutschland : Modul 3: Referenzszenario und Basisszenario Studie im Auftrag des Bundesministeriums für Wirtschaft und Energie*. 2017

- PIETRUCHA, Ulrich: Der Einsatz von GWP zur Fernwärme- und Kälteversorgung: Schwerpunkt Kraftwerksbetreiber. In: Universität St. Gallen (Hrsg.): *Wärmetagung: Potenzial Grosswärmepumpen: Anwendungsgebiete, Geschäftsmodelle, Rahmenbedingungen, Zukunftsaussichten*, 2016
- PLATE, Jürgen: *Kurzinfo zum Beleuchtungschaos*. URL <http://www.netzmafia.de/skripten/hardware/Licht/>
- QIAN, Jianfeng: Optimization design of urban sewage source heat pump system with freezing latent heat collection. In: *2011 International Conference on Mechatronic Science, Electric Engineering and Computer (MEC)* : IEEE, 2011, S. 636–639
- QIN, Na ; HAO, Peng Z.: *The operation characteristics of sewage source heat pump system and the analysis of its thermal economic benefits*. In: *Applied Thermal Engineering* 124 (2017), S. 1083–1089
- QUNLI, Zhang ; QIAN, Nie ; FANG, Liu ; CHAOHUI, Yin: *Technology and Economic Analysis of Sewage Source Heat Pump Combined Type District Heating Method*. In: *Energy Procedia* 142 (2017), S. 1312–1318 – Überprüfungsdatum 06.06.2018
- RECKNAGEL, Hermann ; SPRENGER, Eberhard ; SCHRAMEK, Ernst-Rudolf: *Taschenbuch für Heizung + Klimatechnik 13/14*. 76. Aufl. München : Oldenbourg Industrieverlag, 2012
- RICHTER, W. ; SEIFERT, J. ; GRITZKI, R. ; RÖSLER, M.: *Bestimmung des realen Luftwechsels bei Fensterlüftung aus energetischer und bauphysikalischer Sicht*. Dresden, 2003
- ROMETSCH, Lutz ; BENNERSCHIEDT, Christoph ; KOBEL, Beat ; MÜLLER, Ernst A. ; BOSSELER, Bert: *Wärmege-
winnung aus Abwasser*. Gelsenkirchen, 2005
- ROOSTAI, Sohrab: *Kann man die Wärme des Abwassers nutzen : Abwasserwärmepotentialkarte*. URL https://www.steb-koeln.de/abwasser-und-entwaesserung/der-weg-des-abwassers/der-weg-des-abwas-sers.jsp#SPRM_6. – Aktualisierungsdatum: 16.05.2018
- ROSTEK, H.: *Zum Stand der Technik von Gaswärmepumpen*. In: *Gas, Wasser, Abwasser* 59 (1979), Nr. 6, S. 298–301
- SCHINNERL, Daniel ; BUCAR, Gerhard ; PILLER, Sabine ; UNGER, Florian: *AbwasserWärmeNutzung: Leitfaden zur Projektentwicklung*. Graz, 2007
- SCHNEIDER, Marc-Christoph ; SEILER, Matthias: *Nachhaltige Bereitstellung von Absorptionskälte und -wärme durch multifunktionale Arbeitsstoffpaare*. In: *Chemie Ingenieur Technik* 83 (2011), Nr. 9, S. 1502–1509
- SIEBERTZ, Karl ; VAN BEBBER, David Theo ; HOCHKIRCHEN, Thomas: *Statistische Versuchsplanung : Design of Experiments (DOE)*. 1. Aufl. Heidelberg, Dordrecht : Springer, 2010 (VDI-Buch)
- SIERRA, Margarita Reyes ; COELLO COELLO, Carlos A.: Improving PSO-Based Multi-objective Optimization Using Crowding, Mutation and ϵ -Dominance, Bd. 3410. In: HUTCHISON, David; et al. (Hrsg.): *Evolutionary Multi-Criterion Optimization*. Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 2005 (Lecture Notes in Computer Science), S. 505–519
- SOLAR INSTITUT JÜLICH: *Carnot Toolbox : Conventional And Renewable eNergy systems Optimization Toolbox*, 2013. URL <https://fh-aachen.sciebo.de/index.php/s/0hxub0iIjrui3ED>
- SOMMER, D.: *Wirtschaftliche Abwasser-Wärmerückgewinnung*. In: *Klima Kälte Heizung* 12 (1984), Nr. 3, S. 103–105
- STALLMANN, Marco ; POHL, Christian: *Energiekonzept für die CitySolar AG in Bad Kreuznach*. 2006
- STEINHERR, Alexander: *Wärmerückgewinnung aus Abwasser*. In: *wwt Wasserwirtschaft Wassertechnik* (2011), 7-8, S. 16–19 – Überprüfungsdatum 14.09.2018
- STIERLIN, H. ; WASSERMANN, C.: *Feldversuche mit Gaswärmepumpe : Field trials with gas driven heat pumps*. In: *Gas, Wasser, Abwasser* 76 (1996), Nr. 3, S. 238–242
- STODTMEISTER, W.: *Heizen und Kühlen mit Abwasser-wärmepumpen*. In: *ikz-Haustechnik* 5 (2006), S. 36–37
- STODTMEISTER, Wolfram: *Wärmequelle Abwasser – Technik und Perspektiven*. In: *Umweltmagazin* (2010), Nr. 9, S. 52–53 – Überprüfungsdatum 15.05.2018

- SURES, Bernd: *KuLaRuhr - Nachhaltige urbane Kulturlandschaft in der Metropole Ruhr : Übersichtsbericht Verbundvorhaben : Laufzeit des Vorhabens: 01.05.2011 bis 30.10.2014, Berichtszeitraum 01.05.2011 bis 30.10.2014*. Duisburg, 2015
- Technische Regeln für Arbeitsstätten ASR A1.2. 2013. *ASR A1.2 "Raumabmessungen und Bewegungsflächen"*
- VAN DER LINDEN, MARK: *Potentialanalyse zur Abwasser-Wärmenutzung für den Raum Wuppertal*. FH-Düsseldorf. 2015
- VAN VELSEN, Stefan ; BENZ, Michael: *Wärmerückgewinnung aus Schmutzwasser Vorabklärung bezüglich des Potentials der Wärmerückgewinnung aus Schmutzwasser im Gebäude respektive auf dem Grundstück*. Winterthur : Bundesamt für Energie (BFE), 2013
- VDI 2067-1. 2012-09. *Wirtschaftlichkeit gebäudetechnischer Anlagen*
- VDI 2078. 2015. *Berechnung der thermischen Lasten und Raumtemperaturen (Auslegung Kühllast und Jahressimulation)*
- VDI 4640-2. 2001-09. *Thermische Nutzung des Untergrundes: Erdgekoppelte Wärmepumpenanlagen*
- VDI: *VDI-Wärmeatlas*. Berlin, Heidelberg : Springer, 2013
- W.A.S., WASSER- ABWASSER SYSTEMTECHNIK GMBH; BÜRKI, Maren (Mitarb.): *Messprojekt Mülheim 16.04.2014 bis 20.05.2014. Projektnummer: AG-6815*. Braunschweig, 2014
- WANNER, Oskar: *Wärmerückgewinnung aus Abwasser: Wärmetauscherverschmutzung - Auswirkungen und Gegenmassnahmen*. 2009 (Schriftenreihe der Eawag 19)
- WESTERHAUS, Simon: *Potentialstudie zur Abwasserwärmenutzung mittels Gassorptionswärmepumpen in Mülheim und ökologisch / wirtschaftliche Betrachtung von Alternativ-Technologien*. FH-Düsseldorf. Bachelor-Thesis. 2014
- WINIGER, Simon ; KALZ, Doreen ; VELLEI, Marika: Energetische Betriebsanalyse von erdgekoppelten Wärmepumpenanlagen für die Wärme- und Kälteversorgung von Nichtwohngebäuden. In: *DKV-Tagung, Deutsche Kälte-Klima-Tagung, 39*, 2012, S. 1–17
- ZHANG, Qunli ; FAN, Xingquan ; ZHANG, Wenjing ; WANG, Zhiming: Utilization Potential and Economic Feasibility Analysis of Bathing Sewage and its Heat Generated in Colleges and Universities, Bd. 142. In: *ICAE, International Conference on Applied Energy, 9*, 2017 (Energy Procedia (online)), S. 1244–1250
- ZHAO, X. L. ; FU, L. ; ZHANG, S. G. ; JIANG, Y. ; LAI, Z. L.: *Study of the performance of an urban original source heat pump system*. In: *Energy Conversion and Management* 51 (2010), Nr. 4, S. 765–770
- ZHOU, Wen Zhong ; LI, Jian Xing: Sewage Heat Source Pump System's Application Examples and Prospect Analysis in China. In: Purdue e-Pubs (Hrsg.): *The International Refrigeration and Air Conditioning Conference*. Purdue, 2004, R016
- ZOGG, M.: *Kleinsysteme für die Raumheizung. Nutzungsgrad über 150 %?* In: *Gas, Wasser, Abwasser* 76 (1996), Nr. 3, S. 230–237

15 Danksagung

Ich möchte Herrn Prof. Mario Adam für die Möglichkeit der Promotion und die umfassende Begleitung während der gesamten Promotion danken. Herrn Prof. Klaus Dieter Schierbaum möchte ich für die unkomplizierte Annahme des Promotionsvorhabens danken. Dies ist insbesondere in diesen Zeiten, in denen um das Promotionsrecht der Fachhochschulen gerungen wird, nicht selbstverständlich.

Der gesamten Arbeitsgruppe des ZIES bin ich dankbar für die gute Arbeitsatmosphäre, es war und ist immer schön mit Euch. Insbesondere Lena Frank hat mir mit Ihrem speziellen Wissen um s-functions und sonstigen Problemen in der Matlab-(Real-Time)-Welt geholfen. Marek Kowalski möchte ich danken, für die geduldige und ständige Umsetzung meiner Änderungswünsche in den (Gesamt-)Simulationsmodellen, sowie für die weitere Begleitung während des Projektes. Till Harder war stets eine große Unterstützung bei der professionellen Umsetzung meiner „Hilfselektriker“-Wünsche am HiL-Prüfstand. Justin Münch möchte ich danken, für die Durchführung der abschließenden Systemsimulationen, welche den Vergleich zu anderen Technologien erlaubten. Mein spärliches Wissen in Versuchsplanung und deren Auswertung wurde in zahlreichen Diskussionen mit Herrn Marius Reich auf ein, für mich, befriedigendes Niveau angehoben, danke dafür! Ferner hast Du bei mir ein Interesse an der Thematik erweckt. Wäre Stefan Lambach nicht zur Arbeitsgruppe gestoßen, so wäre ich wohl nie zu meiner Passion des Rennradfahrens gekommen. Mittlerweile konnte ich Dich vom Brevet-Fahren überzeugen. Ich hoffe auf noch viele gemeinsam zu fahrende Lang- und Kurzstrecken.

Abschließend geht ein großer Dank an meine Familie: Meine Frau Ana, die sich immer mit viel Geduld gut um den zerstreuten Doktoranden gekümmert hat. Meine Kinder Felix und Vinzenz, die mir in den Zeiten in denen es eher bescheidend lief immer ein Lächeln auf die Lippen gezaubert haben. Und meinen Eltern, ohne die ich niemals ein Studium aufgenommen hätte und die mich immer in meinem Tun bekräftigt haben.

Frau Saskia Draxler möchte ich für das Korrekturlesen danken!