

HEAVEN SCHLUSSBERICHT

Förderkennzeichen: 03ET1540 A/B

Gefördert durch:



Bundesministerium
für Wirtschaft
und Klimaschutz

Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung
liegt bei den Autorinnen und Autoren.

aufgrund eines Beschlusses
des Deutschen Bundestages

Danksagung

Das Forschungsprojekt HEAVEN wurde in der Zeit vom 01.01.2018 bis 31.10.2022 durch den Projektträger Jülich (PtJ) unter dem Förderkennzeichen 03ET1540 A/B betreut. Die Finanzierung erfolgte aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages durch das Bundesministerium für Wirtschaft und Klimaschutz, wofür wir uns herzlich bedanken.

Hinweis zum Bericht

Das Vorhaben wurde als Verbundprojekt vom Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme ISE, Freiburg, (Teilprojekt B) und Viessmann Werke Allendorf GmbH (Teilprojekt A) gemeinsam durchgeführt. Dieser Bericht beinhaltet eine Beschreibung aller Teilprojekte im Sinne eines Gesamtberichts:

A (Fkz: 03ET1540A): Wärmepumpenentwicklung und Systeme für bedarfsgerechte Wohnraumlüftung

B (Fkz: 03ET1540B): Regelungsentwicklung für Wärmepumpe und dezentrale Lüftung

HEAVEN

LowEx-Konzepte für die Wärmeversorgung von Mehrfamilien-Bestandsgebäuden (LowEx-Bestand); Modulierende Sole-Wärmepumpe mit Mehrquellensystem und dezentrale Lüftungsanlagen

Verbundkoordinator: Danny Günther

Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme ISE
in Freiburg

Förderkennzeichen: 03ET1540 A/B
Berichtszeitraum: 01.01.2018 bis 31.10.2022

Autoren AP1: Jakob Metz*, Dr.-Ing. Constanze Bongs, Danny Günther
(Fraunhofer ISE)
Dirk Ludwig (Viessmann)

Autoren AP2: Dr.-Ing. Sven Auerswald*, Dr.-Ing. Constanze Bongs, Dr.-Ing.
Thibault Pflug (Fraunhofer ISE)
Dr.-Ing. Paul Mathis (Viessmann)

Autor AP3: Dr.-Ing. Alexander Morgenstern* (Fraunhofer ISE)

Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt bei den Autorinnen und Autoren.
(*Hauptautoren)

Inhalt

Abkürzungsverzeichnis zu AP1	7
Zusammenfassung	8
0 Einleitung	12
0.1 Motivation, Ziele und Projektrahmen	12
0.2 Projektumsetzung	12
0.3 Hinweise zum Bericht	14
1 Modulierende Sole-Wärmepumpe und kombinierte Wärmequellen (Viessmann)	15
1.1 Untersuchung der Abtaugung mittels Erdwärme und Implementierung (Viessmann)	15
1.1.1 Konzeptionierung und zur Verfügung stellen des ersten Funktionsmusters für Labormessung (Viessmann)	15
1.1.2 Laboruntersuchungen zur Abtaugung am Luft/Sole-Wärmeübertrager (ISE)	17
1.1.3 Aufbau eines Modells für den Luft/Sole-Wärmeübertrager (ISE)	27
1.1.4 Ableitung geeigneter Strategien für die Regelung (ISE)	31
1.1.5 Ableiten von Verbesserungsoptionen hinsichtlich Konstruktion (Viessmann)	32
1.1.6 Bau eines zweiten Funktionsmusters und Testbetrieb (Viessmann)	33
1.2 Bau und Test von Funktionsmustern einer leistungsgeregelten Sole/Wasser-Wärmepumpe (Viessmann)	35
1.2.1 Aufbau von Wärmepumpen-Funktionsmustern in drei Entwicklungsstufen (Viessmann)	35
1.2.2 Erarbeitung und Analyse der Kältekreisconzepte (Viessmann)	35
1.2.3 Entwicklung des Ölmanagements des Kältekreises (Viessmann)	43
1.2.4 Weiterentwicklung und Aufbau der Wärmequellenhydraulik (Viessmann)	43
1.2.5 Untersuchung des zweiten WP-Funktionsmusters auf dem Teststand (ISE)	47
1.2.6 Implementierung der entwickelten Betriebsstrategien in die Regelung (Viessmann)	51
1.2.7 Optimierung der Regelung auf Basis der Feldtestergebnisse (Viessmann)	52
1.3 Wärmequellenkombination aus Erdwärmesonde und Luft/Sole-Wärmeübertrager (ISE)	54
1.3.1 Konzeptentwicklung Regelung (Viessmann)	54
1.3.2 Entwicklung und Validierung der Simulationsmodelle sowie Systemaufbau (ISE)	56
1.3.3 Entwicklung von Auslegungs- und Betriebsstrategien für die kombinierte Wärmequelle (ISE)	59
1.3.4 Ableitung vereinfachter Regelalgorithmen (Viessmann)	68
1.3.5 Teststandmessungen für neue Regelalgorithmen mit Dauerläufer (Viessmann)	68
1.3.6 Sensitivitätsanalyse, Qualitätssicherung und vereinfachte Dimensionierungsrichtlinien (ISE)	69
1.4 Feldtest Wärmepumpe mit kombinierter Wärmequelle (ISE)	70
1.4.1 Planung und Auslegung der Feldtestanlage (Viessmann)	70
1.4.2 Bereitstellung von Wärmepumpe und Luft/Sole-Wärmeübertrager (Viessmann)	74
1.4.3 Erstellung und Umsetzung eines Monitoring Konzeptes (ISE)	75
1.4.4 Betriebsüberwachung und Optimierung der Regelung (ISE)	78
2 Optimierung und Bewertung von dezentralen alternierend arbeitenden Wohnungslüftungssystemen	91

2.1	Entwicklung und Optimierung von Regelstrategien (ISE)	92
2.1.1	Bauliche und ökonomische Analyse der Regelungstechnik (Viessmann)	92
2.1.2	Entwicklung gekoppelter Lüftungs- und Gebäudemodelle (ISE)	92
2.1.3	Analyse und Simulation von Lüftungskonzepten und Regelungsstrategien (ISE)	95
2.1.4	Optimierung der Regelungsstrategien und Sensitivitätsanalyse (ISE)	103
2.1.5	Implementierung der entwickelten Regelungsstrategien (Viessmann)	106
2.2	Entwicklung eines Laborprüfverfahrens für dezentrale Lüftung (ISE, Viessmann)	108
2.2.1	Entwicklung der Bewertungsmethode und Erstellung eines Lastenhefts (ISE)	108
2.2.2	Planung und Aufbau des Teststandes (ISE+Viessmann)	116
2.2.3	Inbetriebnahme des Teststandes und der Messtechnik (ISE+Viessmann)	122
2.2.4	Erstellung eines reproduzierbaren Messverfahrens (ISE)	130
2.3	Feldtest wohnungsweise und raumweise Lüftung (ISE)	136
2.3.1	Auswahl der Technologien und Standorte und Bereitstellung von Lüftungsgeräten (Viessmann)	136
2.3.2	Erstellung eines Monitoringkonzepts (ISE)	138
2.3.3	Einbau, Inbetriebnahme, Unterhalt und Rückbau der Messtechnik und Datenerfassung (Viessmann)	141
2.3.4	Auswertung der Messergebnisse und Validierung der Simulationsergebnisse (ISE)	145
3	Dezentrales Lüftungsgerät mit Koaxialwärmetauscher und energieeffizienten Axiallüftern	153
3.1	Definition der Randbedingungen, Voruntersuchungen und Studie zu Konzepten zur Kondensatabfuhr	153
3.1.1	Definition der Randbedingungen und Zielgrößen	153
3.1.2	Definition der Daten für die Auswahl geeigneter Axiallüfter	154
3.1.3	Recherche zu energieeffizienten Axiallüftern unter Berücksichtigung der Geometrie und der zu erwartenden Betriebspunkte	155
3.1.4	Theoretische und experimentelle Studie zu Konzepten zur Kondensatabfuhr	157
3.1.5	Experimentelle Untersuchungen von Kondensationsvorgängen, Feuchteübertragung und Kondensattransport	166
3.2	Auslegung und Konstruktion	173
3.2.1	Beratende Begleitung des Entwicklungsprozesses	173
3.2.2	Anpassung der Software zur Erstellung der Querschnittsgeometrien (z. B. neue Querschnittsvarianten)	173
3.2.3	Berechnung der Querschnittsgeometrien zur Erstellung unterschiedlicher Varianten des Koaxialwärmetauschers für gegebene Randbedingungen	175
3.2.4	Erstellung von 3D-CAD-Modellen der Koaxialwärmetauschervarianten	175
3.2.5	Automatisierung der Geometrieerstellung, um viele Varianten in kurzer Zeit erzeugen zu können	175
3.2.6	Konkretisierung der Konzepte zur Kondensatabfuhr: Auslegung und Fertigung	176
3.2.7	Tests von Konzepten zur Kondensatabfuhr	177
3.3	Multiphysikalische Simulationen	178
3.3.1	Aufbereitung der 3D-Konstruktionen für multiphysikalische, d. h. hier gekoppelte thermo- und fluiddynamische Simulationen (Netzgenerierung)	178
3.3.2	Einlesen der Geometrie in Multiphysics-Software COMSOL	178
3.3.3	Simulation der Koaxialwärmetauscher unter verschiedenen Randbedingungen mit Multiphysics-Software COMSOL und Visualisierung der Ergebnisse	178
3.3.4	Auswahl geeigneter Lüfter auf Basis simulierter Betriebspunkte	182
3.4	Herstellung, Vermessung und Bewertung	183

3.4.1	Herstellung der Koaxialwärmetauscher mittels generativer Fertigung („3D-Druck“) im Unterauftrag	183
3.4.2	Entwicklung von Mess- und Bewertungsmethoden für Koaxialwärmetauscher	189
3.4.3	Bereitstellung weiterer notwendiger Komponenten, die für die Vermessung des Gesamtsystems notwendig sind	189
3.4.4	Untersuchungen zu Möglichkeiten der Serienfertigung des Koaxialwärmetauschers mit externer Beratung im Unterauftrag	189
3.4.5	Zusammenbau des gesamten dezentralen Lüftungsgeräts unter Verwendung des 3D-gedruckten Koaxialwärmetauschers und kommerziell verfügbarer energieeffizienter Lüfter	190
3.4.6	Vermessung der Koaxialwärmetauscher hinsichtlich thermischer Leistungsfähigkeit und Druckverlust sowie energetische Bilanzierung	190
3.4.7	Vermessung und Bewertung des Gesamtsystems unter Berücksichtigung der Zielspezifikationen	191
3.4.8	Bewertung der Koaxialwärmetauscher	191
3.4.9	Validierung der Simulationsmodelle als Basis für Optimierung	191
4	Anhang	192
4.1	Anhang 1: Technische Eigenschaften Luft/Sole-Wärmeübertrager	192
4.2	Anhang 2: Ausgewählte Messreihen der Messphasen 1 und 2 im Rahmen des AP 1.2.5	193
4.3	Anhang 3: Ergebnis der Literaturrecherche zum Einfluss des entstehenden Kondensats auf Wärmeübertrager	205
4.4	Anhang 4: Hintergrundinformationen zu Abschnitt 2.2 Entwicklung eines Laborprüfverfahrens für dezentrale Lüftung (ISE, Viessmann)	206
4.4.1	Feuchte Luft – Sensitivitätsanalyse	206
4.4.2	Dichte in Abhängigkeit der Feuchte	207
5	References	211

Abkürzungsverzeichnis zu AP1

AE	Außeneinheit (steht für Luft/Sole-Wärmeübertrager)
AZ	Arbeitszahl
BOI	Gasbrennwertgerät
BR	Verblockungsrate (engl. blocking rate)
CON	Bedingung (engl. Condition)
COP	Coefficient of Performance (Leistungszahl ϵ)
DWD	Deutscher Wetterdienst
EFH	Einfamilienhaus
EWP	Erdreichwärmepumpe
EWS	Erdwärmesonde
FWS	Frischwasserstation
HIL	Hardware In The Loop
HK	Heizkurve
HS	Heizstab
HXBH	Heat Exchanger Bore Hole (Reglerbezeichnung für EWS)
HXODU	Heat Exchanger Out Door Unit (Reglerbezeichnung für LWÜT)
JAZ	Jahresarbeitszahl
LWP	Luftwärmepumpe
LWÜT	Luft/Sole-Wärmeübertrager
MAG	Membranausdehnungsgefäß
MAZ	Monatsarbeitszahl
MFH	Mehrfamilienhaus
MID	Measurement Instruments Device
MOD_H	Heizbetriebsmodus
MOD_R	Regenerationsbetriebsmodus
MQWPS	Mehrquellen-Wärmepumpensystem
oGD	obere Geschossdecke
PVT	Photovoltaisch-thermischer Kollektor
RCD	Abtauung durch Kreislaufumkehr
RH	Raumheizung
rSD	relative Standardabweichung
SD	Standardabweichung
SPF	Seasonal Performance Factor
SW	Schaltweg
TA Lärm	Technische Anleitung zum Schutz gegen Lärm
TWW	Trinkwarmwasser
VC	Vitocontrol 200 M
WMZ	Wärmemengenzähler
WP	Wärmepumpe(n)
WQ	Wärmequelle(n)
WQA	Wärmequellenanlage(n)
WQH	Wärmequellenhydraulik
WÜT	Wärmeübertrager

Zusammenfassung

AP1 Modulierende Sole-Wärmepumpe und kombinierte Wärmequellen (Viessmann)

Das erste Arbeitspaket behandelt die Entwicklung eines Mehrquellen-Wärmepumpensystems aus Erdreich und Außenluft. Das entstandene Funktionsmuster leistet einen Beitrag zu den wärmequellenseitigen Hemmnissen von Wärmepumpen im Mehrfamilienhausbestand im Kontext einer hohen Bebauungsdichte. Durch die Nutzung der beiden etablierten Wärmequellen ist eine signifikante Reduktion des Erdwärmesondenfelds und zugleich ein lärmsensibler Betrieb der Außenluftwärmequelle möglich. Darüber hinaus bietet der Wärmeaustausch zwischen den Quellen Vorteile, indem das Erdreich im Sommer durch warme Außenluft regeneriert werden kann und das Erdreich als Niedertemperatur-Wärmequelle für eine winterliche Abtauung des Luft-Wärmeübertragers nutzbar ist. Die anvisierte modulierende Sole-Wärmepumpe wurde entgegen der Projektplanung nicht entwickelt.

AP1.1: Untersuchung der Abtauung mittels Erdwärme und Implementierung (Viessmann)

Die Niedertemperatur-Soleabtauung wurde in Laborversuchen mit einem Lamellen-Rundrohr Luft/Sole-Wärmeübertragung in Tischkühler-Bauform überprüft. Das Schmelzen einer Reif- oder Eisschicht ist bereits ab 3°C Soletemperatur möglich, Schmelzwasser-rückstände machen jedoch eine zweite elektrische Abtaustufe erforderlich. Auf Basis der erhobenen Messdaten wurde weiterhin ein dynamisches, eindimensionales Greybox-Modell zur Abbildung von Kondensation, Bereifung, Eisbildung und Abtauung sowie der zugehörigen Transitionsvorgänge erstellt. Die Möglichkeiten der Abtauung, ebenso wie Erkenntnisse zum Wärmepumpenbetrieb eines Tischkühlers und konstruktive Maßnahmen bei Beregnung, sind Grundlagen für die weitere Entwicklung im Mehrquellen-Wärmepumpensystem.

AP1.2: Bau und Test von Funktionsmustern einer leistungsgeregelten Sole/Wasser-Wärmepumpe (Viessmann)

Die durchgeführten Hardware-in-the-Loop (HIL) Teststandversuche stellen eine Vorabprüfung von Anlage und Regelung in kleinem Maßstab dar. Mit einer Wärmepumpenkaskade aus 10,4 kW und 5,7 kW Heizlast, einer Vorentwicklung der Wärmequellenhydraulik und unter Emulation von Quellen- und Senkenseite wurde das Zusammenspiel der Komponenten und des Regelungsalgorithmus überprüft. Hieraus konnten wichtige Erkenntnisse zur Vereinfachung der Regelung und Verbesserung der Robustheit abgeleitet werden. Der entwickelte objektorientierte Python-Regler wurde in diesem Zuge im Vorfeld des Feldversuchs getestet und optimiert.

AP1.3: Wärmequellenkombination aus Erdwärmesonde und Sole/Luft-Wärmeübertrager (ISE)

Das Funktionsmuster des Mehrquellen-Wärmepumpensystems wird anhand des modellbasierten Entwurfs von Betriebszuständen, Wärmequellenhydraulik und Wärmequellenregelung erarbeitet. Da die Wärmequelle Erdreich anders als die Außenluft eine definierte Kapazität aufweist, liegt der Fokus der Entwicklung auf einer nachhaltigen Belastung des teillastdimensionierten Erdreichs. Die betrachteten Systemvarianten ebenso wie unterschiedliche Wärmequellendimensionen werden anhand von Jahressimulationen evaluiert. Es wird festgestellt, dass in Zeiten hoher Heizlast die zeitgleiche Nutzung beider Wärmequellen mit unterschiedlichen Wärmepumpen (Parallelbetrieb) den Schlüssel für eine Entlastung des Erdreichs sowie für eine Verbesserung der Gesamteffizienz liefert.

Eine Reduktion des Erdwärmesonden-Felds auf 40 % einer klassischen Erdreich-Wärmepumpe ist möglich, ohne das Risiko einer langfristigen Überlastung zu erhöhen.

Einleitung

AP1.4: Feldtest Wärmepumpe mit kombinierter Wärmequelle (ISE)

Die Feldtestanlage wurde mit einer Wärmepumpenkaskade aus 28,7 kW und 40,3 kW nominaler Heizleistung geplant. Diese haben eine Gesamtkälteleistung von 56,6 kW. Das Erdwärmesonden-Feld stellt 30 kW (53 %) und ein Luft/Sole-Wärmeübertrager stellt weiterhin 40 kW (71 %) Nominalleistung bereit. Die messtechnische Untersuchung des Mehrquellen-Wärmepumpensystems in einem bestehenden Mehrfamilienhaus mit 30 Wohneinheiten wird von März 2022 bis Februar 2023 ausgewertet. Es können die Vorteile des Parallelbetriebs bestätigt werden: Eine Überlastung des Erdreichs wird konsequent vermieden. Vor dem Hintergrund hoher Sekundärtemperaturen resultiert eine Jahresarbeitszahl von 3,25.

AP2 Optimierung und Bewertung von dezentralen alternierend arbeitenden Wohnungslüftungssystemen

Das zweite Arbeitspaket adressiert die Weiterentwicklung von dezentralen Lüftungsgeräten. Hierbei wurden auf Basis eines eigens erstellten Modells optimierte Regelstrategien entwickelt. Darüber hinaus wurde auf dem dafür konzipierten Teststand ein neuartiger Ansatz zur Bewertung von dezentralen Lüftungsgeräten entwickelt. Die Ergebnisse aus der abschließenden Feldmessung flankierten die Regelungsentwicklung und die Entwicklung der neuen Bewertungsmethode in positiver Weise.

AP2.1: Entwicklung und Optimierung von Regelstrategien (ISE)

Um über die Arbeitspakete hinweg bei der technischen Ausgestaltung die Bedürfnisse der Nutzenden im Fokus zu behalten, wurden zu Beginn die Anforderungen an Lüftungsgeräte aus Nutzersicht zusammengestellt. Anschließend wurde in Modelica/Dymola das Modell eines Pendellüfters aufgebaut und anhand einer eigens hierfür durchgeführten Vermessung eines Viessmann Vitovent 100-D Pendellüftungsgerätes validiert. Als Basis für die Weiterentwicklung von Regelstrategien wurden von über 30 Unternehmen, 20 Patenten und 30 wissenschaftlichen Veröffentlichungen unterschiedliche Regelungsstrategien zusammengetragen und verglichen. Die darauf basierende bedarfsgeregelten Lüftung wurde anschließend modellbasiert für fünf unterschiedliche Standorte analysiert. Im Zuge dessen wurde u.a. festgestellt, dass der Winddruckeffekt bei drehzahlgeregelten Pendellüftern nicht vernachlässigbar ist und weiter untersucht werden muss. Ferner reagieren Energieverluste (Energiebilanz) stärker auf Winddruck als auf die Feuchtigkeit und CO₂-Konzentration (Massenbilanz). Abschließend wurde eine bestehende neue Regelung, basierend auf einem lernenden Algorithmus (Trainingsdatensatz von Rückmeldungen und Messwerten), weiterentwickelt und Hard- wie Softwareseitig erfolgreich in einem Vitovent 100-D Lüftungsgerät implementiert.

AP 2.2: Entwicklung eines Laborprüfverfahrens für dezentrale Lüftung (ISE, Viessmann)

Als Datenbasis wurden im Rahmen einer Marktanalyse die Datenblätter von 38 dezentralen Lüftungsgeräten analysiert. Die konzeptionelle Vorarbeit zur Entwicklung eines neuartigen Laborprüfverfahrens umfasste die Fragestellungen nach den Größenordnungen der vorab gesammelten Energieströme und Effekte (u.a. über die Luft übertragene Wärmeströme oder Unausgeglichene Luftströme zwischen Zu- und Abluft) und nach den bereits bestehenden Mess- und Berechnungsmethoden. Auf Basis dieser Vorarbeit wurden zwei Teststände - je einer bei Viessmann und am Fraunhofer ISE - geplant, errichtet und in Betrieb genommen. Auf Seiten des Fraunhofer ISE folgt dem Messkonzept dem Spülluftverfahren - mit sehr hoher Messgenauigkeit. Im Ergebnis zeigt sich, dass für die Sicherstellung eines ausreichenden Raumlufwechsels in der Aufenthaltszone bei Pendellüftersystemen mehr Luft gefördert werden müsste als dies bisher angenommen wird. Dadurch wird der jährliche Stromverbrauch tendenziell unterschätzt. Wird zudem der Feuchteanteil der Luft sowie die Strömungssituation für die Wärmerückgewinnung mit

berücksichtigt zeigt sich, dass jährl. Einsparung an Heizenergie derzeit überschätzt wird. Resultierend aus diesen beiden Ergebnissen wird der energetische Mehrwert durch Energieeinsparung nach dem Spezifischer „Energieverbrauch“ für Pendellüftersysteme derzeit etwa um einen Faktor 2 überschätzt.

Einleitung

AP2.3: Feldtest wohnungsweise und raumweise Lüftung (ISE)

Es wurden zwei voneinander unabhängige Untersuchungen durchgeführt. Einerseits die Demonstration der entwickelten Regelungen im Demogebäude „Energy Smart Home Lab (ESHL)“ auf dem Campus des KIT in Karlsruhe. Zum anderen wurden Feldmessungen zur erzielten Luftaustauscheffizienz durch das eingebaute Pendellüftersystem durchgeführt, nachdem im Projektverlauf deutlich wurde, dass die angedachten Labormessungen zu den resultierenden Raumlufteigenschaften nicht umsetzbar sein würden. Zur Absicherung der Methodik wurden zunächst Labormessung am INES der Hochschule Offenburg durchgeführt. Anschließend wurde die Messmethodik auf zwei Wohnungen für Feldmessungen übertragen. Dabei konnten homogene lokale Luftaustauscheffizienzen um den Wertebereich der Mischlüftung gefunden werden. Allerdings führt eine Berücksichtigung der Infiltrationen dazu, dass der bereitgestellte Referenzvolumenstrom entsprechend höher anzusetzen ist, was die Luftaustauscheffizienzen entsprechend verringert. Auch zeigt sich bereits die Tendenz, dass höhere Anlagenluftwechselraten tendenziell zu niedrigeren Luftaustauscheffizienzen führen. Eine höhere Anlagenluftwechselrate tauscht die Raumlufte zwar schneller aus, aber der Aufwand dafür steigt tendenziell überproportional.

AP3 Dezentrales Lüftungsgerät mit Koaxialwärmetauscher und energieeffizienten Axiallüftern

Im Rahmen von AP3 wurde die mathematische Beschreibung der Geometrie des Koaxialwärmeübertragers erfolgreich in einen Programmcode überführt und daraus eine 3D-Datei als Grundlage für die weitere Bearbeitung mit einem CAD-Programm erstellt. Damit konnten erstmals multiphysikalische Simulationen unter Berücksichtigung dieser komplexen Wärmeübertragergeometrie durchgeführt sowie ein erstes Testmuster in Reialgröße mittels 3D-Druck angefertigt werden. Die damit erreichte Flexibilität ermöglichte die Betrachtung von Variationen der Geometrie hinsichtlich Kanalanzahl und Länge der Anström- und zentralen Wärmeübertragerbereiche. Die anvisierte Herstellung eines Funktionsmusters mit anschließender messtechnischer Bewertung wurde nicht durchgeführt.

AP3.1: Definition der Randbedingungen, Voruntersuchungen und Studie zu Konzepten zur Kondensatabfuhr

Zu Beginn wurden mittels Marktanalyse und Kundenbefragung die Anforderungen an ein dezentrales Lüftungsgerät zusammengestellt sowie ein Marktrecherche zu Axiallüftern durchgeführt. Bei den Studien zur erforderlichen Kondensatabfuhr wurden die Fragen nach dem Transport des Kondensats aus dem Wärmeübertrager und der Rückgewinnung der Feuchte/Übertragung der Feuchte aus der Abluft in die Zuluft adressiert. Hierfür wurden auf einem eigens konzipierten Teststand die Wirksamkeit mikrostrukturierter Oberflächen (bionische Mikrostrukturierung zur Erzeugung von Kapillareffekte) sowie mikroporöser (maximale Porendurchmesser bei A1: 30-35 µm, bei B2: 33-39 µm und bei C2: 50.58 µm.) Wärmeübertragerwände untersucht. Bei den mikrostrukturierten Flächen musste festgestellt werden, dass diese in der vorliegenden Größe für reines Wasser nicht geeignet ist. Bei den mikroporösen Wärmeübertragerwänden zeigten die Platten B2 und C2 gute Ergebnisse hinsichtlich eines potenziellen Feuchtetransports von der Ab- auf die Zuluft.

AP3.2: Auslegung und Konstruktion

Ein wichtiger Schritt zur Optimierung der Geometrie des Koaxialwärmeübertragers war die automatisierte Erstellung entsprechender Geometrien als Volumenkörper zur

nachgelagerten modelbasierten Analyse von Strömungsverhalten und Wärmeübergang. Hierfür erfolgte eine komplett neue Programmierung des Berechnungsalgorithmus mit Python, um u.a. in Abhängigkeit vom Durchmesser des Innenrohrs, der Wandstärke oder der Länge des Übergangsbereichs 2D-Querschnittsgeometrien zu berechnen. Auf Basis weiterer entwickelter Python-Skripte wurde es dann mit dem Inventor-Package „Auto-desk Mesh Enabler“ möglich, einen Flächenkörper in einen Volumenkörper umzuwandeln.

AP3.3: Multiphysikalische Simulationen

Mit der Multiphysics-Software COMSOL wurden modelbasierte Analysen mit Variation der Geometrie durchgeführt. An Hand eines ersten Testmusters vorgenommene Untersuchungen erreichten bei gegebenen Annahmen einen Druckverlust von etwa 23 Pa und einen Wärmerückgewinnungsgrad von etwa 63%. Der Wert des Druckverlusts bestätigte die Simulationsergebnisse. Die Abweichungen zwischen Simulation und dem am Teststand erreichten, geringeren, Wärmerückgewinnungsgrad resultieren aus den Materialeigenschaften, die in der Simulation nicht exakt den realen Parametern angepasst werden konnten. Außerdem zeigten sich noch erhebliches Verbesserungspotential hinsichtlich der Geometrie und damit der Strömungsverhältnisse, weshalb ein neuer geometrischer Ansatz erarbeitet wurde. Bei zugrunde legen der verbesserten Geometrie (Testmuster 2) konnte der spezifische Wärmeübertragungskoeffizient von 22,18 W/m²K auf 28,2 W/m²K verbessert werden. Die im Vergleich zum Testmuster 1 geringere Wärmeübertragerfläche führte jedoch zu einen geringeren Wärmerückgewinnungsgrad von 46%.

AP3.4: Herstellung, Vermessung und Bewertung

Im Verlauf des Projektes erfolgte zunächst die Analyse verschiedener 3D-Druck Kunststoffe auf ihre Tauglichkeit für die Fertigung eines Koaxialwärmeübertragers. Im Ergebnis wurde für den ersten Testdruck eines Testmusters in Realgröße ein passendes Material ausgewählt. Auf Grund zu erwartender Undichtigkeiten von 3D-gedruckten Objekten mit geringer Wandstärke wurde gemeinsam mit dem Hersteller (3D-Druck Firma rapidobject) entschieden, eine zusätzliche Oberflächenversiegelung vornehmen zu lassen. Der so modifizierte Koaxialwärmeübertrager wurde anschließend auf dem Teststand hinsichtlich Druckverlustes und Wärmerückgewinnungsgrad untersucht. Die experimentell ermittelten Ergebnisse bildeten dann die Grundlage für den Vergleich mit den Simulationsergebnissen. Wie bereits oben dargestellt und experimentell bestätigt, zeigte sich geometrisches Optimierungspotential, welches im Entwurf einer neuen Geometrie umgesetzt wurde. Bei der messtechnischen Charakterisierung zeigte sich weiterhin, dass es bedingt durch die interne Wärmeübertragergeometrie zu lokalen Unterschieden direkt am Luftaustritt kommt, die zwar für die Anwendung in einem Lüftungsgerät unproblematisch sind aber einen Einfluss auf die exakte Erfassung von Messwerten und damit auf die Bewertung der energetischen Parameter haben können.

Eine finale Umsetzung der optimierten Geometrie, die simulationsbasierte und messtechnische Bewertung und die angestrebte Überführung in ein Lüftungsgerät konnte auf Grund der veränderten Randbedingungen durch den Rückzug des Projektpartners nicht realisiert werden

0 Einleitung

0.1 Motivation, Ziele und Projektrahmen

Zur Umsetzung der klimapolitischen Ziele der Bundesregierung sollen zu einem erheblichen Teil CO₂-Emissionsminderungen im Gebäudebereich beitragen. Um die definierten Zielwerte in diesem Sektor zu erreichen, muss ein integrativer Ansatz verfolgt werden. Dieser umfasst zum einen die Verbesserung des baulichen Wärmeschutzes und zum anderen die Dekarbonisierung der Wärmebereitstellung. Wärmepumpen haben großes Potenzial zur Senkung der spezifischen CO₂-Emissionen für die Wärmebereitstellung und sind nicht zuletzt mit der geplanten Novelle des Gebäudeenergiegesetz eine der wenigen möglichen Versorgungslösungen, mit denen sich die Nutzung 65% Erneuerbarer Energien realisieren lassen.

Eine Reihe von Vorhaben widmete sich in einem thematischen Verbund den speziellen Herausforderungen bei der Integration von Wärmepumpentechnologien bei der Sanierung von Mehrfamilienhäusern. Im Rahmen von LowEx-Bestand (LowEx-Konzepte für die Wärmeversorgung von Mehrfamilien-Bestandsgebäuden, Fkz: 03SBE0001 A/B/C, <https://www.lowex-bestand.de/>) wurden sowohl thematische Grundlagen erarbeitet als auch im Rahmen mehrerer Technologieprojekte zu entwickelnde LowEx-Komponenten, -konzepte und -systeme demonstriert.

Das hier beschriebene Vorhaben mit dem Kurztitel HEAVEN (HEATING and VENTILATION) ist eines der genannten Technologieprojekte. Dabei adressieren das Fraunhofer ISE und die Viessmann Werke Allendorf GmbH die Themenbereiche Wärmepumpen und Wohnraumlüftung. Im Themenbereich Wärmepumpen sollten eine leistungsmodulierende Sole-Wärmepumpe für den adressierten Leistungsbereich sowie Dimensionierungs- und Betriebsstrategien für ein Mehrquellensystem, bestehend aus mitteltiefen Erdwärmsonden (bis ca. 250 m) und Luft/Sole-Wärmeübertragern, entwickelt werden. Damit wird angestrebt, die Vorteile der Wärmequelle Erdreich (verglichen mit der hier typischen Anwendung Außenluft: Effizienz und Akustik) für den Bereich der MFH-Sanierung nutzbar zu machen (AP1). Im Themenbereich Wohnraumlüftung sollte einerseits eine Regelungsoptimierung für wohnungs- sowie raumweise Lüftungsgeräte durchgeführt werden, um signifikante Energieeinsparungen zu erreichen. Darüber hinaus wurde anvisiert ein Laborprüfstand sowie eine Bewertungsmethode für die dringend erforderliche kombinierte Betrachtung von energetischer Performance und Lüftungseffektivität zu entwickeln (AP2). Mit den Zielen einer signifikanten Verbesserung von Effizienz und Geräuschemission sollte außerdem ein dezentrales Lüftungsgerät mit Koaxialwärmeübertrager und energieeffizienten Axiallüftern entwickelt werden (AP3).

0.2 Projektumsetzung

Thematisch adressieren die Arbeitspakete 1, 2 und 3 jeweils in sich abgeschlossene Aufgaben und haben daher keinen Überlapp in der Bearbeitung, wenngleich AP2 und AP3 gleiche Anwendungsbereiche (dezentrale Wohnraumlüftung) aufweisen.

Die Projektpartner Fraunhofer ISE und Viessmann Werke Allendorf GmbH starteten das Projekt mit Jahresbeginn 2018. Die Laufzeit betrug ursprünglich 3 Jahre, bis Ende 2020. Durch Verzögerungen in AP2 und AP3 wurde das Projekt bis 31.10.2022 verlängert. Die Arbeiten in AP3 wurden Ende 2020 abgeschlossen, die Arbeiten in AP2 Ende 2021 und das AP1 Ende Oktober 2022.

Im Rahmen des AP1 (Modulierende Sole-Wärmepumpe und kombinierte Wärmequellen) wurde entgegen der Projektplanung kein Funktionsmuster einer leistungsmodulierenden Wärmepumpe im adressierten Leistungsbereich bis 80 kW entwickelt, was sich auf die Realisierung weiterer Aufgaben in AP1 auswirkte. Von Seiten Viessmann wurde für die Erprobung und Demonstration der Wärmequellenhydraulik und der Wärmequellenregelung auf dem Teststand und im Feld jeweils eine Wärmepumpenkaskade zur Verfügung gestellt. Dies hatte wiederum Auswirkungen auf die Entwicklungsarbeiten, da die Wärmequellenhydraulik auf die Wärmepumpenkaskade angepasst wurde und bei der Regelungsentwicklung fixe Leistungsstufen (Quellen- und Senkenseitige Auswirkungen) statt einer kontinuierlich modulierenden Leistung berücksichtigt werden musste.

Das Ziel des AP2 war es, zwei Teststände - je einen bei Viessmann und am Fraunhofer ISE - zu planen, zu errichten und in Betrieb zu nehmen mit denen dezentrale Lüftungsgeräte reproduzierbar geprüft werden können. Kernaspekte hierfür sollten die Energieeffizienz, die Lüftungswirksamkeit sowie die experimentelle Darstellung des Windeinflusses auf die Geräte sein. Als Grundlage für die Erstellung des Lastenheftes sollten dazu die Empfehlungen aus existierenden Normen und Zertifizierungsmethoden für Lüftungsgeräte im Allgemeinen sowie dezentralen Geräten im Speziellen dienen. Im Laufe des Bearbeitungsprozesses ist deutlich geworden, dass die Komplexität, welche sich hinter einem solchen Vorhaben verbirgt, besser umsetzen lässt, indem die Untersuchung der erreichten Energieeffizienz, von der der Lüftungswirksamkeit getrennt wird. Im Zuge der Neuausrichtung der Teststandplanung wurden schließlich bei Viessmann und dem Fraunhofer ISE unterschiedliche Konzepte verfolgt, um nicht mit zwei Testständen möglicherweise den gleichen Unsicherheiten und Herausforderungen zu begegnen.

Gemäß Projektplanung war vorgesehen, dass Viessmann die optimierten Konzepte eines Koaxialwärmeübertragers in die Entwicklung eines Funktionsmusters eines dezentralen Lüftungsgerätes überführt, was nicht erfolgte. Hierdurch konnten verschiedene Arbeiten nicht wie ursprünglich geplant durchgeführt werden. Das betrifft im Wesentlichen Arbeiten in AP 3.3 und 3.4 mit Bezug auf die Erstellung eines kompletten Lüftungsgeräts, speziell die Auswahl von Komponenten, der Zusammenbau und die Vermessung eines Gerätes und Betrachtungen zur Serienfertigung.

Aufgrund personeller Engpässe auf Seiten Viessmann und um die Projektziele nicht zu gefährden, wurden folgende Arbeitspakete zumindest in Teilen durch das Fraunhofer ISE bearbeitet:

- AP 1.1.5: Ableiten von Verbesserungsoptionen hinsichtlich Konstruktion Luft/Sole-Wärmeübertrager
- AP 1.1.6: Bau eines zweiten Funktionsmusters und Testbetrieb
- AP 1.2.4: Weiterentwicklung und Aufbau der Wärmequellenhydraulik
- AP 1.2.6: Implementierung der entwickelten Betriebsstrategien in die Regelung
- AP 1.3.1: Konzeptentwicklung Regelung
- AP 1.4.1: Planung und Auslegung der Feldtestanlage
- AP 2.1.5: Implementierung der entwickelten Regelungsstrategien
- AP 2.3.1: Auswahl der Technologien und Standorte und Bereitstellung von Lüftungsgeräten
- AP 2.3.3: Einbau, Inbetriebnahme, Unterhalt und Rückbau der Messtechnik und Datenerfassung

0.3 Hinweise zum Bericht

Einleitung

Die nachfolgende Gliederung entspricht exakt den Arbeitspaketen bzw. deren Nummerierung gemäß Vorhabenbeschreibung. Die Nennung des Partners in Klammern verdeutlicht die Verantwortlichkeiten für das jeweilige Arbeitspaket, wobei etwaige Verschiebungen einzelner Inhalte pro AP, wie in Kapitel 0.2 beschrieben, nicht extra dokumentiert sind. Für AP3 sind die Verantwortlichkeiten nicht extra genannt, da diese aufgrund des zwischenzeitlichen Rückzuges des Projektpartners Viessmann aus diesem AP komplett beim Fraunhofer ISE lagen.

1 Modulierende Sole-Wärmepumpe und kombinierte Wärmequellen (Viessmann)

Modulierende Sole-Wärmepumpe
und kombinierte Wärmequellen
(Viessmann)

1.1 Untersuchung der Abtauung mittels Erdwärme und Implementierung (Viessmann)

1.1.1 Konzeptionierung und zur Verfügung stellen des ersten Funktionsmusters für Labormessung (Viessmann)

Um eine geeignete zweite Wärmequellenanlage, neben den für das Projekt bereits fixierten Erdwärmesonden, zu definieren, wurden von Seiten Viessmann im Jahr 2018 verschiedene Konzepte zur Wärmegewinnung aus Luft/Sole-Wärmeübertragern recherchiert, analysiert und in einer Bewertungsmatrix miteinander verglichen. Das favorisierte Konzept wurde von Viessmann näher spezifiziert und für die Labormessung im Rahmen von AP 1.2 zur Verfügung gestellt.

Rückkühler

Bei dem Rückkühler des Typs GFHC FD 080.1/13-15 der Firma Güntner GmbH & Co. KG handelt es sich um einen kompakten Luft/Sole-Wärmeübertrager der sowohl in horizontaler als auch vertikaler Bauart zur Verfügung steht. Im Unterschied zu den anderen im Vergleich betrachteten Luft/Sole-Wärmeübertragern verfügt der Rückkühler über mehrere Lüfter. Die Drehzahl dieser Lüfter lässt sich mit Hilfe eines Inverters regeln, dadurch wird Leistungsregelung möglich. Des Weiteren garantieren hocheffiziente Wärmetauscher und neuste Ventilatorstechnik einen energiesparenden Betrieb. Für den Vergleich der Luft/Sole-Wärmeübertrager wurde als Variante die Tischform (vertikale Durchströmung) gewählt. Abbildung 1-1 zeigt den Rückkühler des Typs GFHC FD 080.1/13-15 in sogenannter Tischform.

Solar-Luftabsorber

Bei dem Solar-Luftabsorber des Typs SLK-S der Firma Viessmann handelt es sich in der Regel um einen unverglasten und offenen Absorber aus Polyethylen (PE). Er besitzt folglich keine Dämmung, so dass Wärme direkt aus der Luft entzogen werden kann. Im Solar-Luftabsorber wird der Umgebung Wärme entzogen und die Sole erwärmt. Als Energiequelle kann Umgebungsluft, Sonnenstrahlung, Raureif oder Niederschlag dienen. Die erwärmte Sole dient entweder direkt als Wärmequelle der Wärmepumpe, oder sie wird zur Regeneration des Erdreiches verwendet. Die Unabhängigkeit von direkter Sonneneinstrahlung ist in vielerlei Hinsicht von Vorteil. Zum einen muss der Solar-Luftabsorber nicht zwingend auf einem Dach montiert werden, sondern kann auch an Wänden oder Zäunen angebracht werden. Zum anderen kann er auch nachts der Umwelt Energie entziehen, um in dieser Zeit das Erdreich regenerieren zu können. Konventionelle Solarkollektoren können nur tagsüber, wenn die Sonne scheint die Sole erwärmen und sind deshalb ungeeignet. Der Solar-Luftabsorber des Typs SLK-S ist 2120 mm lang, 1225 mm breit und 50 mm tief. Auf Grund seiner Bauform beträgt seine Wärmetauscheroberfläche 9,1 m² bei einer Absorberfläche von 2,34 m². Diese große Wärmetauscheroberfläche ermöglicht Wärmehaufnahmen mit hoher Leistung. Je nach geforderter Leistung wird die Anzahl der Absorber variiert. Dabei gilt, je mehr Absorber, desto mehr Leistung. Abbildung 1-1 zeigt fünf Solar-Luftabsorber als Schrägdachmontage.

Der Solar-Luftabsorber des Typs SLK-600 der Firma Viessmann ist ebenfalls ein offener Kollektor und eignet sich für die Flachdachmontage. Ebenso wie der SLK-S nutzt er die

Umweltwärme aus Luft, Regen, diffuser und direkter Sonneneinstrahlung sowie Reifbildung. Die Unterkonstruktion des SLK-600 besteht aus Aluminium und Edelstahl. Aufgebaut ist er aus fünf Lagen PE-Rohr, welche schleifenförmig über Edelstahlkämme geführt und an der Unterkonstruktion befestigt werden (siehe Abbildung 1-1). Jede Lage wird an einem Vor- und Rücklaufverteiler zusammengefasst. Als Wärmeübertragungsmedium wird ebenfalls Sole verwendet. Der SLK-600 ist 6000 mm lang, 1200 mm breit und 350 mm hoch. Die Abbildung 1-1 zeigt vier Solar-Luftabsorber des Typs SLK-600 als Flachdachmontage.

 Modulierende Sole-Wärmepumpe
 und kombinierte Wärmequellen
 (Viessmann)



Abbildung 1-1: oben links: Rückkühler des Typs GFHC FD 080.1/13-15 in Tischform (Quelle: www.quentner.de); oben rechts: Solar-Luftabsorber des Typs SLK-S als Schrägdachmontage (Quelle: www.viessmann.de); unten links: Solar-Luftabsorber des Typs SLK-600 als Flach-Dachmontage (Quelle: www.viessmann.de); unten rechts: 2Power-Modul (www.2power-hybrid.com)

2Power-Modul

Durch das 2Power-Modul der Firma PA-ID GmbH ist es möglich auf derselben Dachfläche sowohl Wärme als auch Strom zu gewinnen. Dabei strömt die Sole an der Rückseite des Photovoltaikmoduls entlang und entzieht währenddessen dem Modul Wärmeenergie. Dadurch wird das Photovoltaikmodul gekühlt und der Wirkungsgrad verbessert sich, da der maximale Wirkungsgrad bei 25 °C liegt und mit steigender Temperatur abnimmt. Im Sommer herrschen Temperaturen von bis zu 80 °C im Photovoltaikmodul. Der Absorber liegt direkt zwischen der Photovoltaikschicht und der Dämmung, d.h. er kann nur Wärme aus dem Photovoltaikmodul entziehen.

Zum Zeitpunkt der Recherche (2018) befand sich die Firma PA-ID GmbH in der Entwicklung eines offenen 2Power-Moduls speziell für den Betrieb mit Sole-Wärmepumpen. Bei diesem neuen Modul wird die Dämmung auf der Unterseite entfallen. So wird zusätzlich ein Wärmeentzug aus der Umgebung ermöglicht. Daraus resultiert wiederum eine

größere thermische Leistung. Optisch unterscheiden sich die 2Power-Module nicht von konventionellen Photovoltaikmodulen (siehe Abbildung 1-1). Es ergibt sich eine optisch einheitliche harmonische Dachfläche.

 Modulierende Sole-Wärmepumpe
 und kombinierte Wärmequellen
 (Viessmann)

Tabelle 1-1: Matrix zur Bewertung der verschiedenen Wärmequellenanlagen (oben) und Gewichtung der einzelnen Kategorien (unten)

Ziel	Gewicht (g)	SLK 600 (4 Modul)		SLK-S (32 Module)		GFHC FD 080.1/13-15 (Güntner)		2Power-Modul (PA-ID) (33 Module)	
		Note (n)	n°g	Note (n)	n°g	Note (n)	n°g	Note (n)	n°g
Leistung 20 kW	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Temperaturbereich -15 bis 30 °C	1	1	1	3	3	1	1	1	1
Volumenstrom 4,5 m³/h	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Schallleistung <40 dBa	2	1	2	1	2	4	8	1	2
Aufstellungsmöglichkeiten	3	3	9	1	3	1	3	3	9
Benötigte Fläche für 20 kW	3	4	12	5	15	1	3	6	18
Drehzahlregelung d. Ventilatoren	2	1	2	1	2	6	12	1	2
Benötigte el. Leistung (Pumpen, Ventilatoren)	2	2	4	2	4	3	6	2	4
Euro pro Leistung (€/kW)	3	3	9	4	12	3	9	1	3
Menge an Solemedium	2	6	12	6	12	1	2	4	8
Summe	20	53		55		46		49	
Rang	/	4		3		1		2	

	1	2	3	4	5	6
Gewicht	Muss	Soll	Kann			
Leistung in kW	20-16,7	16,6-13,4	13,3-10	9,9-6,7	6,6-3,3	3,2-0
Temperaturbereich -15 bis 30 °C	Bereich wird abgedeckt		Eine Grenze wird nicht erreicht			Beide Grenzen werden nicht erreicht
Volumenstrom 4,5 m³/h	Wird erreicht					
Schallleistung <40 dBa	0 bis 7,9	8 bis 15,9	16 bis 23,9	24 bis 31,9	32 bis 40	>40
Aufstellungsmöglichkeiten	Alle Möglichkeiten		Eingeschränkte Möglichkeiten			
Benötigte Fläche für 20 kW in m²	0 bis 9	10 bis 19	20 bis 29	30 bis 39	40 bis 50	über 50
Drehzahlregelung d. Ventilatoren	nicht erforderlich					
Benötigte el. Leistung (Pumpen, Ventilatoren) in W	0 bis 99	100 bis 199	200 bis 299	300 bis 399	400 bis 500	>500
Euro pro Leistung (€/kW)	0 bis 99	100 bis 199	200 bis 299	300 bis 399	400 bis 500	>500
Menge an Solemedium in l	0 bis 49	50 bis 99	100 bis 149	150 bis 199	200 bis 250	>250

Im Vergleich der verschiedenen Luft/Sole-Wärmeübertrager (s. Tabelle 1-1) schneidet der Rückkühler der Firma Güntner GmbH & Co. KG am besten ab. Dieser punktet vor allem durch seine kompakte Bauweise. Eine interessante Alternative bieten die ungedämmten 2Power-Module der Firma PAID GmbH, welche sich zum damaligen Zeitpunkt noch in der Entwicklung befanden.

Auf Basis der erzielten Ergebnisse wurde im Austausch mit dem Hersteller ein Rückkühler näher definiert, beschafft und dem Fraunhofer ISE Ende Mai 2018 für Laborversuche zur Verfügung gestellt.

1.1.2 Laboruntersuchungen zur Abtauung am Luft/Sole-Wärmeübertrager (ISE)

Mit der Entscheidung einen Luft/Sole-Wärmeübertrager in Tischform mit vertikaler Durchströmung als zweite Wärmequellenanlage in die Wärmequellenhydraulik einzubinden traten u.a. Fragen zur Ver- und Enteisung auf. Diese betrafen bspw. die grundlegende Verfügbarkeit dieser Wärmequelle bei kritischen Außenbedingungen und mögliche Strategien einer energieeffizienten Abtauung. Hierfür wurden im Rahmen des AP 1.1.2 entsprechende Laboruntersuchungen durchgeführt.

Unterschreitet die Temperatur der WÜT-Oberfläche die Taupunkttemperatur der Außenluft, fällt am WÜT Kondensat aus. Liegt die Oberflächentemperatur dabei unter 0°C, wächst eine Frost- oder Eisschicht auf, welche sich zunehmend negativ auf die erzielbare Wärmeleistung auswirkt und daher regelmäßig abgetaut werden muss. Nach [1] existiert bei einer Lufttrittstemperatur von 0°C ein Maximum der Frostzuwachsrate bei konstanter Luftfeuchte. Die relative Luftfeuchte stellt den Haupteinfluss auf die Zuwachsrate dar, wobei mit steigender Feuchte die Zuwachsrate zu- und die Frostdichte abnimmt.

Dies resultiert in einer starken Zunahme der Schichtdicke, welche zu einer Erhöhung des Luftwiderstands, einer Abnahme des Luftvolumenstroms und damit zu abnehmenden Übertragungsleistungen führt. Ferner nimmt die Frostdichte mit sinkender Luftgeschwindigkeit ab [2].

Modulierende Sole-Wärmepumpe
und kombinierte Wärmequellen
(Viessmann)

Anders als in den bekannten Bereifungsversuchen mittels Luft/Sole-Wärmeübertrager, wird mit der vorliegenden Untersuchung durch die experimentelle Prüfung eines Tischrückkühlers die Geräteebene adressiert. Durch Charakterisierung eines real dimensionierten Tischrückkühlers steht somit der Bezug zur tatsächlichen Anwendung im Fokus der Untersuchung. Darüber hinaus umfassen einige durchgeführte Versuche die Bereifungsphase bis hin zur vollständigen Verblockung des WÜT, dieses Froststadium wird nur in wenigen Studien erfasst, explizit in [3] und [4]. Zur Soleabtauung von Einphasen-WÜT sind zum Zeitpunkt der Versuchsdurchführung keine Studien bekannt. In [5] wird ein Luft/Sole-WÜT elektrisch bei konstanter Leistung abgetaut. Die Untersuchungen zu Zweiphasen-WÜT konzentrieren sich auf Systeme mit Kältekreisumkehr [6,7]. Hier treten zum einen deutlich höhere Eintrittstemperaturen zwischen 40 und 60°C [8] und zum anderen eine konstante Wandtemperatur auf. Dies gilt nicht für die in dieser Studie untersuchte Niedertemperatur-Abtauung. Die Solevorlauftemperaturen aus standardmäßig dimensionierten Erdwärmesonden liegen in der Heizperiode im Mittel um 5°C und damit in einer deutlich geringeren Größenordnung [9]. Eine detaillierte Auswertung der Ergebnisse wurde auf der *DKV Tagung 2020* vorgestellt [10]. Die nachfolgende Beschreibung enthält Auszüge hieraus.

Experimenteller Aufbau

Der untersuchte WÜT ist ein kompakter Tischrückkühler mit versetzter Rohranordnung vom Typ GFHC FD 080.1/13-15 der Firma Güntner. Der WÜT liefert im Nennbetrieb, bei 6 m³/h Solevolumenstrom, 8850 m³/h Luftvolumenstrom und einer Eintrittstemperaturspannung Sole zu Luft von 10 K, eine Nennleistung von 20 kW.

Für die Emulation der Außenluft wird der Luft/Sole-WÜT in einer Kälte-Wärme-Klima-Prüfkammer platziert, welche mit einer Befeuchtungseinheit ausgestattet ist (Arbeitsbereich: -40 ... 90°C; 20 ... 95 % rel. Luftfeuchte; 92 kW Heizleistung; 50 kW Kühlleistung). Für die Bereitstellung der Sole mit vorgegebener Temperatur und Massenstrom wurde entsprechend des Schemas in Abbildung 1-2 ein offenes hydraulisches System aufgebaut. Der Hauptkreislauf wird zur soleseitigen Konditionierung des WÜT genutzt und besteht aus einem Pufferspeicher, einer drehzahlgeregelten Pumpe (Grundfos Cri 22-5, 4 kW, Mehrstufig), einem 16 kW Heizelement sowie einem Mischventil. Um eine Verblockung zu vermeiden, werden die zwei verwendeten Kältemaschinen mittels zweier sekundärer Solekreise mit einer Glykolkonzentration von circa 50 Vol.-%, in Reihe eingebunden. Über den WÜT 1 wird der Sekundärkreislauf 1 mit dem Thermostat Carrier 30 RQS 39 (luftgekühlt mit 19 bis 40 kW Kühlleistung) und über den WÜT 2 der Sekundärkreislauf 2 mit dem Thermostat Medinglab KK200 (wassergekühlt mit 6 bis 20 kW Kühlleistung und 16 kW Heizleistung) eingebunden. Das Mischventil wird verwendet, um den WÜT während der Solevorkonditionierung vom hydraulischen Primärkreis zu entkoppeln. Das Heizelement wird zur Bereitstellung der Heizleistung während der Abtauphase sowie für die durchgeführten Trockenversuche installiert.

Der Volumenstrom der Sole wird kontinuierlich durch einen induktiven Durchflussmesser aufgezeichnet (Siemens MAG 3100) und die Temperaturen an WÜT-Ein- und Austritt sowie zwischen den Heiz- und Kühlaggregaten mittels Pt100 Thermoelementen (TMG WT-WK63.8/3) erfasst. Ergänzend hierzu wird der Druckabfall in der Sole über einen Suchy SDD 30 Differenzdrucksensor (Messbereich 0...1 bar) überwacht.

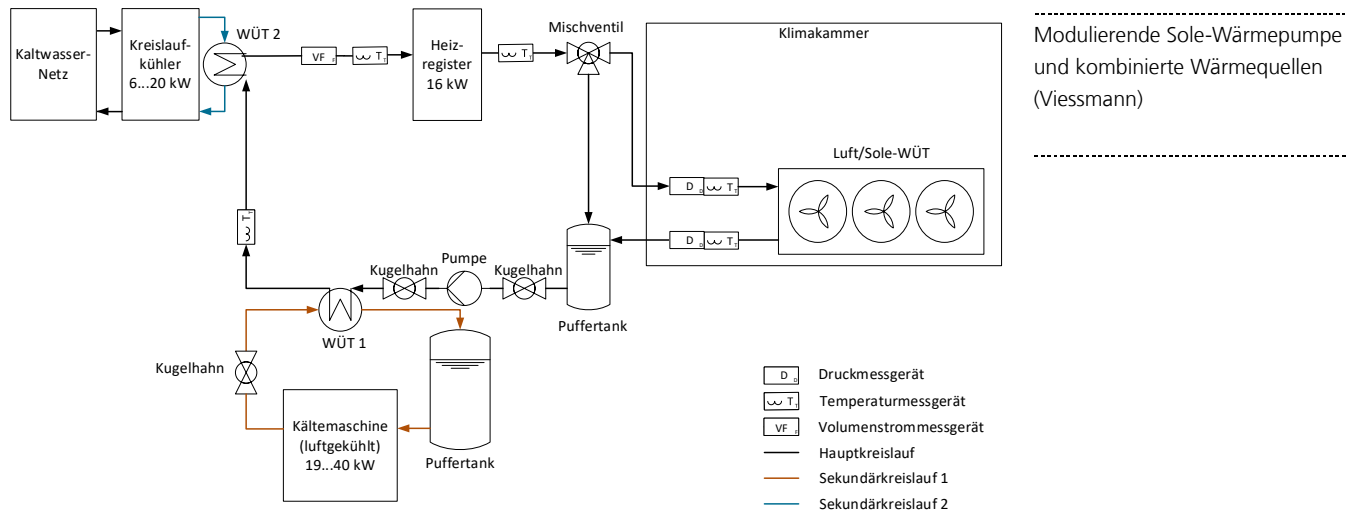


Abbildung 1-2 Hydraulikschema des experimentellen Aufbaus mit in der Klimakammer befindlichem WÜT und solesseitiger Konditionierungsstrecke.

Zur Erfassung der Lufttemperaturverläufe am WÜT wird über und unter den Lamellen ein Messstellennetz, bestehend aus insgesamt 26 Temperatursensoren (Pt100 Thermoelement – TMG WK 64-X) aufgespannt. Die Temperaturen an der Lamellenoberfläche innerhalb des WÜT werden oben und unten mit je drei Pt100 Folienthermometern (TMG WA 17.1) erfasst. Des Weiteren wird die relative Luftfeuchte durch je 2 Sensoren oberhalb und unterhalb des WÜT gemessen (Vaisala HUMICAP 180 R). Der durch die Ventilatoren erzeugte Differenzdruck wird an jedem Ventilator mit einem Airflow PTSXR Differenzdruckaufnehmer ermittelt. Die Luftvolumenströme können nicht direkt gemessen werden. Sie werden mithilfe des gemessenen Druckverlusts auf Basis von Ähnlichkeitsgesetzen berechnet. Es resultiert eine maximale Gesamtmessunsicherheit der Luftgeschwindigkeit von $\pm 0,15$ m/s (vgl. [10]).

Die quantitative Erfassung der Massenbilanz der Bereifung und Abtauung erfolgt auf zwei verschiedene Wege. Zum einen durch Waage 1 (Palettenwaage Dini Arego), um die Gesamtmasse des WÜT kontinuierlich aufzuzeichnen, und zum anderen durch Waage 2 (Kern ITB 60K2LIB), um die bei der Abtauung abtropfende Schmelzwassermasse zu erfassen. Das abtropfende Wasser wird unterhalb des WÜT durch eine beheizbare Auffangwanne (befindlich auf Waage 1) aufgefangen, abgeleitet, in der Schmelzwasserranne gesammelt und gewogen. Die qualitative Erfassung der Frostbildung erfolgt mit zwei Kameras der Firma Axis in einem 5 Minuten Intervall.

Anhand der Messunsicherheiten der Sensoren und der resultierenden Messkette wird die Gesamtmessunsicherheit der Messwerte im relevanten Messbereich sowie die Unsicherheit resultierender Berechnungsgrößen bestimmt. Die Frostmasse kann mit $\pm 1,2$ kg und die Schmelzwassermasse mit $\pm 0,07$ kg Gesamtmessunsicherheit bestimmt werden. Die Unsicherheit der berechneten solesseitigen Übertragungsleistung beträgt $\pm 1,5$ kW. Die maximale Gesamtmessunsicherheit der Messkette wird nach [11] mittels des Erweiterungsfaktors $K = 2$ berechnet. Somit liegen die Messwerte mit einer Wahrscheinlichkeit von 95 % im angegebenen Intervall [11].

Tabelle 1-2 Max. Gesamtmessunsicherheit verwendete Sensorik inkl. Messkette mit Erweiterungsfaktor $K = 2$

Messgröße	Messgerät	Einheit	Messbereich		Max. Gesamtmessunsicherheit
			min	max	
Temperatur Luft	TMG WK 64-X	°C	-5	20	±0,180
Temperatur Lamelle	TMG WA 17.1	°C	-15	50	±0,154
Relative Feuchte	Vaisala HUMICAP 180 R	%	50	90	±3,5
Relative Feuchte	Vaisala HUMICAP 180 R	%	90	100	±4,7
Druckdifferenz Luft	PTSXR 250	Pa	1	20	±1,70
Druckdifferenz Luft	PTSXR 40	Pa	1	20	±0,44
Drehzahl Ventilator	Modbus	1/min	60	195	±4,5
Volumenstrom Luft	Ventilator Kennlinie	m³/h	3009	8849	±550
Luftgeschwindigkeit	testo 417	m/s	0,4	1,7	±0,22
Temperatur Sole	TMG WT-WK63.8/3	°C	-15	50	±0,135
Druckdifferenz Sole	Suchy SDD-30	mbar	50	650	±13,7
Volumenstrom Sole	MAG 3100	l/h	2000	6000	±49,7
Dichte Sole (Bestimmung Glykolgehalt)	Anton Paar DMA 4500 M	kg/m³			±1E-04
Spez. Wärmekapazität Sole	Setaram microSC	kJ/(kgK)	3,61	3,81	±0,19
Waage 1	Palettenwaage Dini Arego	kg	450	500	±1,2
Waage 2	Kern ITB 60K2LIB	kg	0	40	±0,07
Übertragungsleistung (Solebilanz)		kW			±1,5

Modulierende Sole-Wärmepumpe und kombinierte Wärmequellen (Viessmann)

Methodisches Vorgehen

Das Bereifungsverhalten des WÜT wird maßgeblich durch die Lufteintrittstemperatur $T_{\text{luft,ein}}$ und -feuchte RH_{ein} , die Luftgeschwindigkeit v_{luft} sowie die Oberflächentemperatur beeinflusst. Bei konstanten Volumenströmen resultiert die luftseitige Oberflächentemperatur aus den Ein- und Austrittstemperaturen von Sole und Luft und kann durch die Temperaturdifferenz zwischen Sole- und Luft eintritt $dT_{\text{luft,sole,ein}}$ charakterisiert werden. Die Luftgeschwindigkeit wird in den vorliegenden Versuchen durch die Ventilator-drehzahl n_{vent} charakterisiert. Die Bereifungsversuche werden unter einer konstanten Spreizung $dT_{\text{luft,sole,ein}}$ und konstanten Luftvolumenströmen durchgeführt, um die für die Frostbildung entscheidenden Temperaturen konstant zu halten und damit eine Charakterisierung der Bereifung bei konstanten Randbedingungen zu ermöglichen. Im Rahmen der Bereifungsversuche wurden die genannten Parameter variiert, siehe hierzu Tabelle 1-3. Die Parameterwahl von $T_{\text{luft,ein}}$ und RH_{ein} orientiert sich an den Reifbildungszonen nach *Zhu et al. 2015* [12] sowie an Experimenten von [1]. Die ausgegrauten Parameter weisen auf Abhängigkeiten hin, welche vorliegend nicht näher betrachtet werden. Zur Untersuchung der Einflüsse der Abtauung, wurde die Frostmasse zum Startzeitpunkt der Enteisung $m_{\text{frost,max}}$ für einen Großteil der Versuche auf 15 kg festgelegt. Für einige Versuche wurde eine Variation der maximalen Masse zwischen 10 und 40 kg durchgeführt. Der Einfluss der Soleeintrittstemperatur $T_{\text{sole,ein}}$ wurde insbesondere zwischen 3°C und 12°C untersucht. Ferner wurden Untersuchungen bei Soletemperaturen von bis zu 30°C durchgeführt. Eine vollständige Übersicht der durchgeführten Versuche mit den gemessenen mittleren Randbedingungen ist in [13] dargestellt.

Tabelle 1-3 Variation der Randbedingungen der Ver- und Enteisungsversuche

$T_{\text{luft,ein}} [^{\circ}\text{C}]$	$RH_{\text{ein}} [\%]$	$dT_{\text{luft,sole,ein}} [\text{K}]$	$n_{\text{vent}} [1/\text{min}]$	$m_{\text{frost,max}} [\text{kg}]$	$T_{\text{sole,abtau,ein}} [^{\circ}\text{C}]$
-5	60	6,5	98	10	3
0	75	9	146	15	6
2	90	11,5	195	20	12
5		14		30	20
				35	30
				40	

Der Versuchsablauf kann in vier Schritte unterteilt werden. In Schritt 1 werden Luft- und Solesseite entsprechend der Soll-Randbedingungen vorkonditioniert. Der WÜT wird durch ausgeschaltete Ventilatoren und Schließen des Mischventils aus beiden Kreisen isoliert. In der Schritt 2 wird der WÜT luft- und solesseitig wieder eingekoppelt. Sobald die Sollwerte von $T_{\text{luft,ein}}$ und $T_{\text{sole,ein}}$ erreicht sind, wird durch Anpassung des Solevolumenstroms eine initiale Solespreizung von 3 K eingestellt. Nach Erreichen von $m_{\text{frost,max}}$ ist die Vereisungsphase beendet. Vor der Abtauung wird der WÜT in Schritt 3 erneut isoliert und die Sole auf $T_{\text{sole,abtau,ein}}$ aufgeheizt. Nach Erreichen des Sollwerts wird als Schritt 4 durch Öffnung des Mischventils die Abtauung initiiert. Bei einer Massenänderungsrate kleiner 0,4 g/s wird die Abtauung beendet.

Wie eingangs erwähnt, konzentrieren sich Studien zur Abtauung auf Zweiphasen-WÜT. Hierbei wird die Güte der Abtauung durch die Abtaueffizienz η_{abtau} bewertet:

$$\eta_{\text{abtau}} = \frac{E_{\text{abtau,ideal}}}{Q_{\text{abtau,real}}} = \frac{E_s + E_v}{W_{\text{kom}} + Q_{\text{HS}}} \triangleq \frac{E_s + E_v}{Q_{\text{sole}} + W_{\text{UP}}} \quad (1)$$

Hierbei wird die ideal benötigte Energiemenge $E_{\text{abtau,ideal}}$ ins Verhältnis zur real benötigten Wärmemenge $Q_{\text{abtau,real}}$ gesetzt. $E_{\text{abtau,ideal}}$ beinhaltet die ideale Schmelzenergie E_s sowie die ideale Verdunstungsenergie E_v , welche anhand der geschmolzenen bzw. verdunsteten Wassermassen und der spezifischen Schmelz- bzw. Verdunstungsenthalpie von Wasser berechnet werden. $Q_{\text{abtau,real}}$ fasst die aufgewandte Verdichterarbeit W_{kom} sowie die dem Heizsystem während der Kältekreisumkehr (RCD, engl. Reverse Cycle Defrosting) entzogene Wärmemenge Q_{HS} zusammen [14]. Übertragen auf die Soleenteisung kann $Q_{\text{abtau,real}}$ somit durch die der Sole zugeführte Wärmemenge Q_{sole} sowie die Arbeit der Umwälzpumpe W_{UP} beziffert werden. η_{abtau} wird in der Literatur für die RCD zwischen 35 % [15] und 60 % [14] angegeben.

Während in der RCD mit der Abtauung die vollständige Trocknung der WÜT-Oberfläche angestrebt wird [6], ist dies bei der hier untersuchten Niedertemperatur-Abtauung nicht sinnvoll. Da abhängig von den Randbedingungen der Abtauung zum Teil erhebliche Mengen Schmelze am WÜT verbleiben (siehe unten), muss vor der Abtaueffizienz zunächst die prinzipielle Machbarkeit bewertet werden. Dafür wird hier die Abtaueffektivität $\varepsilon_{\text{abtau}}$ eingeführt, welche den Anteil der vom WÜT entfernten Masse m_{abtau} an der maximalen Frostmasse $m_{\text{frost,max}}$ beschreibt. Dabei umfasst m_{abtau} die geschmolzene Wassermasse $m_{\text{abtau,s}}$ sowie die verdunstete Wassermasse $m_{\text{abtau,v}}$.

$$\varepsilon_{\text{abtau}} = \frac{m_{\text{abtau}}}{m_{\text{frost,max}}} \quad \text{mit } m_{\text{abtau}} = m_{\text{abtau,s}} + m_{\text{abtau,v}} \quad (2)$$

Qualitativer Versuchsablauf

 Modulierende Sole-Wärmepumpe
 und kombinierte Wärmequellen
 (Viessmann)

Die Abbildung 1-3 zeigt den Verlauf von Masse (oben) und Leistung (unten) eines Versuchs bei den Bedingungen $T_{\text{luft,ein}} = 2^\circ\text{C}$, $RH_{\text{ein}} = 90\%$, $dT_{\text{luft,sole}} = 14\text{ K}$, $n_{\text{vent}} = 195\text{ 1/min}$ mit annähernd vollständiger Verblockung. Die Verblockungsrate gibt an, um welchen Anteil der freie Luftkanal zwischen den Lamellen durch den Reifaufwuchs reduziert wird. Bei vollständiger Verblockung ist der Luftkanal vollständig durch Reif verschlossen. Oben sind die durch Wägung ermittelte Massenzunahme (blau) und Schmelzwassermenge (gelb, gepunktet) sowie der anhand der Luftbilanz berechnete kumulierte Wasserausfall (orange, gestrichelt) dargestellt. Unten sind die berechnete soleseitige Leistung (blau) sowie die anhand der Luftbilanz ermittelte Leistung (orange, gestrichelt) abgebildet. Dabei ist die soleseitige Leistung zur Vergleichbarkeit mit umgekehrtem Vorzeichen dargestellt.

Die schwarzen vertikalen Linien stellen eine Unterteilung des Vereisungsprozesses in drei Vereisungsphasen (1 – 3) sowie eine Enteisungsphase dar (4). Im dazwischen befindlichen Bereich wurde die Sole für die Enteisung vorgewärmt, sodass keine Prozesse am WÜT stattfinden. Kenndaten zu Massenzuwachs und Leistungsdegradation der einzelnen Phasen sind in der Tabelle 1-4 dargestellt. Hierbei ist der prozentual angegebene Anteil Leistungsabnahme jeweils auf die nominale Leistung von 24,2 kW bezogen.

Tabelle 1-4 Exemplarischer Versuchsablauf: Kenndaten zu Massenzuwachs und Leistungsabnahme Phasen 1 bis 3

	Einheit	Phase 1b	Phase 2	Phase 3	Phase 1b -3
Dauer	h	0,8	2,5	1,8	5,1
Massenzuwachs	kg	8,6	16,3	4,3	29,2
Massenzuwachsrate	kg/h	10,3	6,5	2,4	5,7
Leistungsrückgang	kW	2,5	11,9	7,3	21,7
Anteil Leistungsabnahme	%	10,3	49,1	30,1	89,5
je Zeit	%/h	12,3	19,7	16,5	17,4
je Masse	%/kg	1,2	3,0	7,0	3,1

Da die Versuche bedingt durch die Trägheit von Aggregaten und Regelung eine Anlaufphase zum Erreichen der Soll-Randbedingungen aufweisen und darüber hinaus die Randbedingungen in einigen Versuchen phasenweise deutliche Abweichungen von den Sollwerten aufweisen, werden die Versuche nicht anhand der gesamten Versuchsdauer bewertet. Für die Parameter $T_{\text{luft,ein}}$, RH_{ein} und $dT_{\text{luft,sole}}$ wird anhand der Änderungsrate und der absoluten Abweichung zum Sollwert der stabilste Bereich des Versuchs ermittelt. Dieser wird nach der Anlaufphase und innerhalb der Phase eines linearen Frostmassenzuwachs (Phase 1b) definiert und umfasst mindestens eine Stunde.

In Phase 1b nimmt die Leistung nach Erreichen des Maximums aufgrund von Frostbildung mit im Mittel 12,3 %/h ab. Die Verstärkung der Leistungsdegradation wird auf den zurückgehenden Luftvolumenstrom zurückgeführt. In der initialen Frostbildung ist der Zuwachs in der Frostsichtdicke und damit die Zunahme des Luftwiderstands vergleichsweise gering [1,16], sodass eine zunächst moderate und dann zunehmende Reduktion des Luftvolumenstroms resultiert. Die erste Phase der Vereisung ist durch einen sehr hohen, linearen Massenzuwachs von 10,3 kg/h gekennzeichnet (vgl. Tabelle 1-4). In der zweiten Phase geht die Massenzuwachsrate kontinuierlich zurück und beträgt im Mittel 6,5 kg/h, während die Leistungsdegradation einen konstanten Wert annimmt und damit

den höchsten Abfall von 19,7 %/h aufweist. Beides ist auf eine höhere Zunahme der Frostdicke, sprich einer geringeren Dichte des aufwachsenden Frosts, zurückzuführen, welche durch abnehmende Luftgeschwindigkeiten verursacht wird [1,2]. In Phase drei nähert sich die Frostmasse dem Grenzwert $m_{\text{frost,max}} = 39,9 \text{ kg}$ an und der Zuwachs ist mit 2,4 kg/h mit Abstand am geringsten. Auch die Leistungsdegradation nimmt ab und nähert sich schließlich einem Grenzwert von 2,6 kW an, wobei die Reduktion mit im Mittel 16,5 %/h weiterhin ausgeprägt ist. Der Versuch weist damit bis zur vollständigen Verblockung einen Leistungsabfall von 89,5 % gegenüber der Nominalleistung auf.

Um die hohe Dynamik der Abtauung in ausreichender Auflösung darzustellen, zeigt die Abbildung 1-4 einen Auszug der Massen- und Leistungsverläufe in der Phase 4. Auf der linken Achse sind die gewogene Frostmasse (blau) und Schmelze (gelb, gepunktet) und auf der rechten Achse die negierte Leistung der Solebilanz (orange, gestrichelt) dargestellt. Im mit „w“ markierten Zeitraum wurde nach abgeschlossener Abtauung die in der Auffangwanne verbleibende Restschmelze in die Schmelzwasserwanne befördert. Es wurden somit nach 07:20 die finalen, für die Bewertung der Abtauung maßgeblichen Massengewichte aufgezeichnet. Die Dauer der Abtauung hingegen wird anhand der Dauer der Phase 4 beziffert und endet 07:16. Die am WÜT verbleibende Schmelze wird auf 6,2 kg und die vom WÜT entfernte Masse m_{abtau} auf 33,7 kg beziffert. Die Schmelzwassermasse beträgt $m_{\text{abtau,s}} = 29,4 \text{ kg}$. Das Massendefizit von 4,3 kg zu m_{abtau} wird unter Berücksichtigung der Messunsicherheit von $\pm 1,2 \text{ kg}$ der Verdunstungsmasse $m_{\text{abtau,v}}$ zugerechnet. Mit $m_{\text{frost,max}} = 39,9 \text{ kg}$ beträgt die Enteisungseffektivität ϵ_{abtau} nach Gleichung (2) 84 %. Es ist eindrücklich, dass sich der maßgebliche Leistungseintrag mit einer Spitze von 55 kW (6:35) erst 6 Minuten später auf die Frostmasse auswirkt, welche innerhalb von weiteren 6 Minuten rapide um circa 27 kg abnimmt. Während im Mittel 14 g/s Schmelze abfließen, sind es in diesem Zeitraum circa 75 g/s.

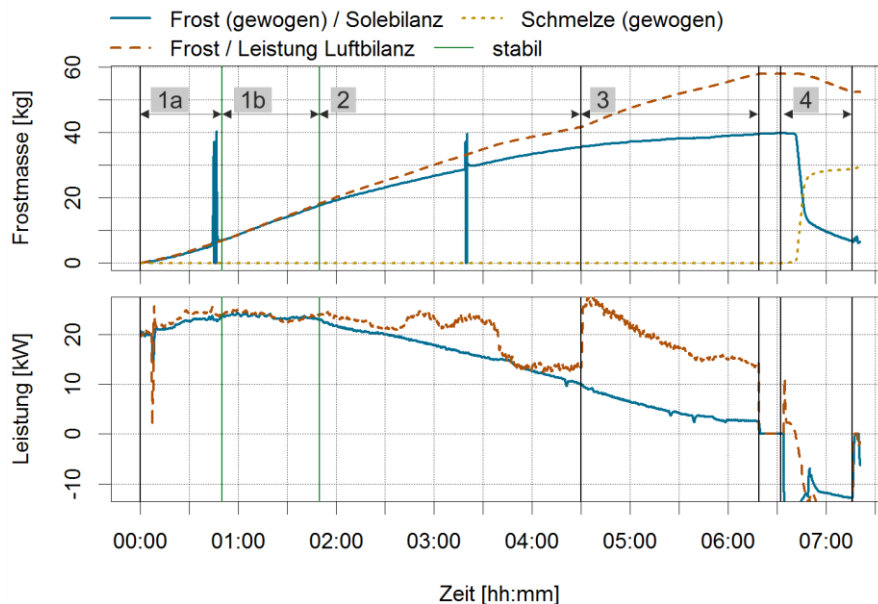


Abbildung 1-3 Exemplarischer Versuchsablauf unter $T_{\text{luft,ein}}=2^{\circ}\text{C}$, $RH_{\text{ein}}=90 \%$, $dT_{\text{luft,sole}}=14 \text{ K}$, $n_{\text{vent}}=195 \text{ 1/min}$. Oben: gewogene (blau) und durch Luftbilanz berechnete (orange, gestrichelt) Frostmasse, gewogene Schmelze (gelb, gepunktet). Unten: Leistungsverlauf Solebilanz negiert (blau) und Luftbilanz (orange, gestrichelt).

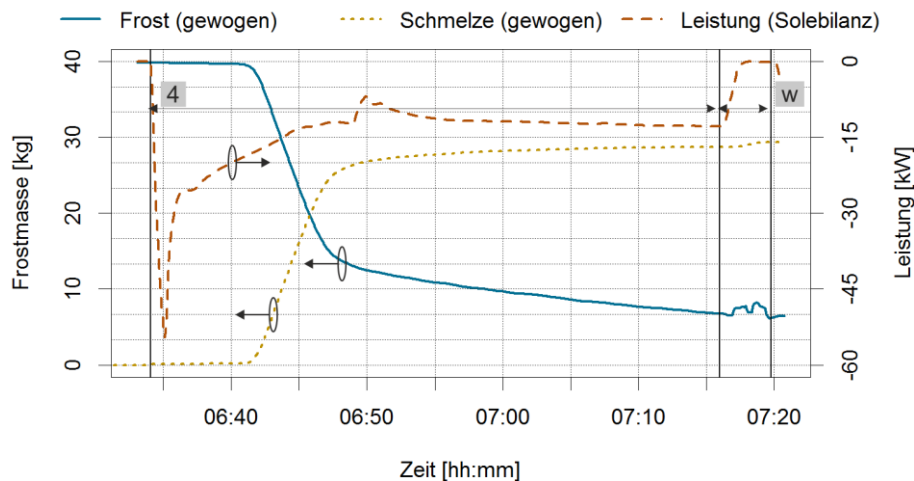


Abbildung 1-4 Exemplarischer Versuchsablauf: Enteisung bei $T_{\text{sole,ein}} = 5,7^\circ\text{C}$. Gewogene Frostmasse (blau) und Schmelze (gelb, gepunktet) sowie negierte solesseitige Leistung (orange, gestrichelt).

Einfluss der Luftgeschwindigkeit auf die Bereifung

Abbildung 1-5 zeigt den Einfluss der Lüfterdrehzahl auf die Frostzuwachsrate (oben) sowie auf die relative Abnahme der Leistung (unten) bei 90 % Luftfeuchte sowie variiertes Lufteintrittstemperatur ($T_{\text{luf,ein}}$) und zugehöriger maximaler Eintrittspreizung (dT). Die gemessenen Drehzahlen entsprechen bei einer Ansteuerung von 100 % (195 1/min), 75 % (146 1/min) und 50 % (98 1/min) den initialen Luftgeschwindigkeiten $\dot{v}_{\text{luf},100\%} = 1,65 \text{ m/s}$, $\dot{v}_{\text{luf},75\%} = 1,23 \text{ m/s}$ und $\dot{v}_{\text{luf},50\%} = 0,78 \text{ m/s}$. Der Versuch $n_{\text{vent},75\%}$ bei $T_{\text{luf,ein}} = 0^\circ\text{C}$ weist eine mittlere Feuchte von 82,4 % und damit eine deutliche Abweichung von der Soll-Feuchte von 90 % auf, was zu einer Reduktion des Frostzuwachses führt. Frostzuwachsrate und Leistungsabnahme sind für diesen Versuchspunkt demnach geringer als erwartet.

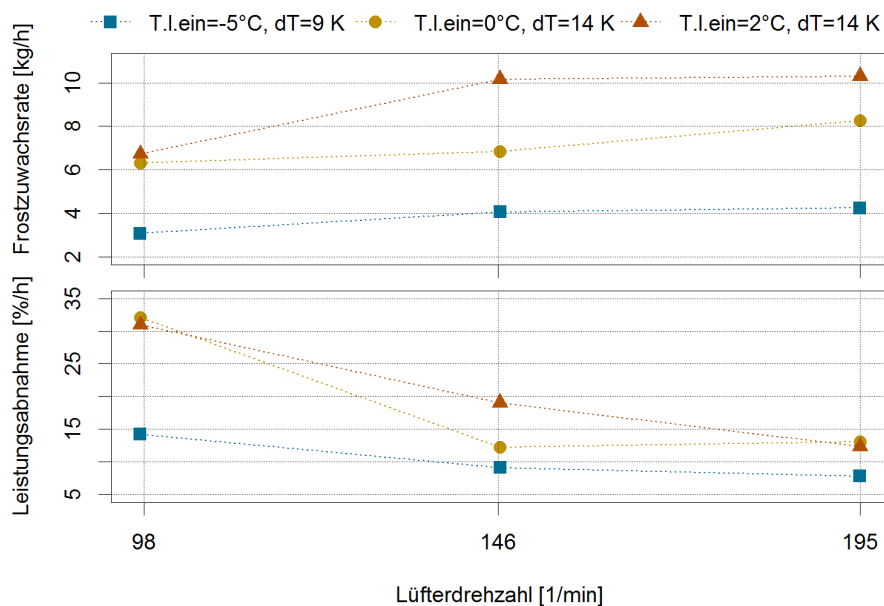


Abbildung 1-5 Einfluss der Lüfterdrehzahl n_{vent} auf Frostzuwachsrate (oben) und Leistungsabnahme (unten) bei $RH_{\text{ein}} = 90\%$. Blau: $T_{\text{luf,ein}} = -5^\circ\text{C}$, $dT_{\text{luf,sole}} = 9 \text{ K}$. Gelb: $T_{\text{luf,ein}} = 0^\circ\text{C}$, $dT_{\text{luf,sole}} = 14 \text{ K}$, Orange: $T_{\text{luf,ein}} = 2^\circ\text{C}$, $dT_{\text{luf,sole}} = 14 \text{ K}$

Die Frostzuwachsrate steigt mit der Luftgeschwindigkeit an, da dies zu einem besseren luftseitigen Wärmeübergang und damit geringeren Wandtemperaturen und einem besseren Stoffübergang führt [2]. Dieser Einfluss ist jedoch schwächer als beispielsweise die Auswirkung der Luftfeuchte auf die Frostmasse. Dahingegen zeigt die Leistungsdegradation mit abnehmender Lüfterdrehzahl einen extremen Anstieg von 12 %/h bei $n_{\text{vent},100\%}$ zu 31 %/h bei $n_{\text{vent},50\%}$ für die Messungen bei $T_{\text{luft,ein}} = 2^\circ\text{C}$. Dies kann durch eine Abnahme der Frostdichte bei abnehmender Luftgeschwindigkeit und somit durch eine Zunahme des Luftwiderstands begründet werden [2]. Eine Erklärung für den ausgeprägten Leistungsrückgang bei $n_{\text{vent},50\%}$ zeigt die Abbildung 1-6. Es wird der Lufteintritt ins WÜT-Paket (Unterseite) bei einer Eismasse von 15 kg für $n_{\text{vent},100\%}$ (links) sowie $n_{\text{vent},50\%}$ (rechts) dargestellt. Während die bereifte aber klar erkennbare Lamellenstruktur bei $n_{\text{vent},100\%}$ eine nur teilweise Verblockung mit noch hohem Luftdurchlass darstellt, gleicht die Froststruktur bei geringerer Drehzahl $n_{\text{vent},50\%}$ einer geschlossenen Schneedecke. Der hohe Frostaufwuchs bei vergleichsweise sehr geringer Frostmasse verdeutlicht den hohen Einfluss der Luftgeschwindigkeit auf die Frostdichte.

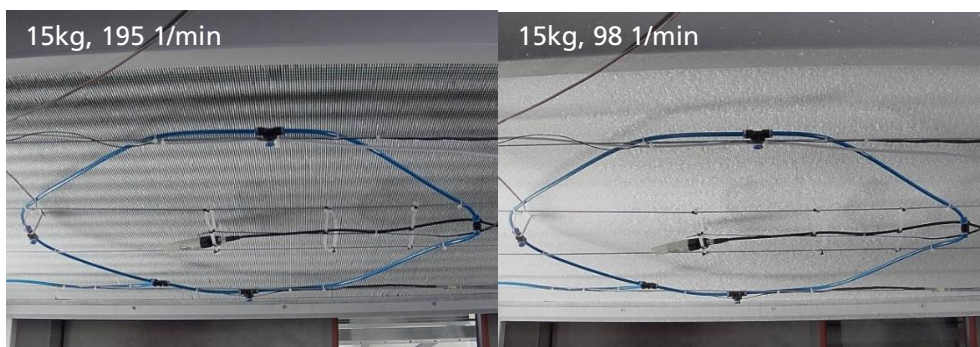
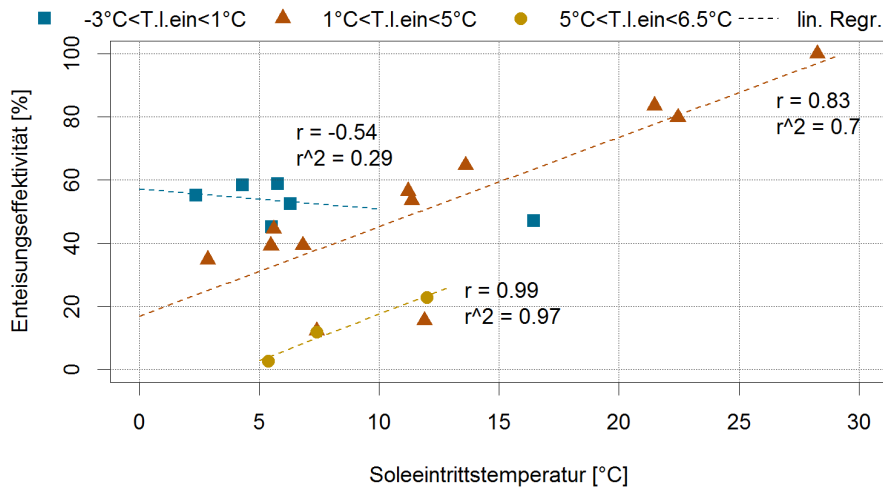


Abbildung 1-6 Qualitative Bewertung Einfluss Lüfterdrehzahl n_{vent} auf Frosteigenschaften und Leistungsabfall bei $T_{\text{luft,ein}} = 0^\circ\text{C}$, $RH_{\text{ein}} = 90\%$, $dT_{\text{luft,sole}} = 14\text{ K}$ und einer momentanen Eismasse von 15 kg. Maximale Drehzahl (links) sowie halbe Drehzahl (rechts)

Niedertemperatur-Soleabtauung: Variation Soletemperatur

Abbildung 1-7 zeigt den Einfluss der Soleeintrittstemperatur (x-Achse) auf die Abtaueffektivität (y-Achse), wobei nur Messungen mit moderater Frostmasse $12\text{ kg} < m_{\text{frost,max}} < 18\text{ kg}$ betrachtet und diese nach der Lufteintrittstemperatur unterteilt sind. $T_{\text{luft,ein}}$ liegt entweder zwischen -3 und 1°C (blau, Quadrate), 1 und 5°C (orange, Dreiecke) oder 5 und $6,5^\circ\text{C}$ (gelb, Punkte). Zudem sind je Gruppe die Regressionsgeraden (gestrichelt) sowie deren Korrelation r und Bestimmtheitsmaß r^2 dargestellt. Bei geringen Lufteintrittstemperaturen ($< 1^\circ\text{C}$, blau) wird prinzipiell eine hohe Effektivität erreicht, da hieraus ein hoher Temperaturgradient $dT_{\text{sole,luft}}$ resultiert, welcher Treiber des für den Schmelzprozess verfügbaren Wärmestroms ist. Bei mittleren und hohen Lufteintrittstemperaturen ($> 1^\circ\text{C}$, orange bzw. gelb) erzielt die Niedertemperatur-Abtauung prinzipiell eine schlechtere Effektivität, diese wird jedoch deutlich positiv korreliert ($r^2 = 0,7$ bzw. $r^2 = 0,97$) von der Soletemperatur beeinflusst. Schließlich ist hervorzuheben, dass die Niedertemperatur-Soleabtauung bereits bei Soleeintrittstemperaturen von nur 3°C eine Abtaueffektivität zwischen 35 und 55 % aufweist. Die Soleabtauung kann somit bereits bei sehr geringen Soletemperaturen angewandt werden, mindestens für das energieintensive Schmelzen der Reif- und Eisschicht. Zugleich besteht jedoch die Erfordernis einer sekundären Abtaustufe.



 Modulierende Sole-Wärmepumpe
 und kombinierte Wärmequellen
 (Viessmann)

Abbildung 1-7 Einfluss der Soleeintrittstemperatur auf die Enteisungseffektivität. Blau: $-3^{\circ}\text{C} < T_{\text{Luft,ein}} < 1^{\circ}\text{C}$. Orange: $1^{\circ}\text{C} < T_{\text{Luft,ein}} < 5^{\circ}\text{C}$. Gelb: $5^{\circ}\text{C} < T_{\text{Luft,ein}} < 6.5^{\circ}\text{C}$. Gestrichelt jeweils lineare Regression.

Niedertemperatur Soleabtauung: Einfluss der maximalen Frostmasse

Neben den Einflüssen von Luft- und Soletemperatur auf die Abtaueffektivität wird weiterhin ein hoher Einfluss der Frostmasse $m_{\text{frost,max}}$ festgestellt.

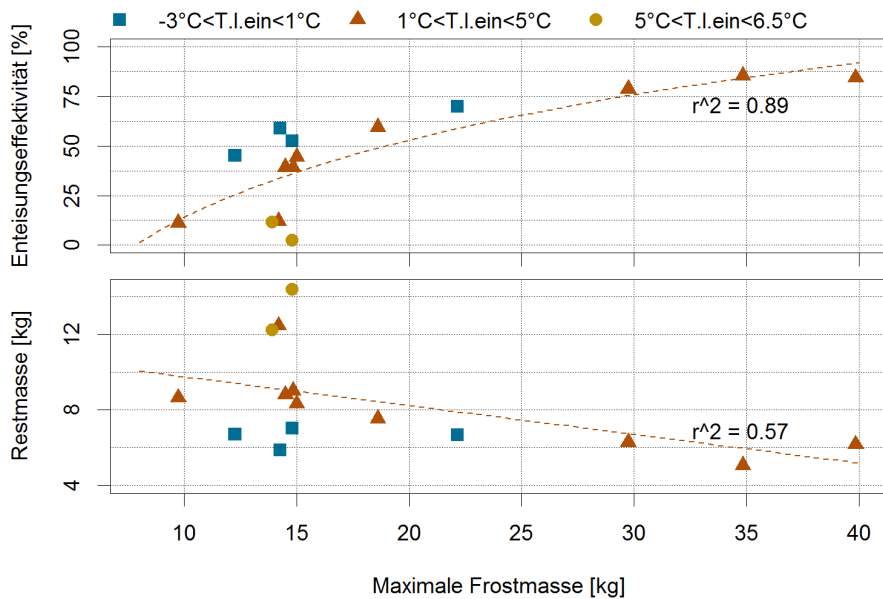


Abbildung 1-8 Einfluss der maximalen Frostmasse auf die Enteisungseffektivität (oben) und die Restmasse (unten). Blau: $-3^{\circ}\text{C} < T_{\text{Luft,ein}} < 1^{\circ}\text{C}$. Orange: $1^{\circ}\text{C} < T_{\text{Luft,ein}} < 5^{\circ}\text{C}$. Gelb: $5^{\circ}\text{C} < T_{\text{Luft,ein}} < 6.5^{\circ}\text{C}$. Gestrichelt log. Regression.

In Abbildung 1-8 ist der Einfluss auf die Abtaueffektivität (oben) und auf die absolute Restmasse (unten) dargestellt. Es werden entsprechend Abbildung 1-7 drei Bereiche der mittleren Luftereintrittstemperatur differenziert. Die ausgewählten Versuche sind auf $T_{\text{sole,ein}} \approx 6^{\circ}\text{C}$ beschränkt. Für den Bereich $1^{\circ}\text{C} < T_{\text{Luft,ein}} < 5^{\circ}\text{C}$ zeigt die Enteisungseffektivität mit $r^2 = 0,89$ einen sehr hohen logarithmischen Zusammenhang mit der maximalen Frostmasse (für übrige $T_{\text{Luft,ein}}$ nicht gezeigt, da wenig Datenpunkte). Während bei $m_{\text{frost,max}} = 10$ kg nur 11 %, also circa 1 kg, abgetaut werden können, sind dies bei

$m_{\text{frost,max}} = 22$ kg bereits 70 %. Die Beobachtungen stimmen im Verlauf sehr gut mit in [4] und [17] dargestellten Untersuchungen zur Abtaueffizienz überein, wonach diese mit zunehmender Frostmasse logarithmisch zunimmt. Das untere Diagramm der Abbildung 1-8 zeigt überdies, dass mit steigender $m_{\text{frost,max}}$ nicht nur Abtaueffektivität steigt, sondern darüber hinaus sogar die absolute Restmasse zurückgeht. Es wird davon ausgegangen, dass hohe Schmelzwassermassen und hohe Schmelzraten dazu führen, dass durch Adhäsionskräfte zwischen den Lamellen gebundene Tropfen vermehrt mitgerissen werden.

Modulierende Sole-Wärmepumpe
und kombinierte Wärmequellen
(Viessmann)

1.1.3 Aufbau eines Modells für den Luft/Sole-Wärmeübertrager (ISE)

Zur realitätsnahen Wiedergabe des dynamischen Betriebsverhaltens der Wärmequelle Außenluft wurde ein Modell des Luft/Sole-Wärmeübertragers entwickelt. Hierzu müssen die unterschiedlichen luftseitigen Betriebszustände berücksichtigt werden (siehe Abs. 1.1.2). Hieraus resultieren folgende Betriebszustände: der trockene, kondensierende, vereisende, bereifende, schmelzende oder verdunstende sowie der sublimierende Betrieb des Wärmeübertragers. Im Rahmen einer Masterarbeit [18] wurde ein eindimensionales Grey-Box-Modell eines Lamellen-Rohr-Wärmeübertragers zur dynamischen Simulation von Luft/Sole-Wärmepumpensystemen erstellt. Das entwickelte Modell verknüpft mehrere Modellansätze aus der Literatur zu den genannten luftseitigen Betriebszuständen, wodurch eine lückenlose Simulation des Wärmeübertragers über den Jahresverlauf ermöglicht wird. Hierbei berücksichtigt das Modell den dynamischen Auf- und Abbau von Kondensat, Eis oder Reif und ermöglicht somit auch Simulationen des Wärmeübertragers unter zyklisch wiederkehrenden Bereifungs- und Abtauprozessen.

Die nachfolgende Zusammenfassung der Ergebnisse beruht auf dem zugehörigen Beitrag zur *DKV Konferenz 2019*, der „Simulation eines Luft/Sole-Wärmeübertragers unter trockenen und feuchten Bedingungen“, von *Birk und Metz* [19]. Das Modell wurde in der objektorientierten und gleichungsbasierten freien Programmiersprache Modelica erstellt. Die oben geschilderten Betriebszustände treten luftseitig, also an der WÜT-Oberfläche auf. Kern des Modells ist die Abbildung dieser Zustände durch temporäre, dynamische Filmvolumen-Submodelle. Diese stellen die Anwesenheit von Kondensat, Reif und Wasser dar, sowie die damit assoziierten Prozesse der Zunahme, Abnahme und Zustandsänderung des Wassers. Zustandsübergänge im Filmvolumen werden durch lineare Transitionsfunktionen angenähert, um die Differenzierbarkeit der Gleichungssysteme zu gewährleisten. Die Abbildung der Reifschicht ist an die Methode von [20,21]. Für den Modellaufbau sei auf das genannte Paper verwiesen.

Das dynamische und thermische Verhalten des Modells wird mit experimentellen Daten der WÜT-Laboruntersuchung im vorhergehenden Abschnitt 1.1.2 verglichen. Hierzu werden die experimentellen Daten am Eintritt des WÜT dem Modell als Eingangsgrößen zugeführt und die Ausgangsgrößen werden anhand des Modells berechnet und mit dem experimentellen Datensatz verglichen. Die Eingangsgrößen sind Lufttemperatur und -feuchte, Luftvolumenstrom, Soletemperatur und Solevolumenstrom. Als Ausgangsgrößen werden Luftaustrittstemperatur, Soleaustrittstemperatur und Soleleistung sowie der Massenzuwachs (Kondensat, Reif, Eis) betrachtet. Zur Beurteilung der Simulationsgüte werden über die gesamte Simulationszeit, der mittlere Fehler (ME), die Standardabweichung (SD), die normierte Standardabweichung (nSD) sowie die Korrelation R der Simulation gegenüber der Messung berechnet. Es werden Versuche mit möglichst unterschiedlichen Betriebsparametervariationen aus dem Datensatz ausgewählt. Die Größen von besonderem Interesse sind der Solemassenstrom und der Luftmassenstrom. In den nachfolgenden Vergleichen wird der Luftmassenstrom bei verschiedenen konstant gehaltenen Solemassenströmen variiert.

Die trockene Validierung wurde anhand mehrerer Messungen vorgenommen, die resultierenden Mittelwerte sind in Tabelle 1-5 zusammengefasst. Die Luftaustrittstemperatur kann mit einer mittleren SD von 0,18 K bis 0,81 K vorhergesagt werden. Der dynamische Verlauf der Austrittstemperaturen von Luft und Sole wird sehr gut durch die Simulation abgebildet, was sich jeweils in einer hohen Korrelation R von 0,99 widerspiegelt. Die SD der Soletemperatur erstreckt sich von 0,18 K bis zu 0,39 K (im Mittel 0,29 K). Der Leistungseintrag in die Sole wird im Mittel mit 1 kW beziehungsweise 5,2 % Standardabweichung vorhergesagt. Die Tabelle 1-5 zeigt darüber hinaus die Modellgüte im kondensierenden Betrieb. Es zeigt sich eine geringfügige Verschlechterung der Genauigkeit der genannten Größen. Mit 8 % Standardabweichung und einer Korrelation von 0,98 wird die Leistung jedoch weiterhin sehr gut vorhergesagt. Die Kondensatmasse kann mit einer Abweichung von 4,8 % bestimmt werden

Tabelle 1-5 Durchschnittliche Parameter zur Modellgüte im trockenen und bereifenden Betrieb.

	Größe	$T_{\text{luft,aus}}$	$T_{\text{sole,aus}}$	Q_{sole}	m
Trocken	SD	0,52 K	0,29 K	1 kW	-
	nSD	-	-	5,2 %	-
	R	0,996	0,992	0,984	
Kondensation	SD	0,71 K	0,32 K	2,4 kW	1,1 kg
	nSD	-	-	8,2 %	4,8 %
	R	0,97	0,983	0,13	0,984

Zur Validierung unter bereifenden Bedingungen wird beispielhaft ein Experiment ausgewählt, welches die Aufbauphase und Abtauphase einer Reifschicht beinhaltet. Hierbei werden die Aufbauphase bei konstantem solesseitigem Leistungszug und die Abtauphase bei konstanter Soletemperatur durchgeführt. Die qualitative Charakteristik ähnelt somit dem im Abschnitt 1.1.2 dargestellten Versuch. Der Versuch wurde bei einer Reifmasse von 15 kg beendet. Die experimentellen Betriebsbedingungen wie z.B. die Ventilator Ansteuerung ($ctrl_{\text{Vent}}$) oder die Fluideintrittstemperaturen ($T_{\text{L,ein}}, T_{\text{S,ein}}$) sind in Tabelle 1-6 beschrieben. Der Luftvolumenstrom wird hierbei entsprechend Abschnitt 1.1.2 sowie [10] anhand des gemessenen luftseitigen Druckverlusts sowie der Ventilator Kennlinie unter Verwendung der Ähnlichkeitsgesetze abgeschätzt.

Tabelle 1-6 Parameterbereifender WÜT-Betrieb sowie zweifache SD

Betriebsparameter	Aufbauphase	Abtauphase
$T_{\text{luft,ein}}$	-1,1°C ±2 K	2°C ±3,9 K
$T_{\text{sole,ein}}$	-11,2°C ±2,2 K	11,6°C ±6,6 K
$RH_{\text{luft,ein}}$	86,5 ± 7,4 %	89 ±11,7 %
$ctrl_{\text{Vent}}$	100 %	0 %
\dot{m}_{sole}	1,51±0,33 kg/s	1 ±0,6 kg/s
\dot{Q}_{sole}	-17±1 kW	15,6 ±11,3 kW

In der Reifwachstumsphase wächst eine Reifschicht auf den Lamellen (vgl. Abbildung 1-10) für den Zeitabschnitt 0 bis ca. 2,25 Stunden. Anschließend wird die Aufwärmphase gestartet, in welcher die Sole für die Abtauphase ohne Durchströmung des WÜTs auf eine definierte Temperatur vorgewärmt wird. Die Reifschicht wird über die Aufwärmphase konserviert und es besteht keine aktive solesseitige und luftseitige Durchströmung (am WÜT liegt keine Leistung an, vgl. Abbildung 1-9). In dieser Phase wird im Modell für die numerische Stabilität entsprechend [22] und [23] auf Sole- und Luftseite vereinfacht

ein minimaler Massenstrom implementiert. Abschließend wird ab ca. 2,6 Stunden die Abtauphase durch die Durchströmung des WÜT mit der vorgewärmten Sole eingeleitet.

 Modulierende Sole-Wärmepumpe
 und kombinierte Wärmequellen
 (Viessmann)

Die Abbildung 1-9 gibt die Leistungsverläufe über die Reifwachstumsphase wieder. Wobei die grüne Fläche dem sensiblen und die orangene Fläche dem latenten Wärmestrom, welche von der Luft auf die WÜT-Oberfläche übertragen werden, entspricht. Der von der WÜT-Oberfläche auf die Sole übertragene Wärmestrom ist durch die türkise Linie (Messwert) bzw. blaue Linie (Simulation) dargestellt (hier zur Veranschaulichung mit -1 multipliziert). Der Abbildung kann entnommen werden, dass der Leistungsverlauf des Versuchs sehr gut mit den Simulationsergebnissen übereinstimmt und hierbei eine Standardabweichung von $SD = 0,74 \text{ kW}$ bzw. eine normierte Standardabweichung (nSD) von $3,7 \%$ aufweist.

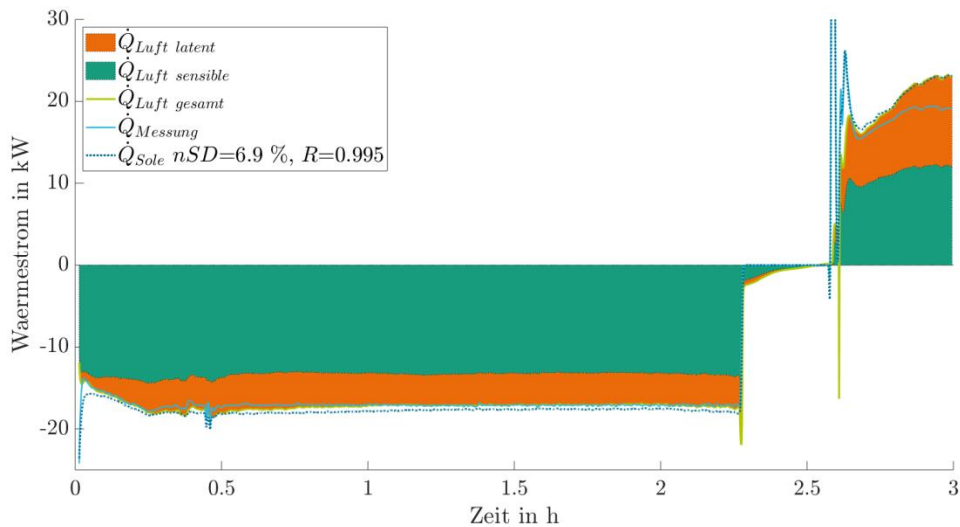


Abbildung 1-9 Leistungsverläufe aus Simulation und Messung (die simulierte und gemessene Soleleistung wird zur Veranschaulichung mit -1 multipliziert)

Der Vergleich der Massenverläufe von Versuch und Simulation ist in Abbildung 1-10 visualisiert, wobei die orangene Fläche die Reifmasse, die grüne Fläche die Wassermasse, die schwarze Linie die zusammengefasste Masse der Simulation (Reifmasse und Wassermasse) und die blaue Linie die Gesamtmasse des Versuchs darstellt. Das Reifwachstum wird, bei einem mittleren Fehler von $-1,81 \text{ kg}$, durch das Modell leicht unterschätzt. Im Modell wird ausschließlich das WÜT-Paket abgebildet, nicht aber periphere Massen und Flächen wie bspw. die Verteiler- und Sammlerrohre oder das WÜT-Gehäuse, an welchen ebenfalls eine Reifschicht aufwächst. Dies kann zu der beobachteten Unterschätzung der Reifgesamtmasse beitragen. Die Dynamik der Reifwachstums-, Reifkonservierungs- und der Abtauphase kann sehr gut wiedergegeben werden, was sich in einem hohen R von $0,995$ widerspiegelt. Die schmelzende Masse wird zuverlässig wiedergegeben, wobei im hinteren Verlauf der Abbildung 1-10 das auf dem WÜT zurückbleibende Wasser allmählich verdunstet. Die Güte des Modells in bereifendem und abtauendem Betrieb ist in der Tabelle 1-7 zusammengefasst.

Tabelle 1-7 Güte der Simulation gegenüber der Messung unter bereifenden (oben) und abtauenden (unten) Bedingungen.

Größe	ME	SD	n SD in %	R
Bereifende Bedingungen				
$T_{\text{luft,aus}}$	-1,0 K	1,0 K		0,966
$T_{\text{sole,aus}}$	0,03 K	0,07 K		0,996
\dot{Q}_{sole}	-0,69 kW	0,74 kW	3,7	0,774
m_{reif}	-1,7 kg	1,81 kg	14,6	0,995
Abtauende Bedingungen				
$T_{\text{luft,aus}}$	1,3 K	2,9 K		0,2
$T_{\text{sole,aus}}$	-0,47 K	1,1 K		0,855
\dot{Q}_{sole}	2,21 kW	3,8 kW	4,5	0,966
m_{reif}	-1,51 kg	1,81 kg	14,4	0,887

Modulierende Sole-Wärmepumpe
und kombinierte Wärmequellen
(Viessmann)

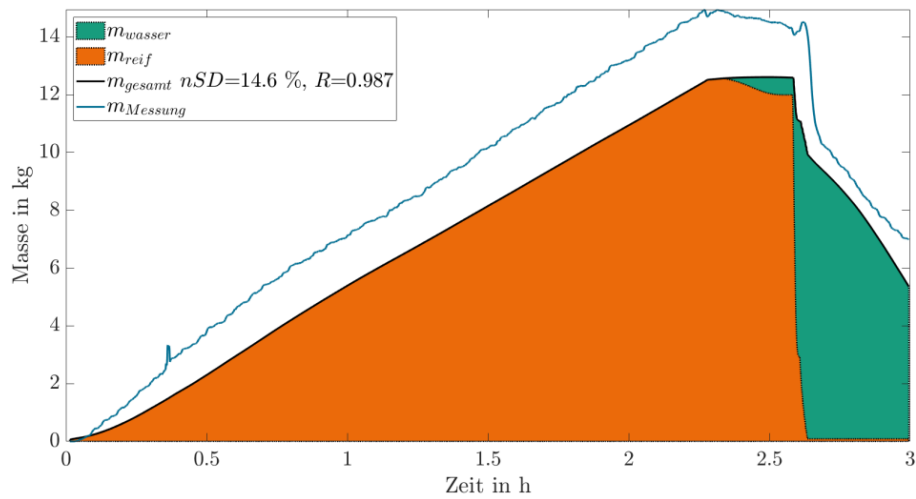


Abbildung 1-10 Massenverläufe aus Simulation und Versuch.

1.1.4 Ableitung geeigneter Strategien für die Regelung (ISE)

Modulierende Sole-Wärmepumpe
und kombinierte Wärmequellen
(Viessmann)

Aus den in Abschnitt 1.1.2 beschriebenen Laboruntersuchungen, konnten Erkenntnisse hinsichtlich des Betriebs des Luft/Sole-WÜT als Wärmequelle im Mehrquellen-Wärmepumpensystem gewonnen werden. Diese betreffen einerseits den bereifenden Betrieb und andererseits die Abtauung des LWÜT. Im bereifenden Betrieb wurde festgestellt, dass der Luft/Sole-WÜT gegenüber den in der Literatur maßgeblich untersuchten direktverdampfenden Luft-Wärmepumpen eine etwas geringere Außentemperaturgrenze für den Übergang von Kondensatbildung zur Reifbildung aufweist. Diese Grenze liegt in *Zhu et al. 2015* bei 6°C. Unterhalb dieser Grenze wird der Reifwachstum aufgrund der hohen, absoluten Luftfeuchte als am gravierendsten beschrieben. Dahingegen zeigt der untersuchte Luft/Sole-WÜT bei 5°C Lufteintrittstemperatur bloße Kondensatbildung und bei 4°C das gemischte Auftreten von Kondensat und Reif. Für den Entwurf der Wärmequellen-Regelung des MQWPS dient die Grenztemperatur $T_{\text{Umg}} = 4^{\circ}\text{C}$ deshalb als Richtwert für die außentemperaturabhängige Priorisierung der Wärmequellen Außenluft ($T_{\text{Umg}} > 4^{\circ}\text{C}$) und Erdreich ($T_{\text{Umg}} < 4^{\circ}\text{C}$). Unterhalb dieses Grenzwerts wird die Nutzung des LWÜT folglich deutlich reduziert.

Wesentliche Erkenntnisse konnten für die Abtauregelung gewonnen werden. Eine Abtauung des WÜT ist bereits bei Soletemperaturen von nur 2,5°C möglich. Allein das Schmelzen der Reif/Eisschicht macht circa die Hälfte der benötigten Abtauenergie aus [14]. Diese kann vollständig aus dem Erdreich aufgebracht werden. Für einen stabilen Betrieb ist darüber hinaus jedoch eine Trocknung des WÜT erforderlich. Diese kann erst durch das Abtropfen und Verdunsten von verbleibendem Schmelzwasser erreicht werden. Zur Verbesserung des Abtropfverhaltens wurden Versuche mit angeschlossenem Inversbetrieb der Lüfter durchgeführt. Der Inversbetrieb hat das Herabdrücken des verbleibenden Schmelzwassers zum Ziel. Hierdurch konnte die Abtaueffektivität im Mittel um 25 % gesteigert werden. In der Betriebsstrategie des MQWPS wird somit nach Abschluss der Abtauung ein Inversbetrieb mit einer Laufzeit von 3 Minuten vorgesehen. Für die anschließende Verdunstung von Schmelzwasser ist unter den meisten Randbedingungen hingegen eine zweite Abtaustufe erforderlich, um die für die Verdunstung erforderlichen Temperaturgradienten zu erreichen. Für das MQWPS ist dies entweder durch elektrische Heizstäbe im Solevorlauf möglich. Ebenso ist die Installation von Heizbügeln in Leerrohren für eine direktelektrische Abtauung der Lamellen eine Option.

Mit der Naturabtauung mittels Ventilatornachlauf besteht eine weitere Abtaumethode, die auf Umweltwärme zurückgreift. Hierbei werden Kondensationsgewinne aus der feuchten Umgebungsluft genutzt, um vorhandenen Reif / Eis zu schmelzen (siehe auch [24]). Voraussetzung sind daher sehr hohe Luftfeuchten und eine Lufttemperatur oberhalb von 0°C. Der Vorteil dieser Methode ist es, dass der WP-Betrieb mit der verfügbaren Quelle Erdreich nicht eingeschränkt wird. Die durchgeführten Versuche zur Naturabtauung zeigen, dass diese sehr sensibel für die luftseitigen Randbedingungen ist. Ist die Luftfeuchte zu gering, resultieren sehr lange Laufzeiten und sogar eine Reifzunahme ist möglich. Folglich bedarf diese Abtaumethode einer präzisen Potentialabschätzung sowie einer angemessenen Parametrisierung der Grenzwerte. In der Wärmequellenregelung sollte diese Methode daher insbesondere dann eine Rolle spielen, wenn die Wärmequelle Erdreich zur Abtauung nicht zur Verfügung steht.

1.1.5 Ableiten von Verbesserungsoptionen hinsichtlich Konstruktion (Viessmann)

Modulierende Sole-Wärmepumpe
und kombinierte Wärmequellen
(Viessmann)

Die zentrale Erkenntnis hinsichtlich der Konstruktion des WÜT lieferten bei künstlicher Beregnung durchgeführte Experimente im Rahmen des AP 1.1.2. Hierfür wurde die für den Test thermischer Sonnenkollektoren geltende Norm DIN EN ISO 9806:2017 [25] als Anhaltspunkt genutzt. Das Wasser wurde mit einem Massenstrom von 0,03 bis 0,05 kg/s mit drei Regen-Vollkegel Düsenköpfen auf die Ventilatorauslässe verteilt und unterhalb des WÜT gesammelt und zurückgeführt. Die Abbildung 1-11 zeigt links die WÜT-Unterseite nach einem 56-minütigen Betrieb mit $T_{luft,ein}=0^{\circ}\text{C}$, $\varphi_{ein}=90\%$, $dT_{luft,sole}=14\text{ K}$ und $n_{Ventilator}=195\text{ 1/min}$ bei vorhandener Beregnung. Zu diesem Zeitpunkt haben Reif und Eis eine Masse von 100 kg und der Versuch wurde mit einem starken Leistungsrückgang von circa 70 % beendet. Auf der WÜT-Oberseite bildete sich hierdurch eine feste Eisschicht, welche durch geringen Kontakt zu den Lamellen eine extrem hohe Abtau-dauer zur Folge hat (Abbildung 1-11, rechts). Ohne Beregnung wäre in diesem Zeitraum eine Reifschicht von circa 15 kg aufgewachsen, welche zu diesem Zeitpunkt keinen Leistungsrückgang zur Folge hat (vgl. Abbildung 1-11, links, bei gleichen Randbedingungen ohne Beregnung).

Auf Basis dieser Erkenntnisse wurden ausgewählte Versuche mit Regenschutz-Überdachungen wiederholt. Diese hatten einen Durchmesser von 100 cm und einen Überstand von 10 cm. Beregnungsversuche unter ansonsten gleichbleibenden Bedingungen zeigen, dass hierdurch die Massenzuwachsrate um 83 % sehr effektiv reduziert werden kann. Darüber hinaus verhindern die Überdachungen in der betrachteten Laufzeit von 56 Min einen Leistungsrückgang vollständig. Damit erfüllen Sie das Ziel, die Bereifung des WÜT zu minimieren und damit die Verfügbarkeit und Effizienz dieser Wärmequelle zu erhöhen.

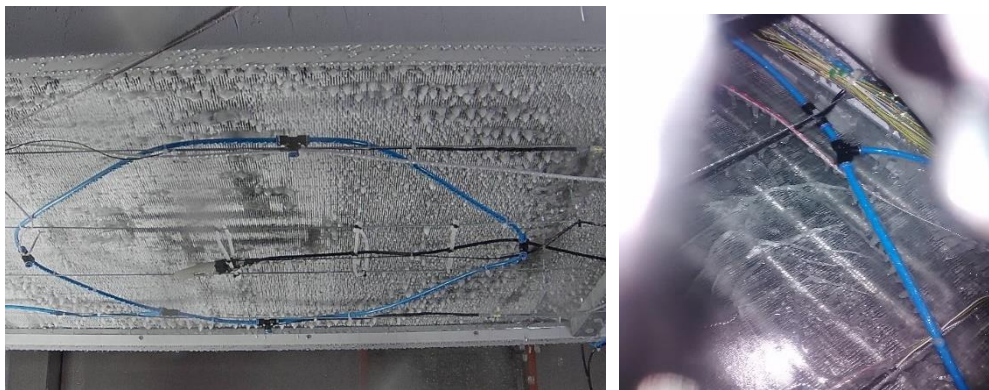


Abbildung 1-11 WÜT-Unterseite (links) und WÜT-Oberseite (rechts) bei Beregnung unter Bereifungsbedingungen ohne Regenschutz am Versuchsende nach 60 Minuten Versuchslaufzeit.

Als Konsequenz wurden für die Feldtestanlage Regenschutz-Überdachungen vorgesehen. Zur nachträglichen und reversiblen Montage wurden vom Hersteller des Tischrückkühlers für den Feldtest jeweils vier Bohrungen an den Ventilatoröffnungen vorgesehen. Durch das Fraunhofer ISE wurden höhenverstellbare Überdachungen konzipiert, gefertigt und an der Feldtestanlage installiert (vgl. Abbildung 1-12). Die Höhe wurde hierbei so eingestellt, dass sich der freie Ausblasquerschnitt der Ventilatoren nicht verringert. Nichtsdestotrotz resultiert durch die Überdachungen ein zusätzlicher Strömungswiderstand für die Ventilatoren. Dies wird vor dem Hintergrund der obigen Schilderungen akzeptiert.

Entsprechend der Schilderungen im vorhergehenden Abschnitt 1.1.4 wurden für eine direktelektrische Abtaugung des WÜT insgesamt zehn Leerrohre mit Heizbügeln vorgesehen. Diese haben eine Einzelleistung von 1,8 kW. Die flächenspezifische Abtauleistung ist mit 30 W/m² vergleichsweise gering. Dies geht auf die notwendige Begrenzung der elektrischen Gesamtlast des Feldtestgebäudes zurück.

Modulierende Sole-Wärmepumpe
und kombinierte Wärmequellen
(Viessmann)

Weiterhin wurden die verbauten Ventilatoren und die zugehörige Regelung hinsichtlich ihrer Eignung für einen für einen Inversbetrieb ausgewählt. Hinsichtlich der Lärmschutzanforderungen besteht ebenso ein maßgeblicher Einfluss der Ventilatoren. Diese bieten mit 57 dB(A) und einer Drehzahl von 245 1/min am nominalen Betriebspunkt die Möglichkeit eines geräuscharmen Betriebs.

Eine für den geräuscharmen Betrieb notwendige Reduktion der Lüfterdrehzahl kann durch eine Vergrößerung der WÜT-Fläche kompensiert werden. Dies muss nicht unbedingt mit einer Vergrößerung der Aufstellfläche verbunden sein, sondern kann bis zu einem gewissen Grad auch über die Höhe des WÜT-Pakets, die Anzahl der Pässe und eine Verringerung des Lamellenabstands gelöst werden. Letzteres ist hinsichtlich des Schmelzwasserabflusses bei der Abtaugung jedoch nachteilig und sollte vermieden werden. Im vorliegenden Feldtest wurde eine Lamellenteilung von 3 mm gewählt. Auf Basis der Felderfahrungen und Literaturquellen [16,24,26], ist jedoch eine Lamellenteilung von mindestens 5 mm ratsam. Dies führt zu einer besseren Abtaueffektivität der Niedertemperatur-Soleabtaugung.



Abbildung 1-12 Tischrückkühler mit installierten, höhenverstellbaren Regenschutzüberdachungen.

1.1.6 Bau eines zweiten Funktionsmusters und Testbetrieb (Viessmann)

Entgegen der ursprünglichen Planung wurden aufgrund der engen Zeitschiene die Verbesserungen am Luft/Sole-Wärmeübertrager nicht für den Teststandversuch in AP 1.2.5 sondern direkt für die Felduntersuchung im Rahmen von AP 1.4 umgesetzt. Die Außen-einheit sollte auf einem neu zu errichtenden Müllhaus platziert werden, was entsprechenden Abstimmungsbedarf mit dem Architekten (Optik), dem Statiker (Gewicht unter Berücksichtigung von Ver- und Enteisungsvorgängen), der Volkswohnung (Lärmbeeinträchtigung und Optik) sowie dem Kranunternehmen bzw. Monteur erforderlich machte.

Die erforderliche Traglast wurde u.a. mithilfe modellbasierter Analysen im Rahmen des AP 1.3 ermittelt, um auch maximale Eislasten zur berücksichtigen. Um punktuelle Lasten zu vermeiden, wurde der Luft/Sole-Wärmeübertrager auf U-Profile gestellt.

Im Rahmen des AP 1.1.5 wurde bereits darauf hingewiesen, dass die Ventilatoröffnungen des Luft/Sole-Wärmeübertragers mit Dächern versehen sein sollten, um negative Bereifungseffekte zu vermeiden. Da der Lieferant keine Dächer im Sortiment führt (Nutzung als Rückkühler), wurde die mechanische Werkstatt des Fraunhofer ISE mit der Fertigung der Dächer gemäß einer in AP 1.1.6 angestellten Konzeption beauftragt. Konstruktions-, Schweiß- und Montagearbeiten wurden am Fraunhofer ISE ausgeführt, Zuschnitt der Dachplatten (Laserschnitt) sowie Lackierung wurden extern vergeben. Die auf den Ventilatoröffnungen des Luft/Sole-Wärmeübertragers installierten Dächer sind in der Abbildung 1-12 dargestellt.

Modulierende Sole-Wärmepumpe
und kombinierte Wärmequellen
(Viessmann)

Nach mehrmaliger Iteration der Spezifikationen mit möglichen Lieferanten des Luft/Sole-WÜT und den eingangs erwähnten Akteuren wurde der GFHV FD 080.2MF/22E-39 Rückkühler „flat vario“ von der Firma Güntner für die Felduntersuchung beschafft (s. Abbildung 1-13). Technische Spezifikationen enthält der Anhang 4.1.

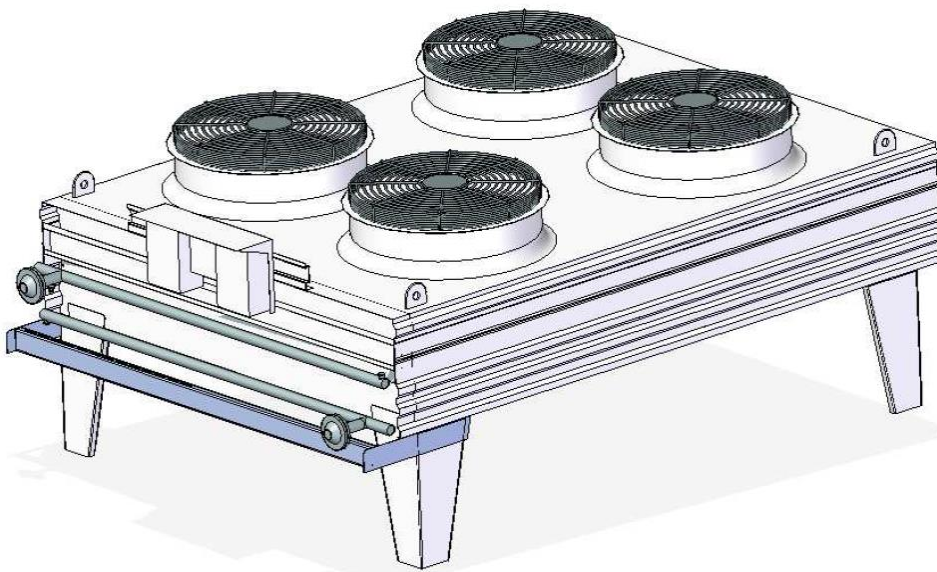


Abbildung 1-13 Tischrückkühler GFHV FD 080.2MF/22E-39 „flat vario“ für die Feldversuchsanlage
(Quelle: Güntner)

1.2 Bau und Test von Funktionsmustern einer leistungsgeregelten Sole/Wasser-Wärmepumpe (Viessmann)

Modulierende Sole-Wärmepumpe
und kombinierte Wärmequellen
(Viessmann)

1.2.1 Aufbau von Wärmepumpen-Funktionsmustern in drei Entwicklungsstufen (Viessmann)

Wie eingangs in Kapitel 0.2 beschrieben, wurde die anvisierte Wärmepumpenentwicklung nicht realisiert.

1.2.2 Erarbeitung und Analyse der Kältekreis-konzepte (Viessmann)

Wie eingangs in Kapitel 0.2 beschrieben, wurde die anvisierte Wärmepumpenentwicklung nicht realisiert. Erste konzeptionelle Arbeiten zur Analyse von Kältekreisen wurden jedoch ausgeführt und sind nachfolgend dokumentiert.

Viessmann hat verschiedene Konzepte für einen Kältekreis im angestrebten Leistungsbereich von 20 kW bis 80 kW betrachtet und analysiert. Nachfolgend werden die unterschiedlichen Konzepte vorgestellt und in einer Bewertungsmatrix zusammengefasst und verglichen.

Kältekreis mit Tandem-Verdichter

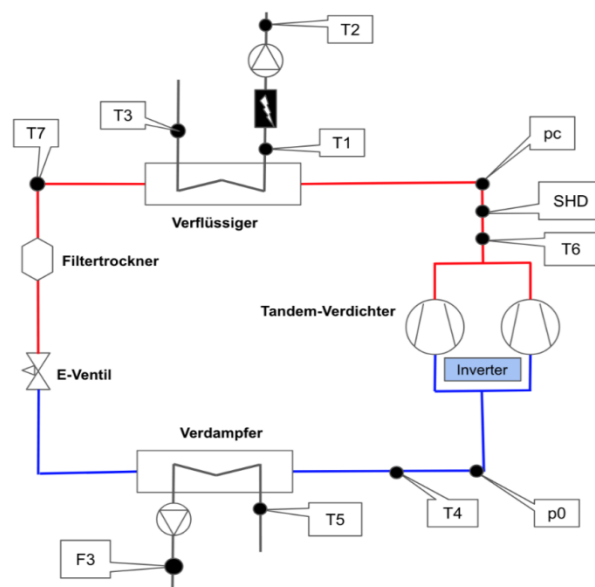


Abbildung 1-14: Vereinfachtes Fließschema eines Kältekreises mit Tandem-Verdichter (rot: Hochdruckleitung, blau: Niederdruckseite)

Eine Möglichkeit, den herkömmlichen Leistungsbereich einer Wärmepumpe zu erweitern, ist der Einsatz eines Tandem-Verdichters. Bei einem Tandem-Verdichter werden statt einem, mehrere Kompressoren parallel zueinander in einem Kreislauf eingebunden und führen somit das Kältemittel in eine gemeinsame Heißgasleitung weiter (vgl. Abbildung 1-14). Für den angestrebten Leistungsbereich reicht ein Tandem-Verbund mit zwei Verdichtern aus. Um den gesamten Leistungsbereich abzudecken, bietet es sich an, dass einer der beiden Verdichter drehzahl geregelt wird mittels so genannter Invertertechnologie. Der zweite Kompressor ist ein sogenannter fixed-speed-Verdichter. Dieser kann nur mit einer festen Drehzahl arbeiten mit einer Verdichterleistung von entweder 0 % oder 100 %. Diese Verdichterkombination führt jedoch das Problem mit sich, dass die einzelnen Verdichter ggf. mit unterschiedlichen Drehzahlen laufen, welches eine

Herausforderung für das Ölmanagement ist. Seit neuestem wird ein solcher Tandemverdichter von der Firma Danfoss (Danfoss AVS, Nordborg, Dänemark) vertrieben, abgebildet in Abbildung 1-15. Ob ein solcher Verbund für das hier angestrebte Vorhaben verwendbar ist bzw. ob das Ölmanagement hier kontrolliert werden kann, muss aber noch geprüft werden. Dennoch kann der angesprochene Verdichter als Ausgangslage für einen eigenen Verdichter verwendet werden. Hierbei ist zu beachten, dass auch bei der Verwendung eines Danfoss-Verdichters noch viel Arbeit bei der Regelung der Wärmepumpe anfällt.

.....
 Modulierende Sole-Wärmepumpe
 und kombinierte Wärmequellen
 (Viessmann)

Zur Überwachung und Regelung eines solchen Kältekreis ist eine Reihe an Sensoren nötig. Diese sind ebenfalls in Abbildung 1-14 vorzufinden in Form von schwarzen Punkten. Hier bezeichnet ein ‚T‘ Temperatursensoren, ‚SHD‘ und ‚p‘ Druckschalter.



Abbildung 1-15: Danfoss Tandem-Verdichter (Quelle: www.danfoss.de)

Kältekreis als Kaskadenschaltung

Eine Alternative zum Tandem-Verdichter bildet eine Wärmepumpenkaskade, welche heutzutage vielfach Anwendung im Bereich der Großwärmepumpen findet.

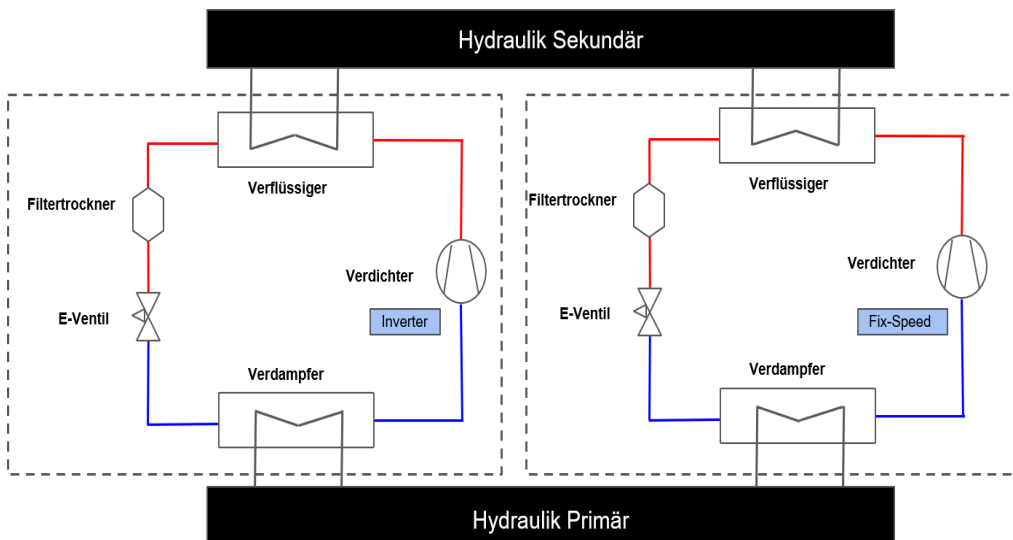


Abbildung 1-16: Vereinfachtes Schema einer Wärmepumpenkaskade

Die Kaskadenschaltung von Wärmepumpen ist eine Form des bivalenten Betriebs. Dabei werden mehrere kleinere Wärmepumpen zusammengeschaltet (vgl. Abbildung 1-16),

um somit die gesamte Leistung zu erhöhen und auch die Leistungsspanne zu erweitern. Kaskaden bieten die Möglichkeit, je nach Wärmebedarf die Heizleistung flexibel anzupassen.

Modulierende Sole-Wärmepumpe
und kombinierte Wärmequellen
(Viessmann)

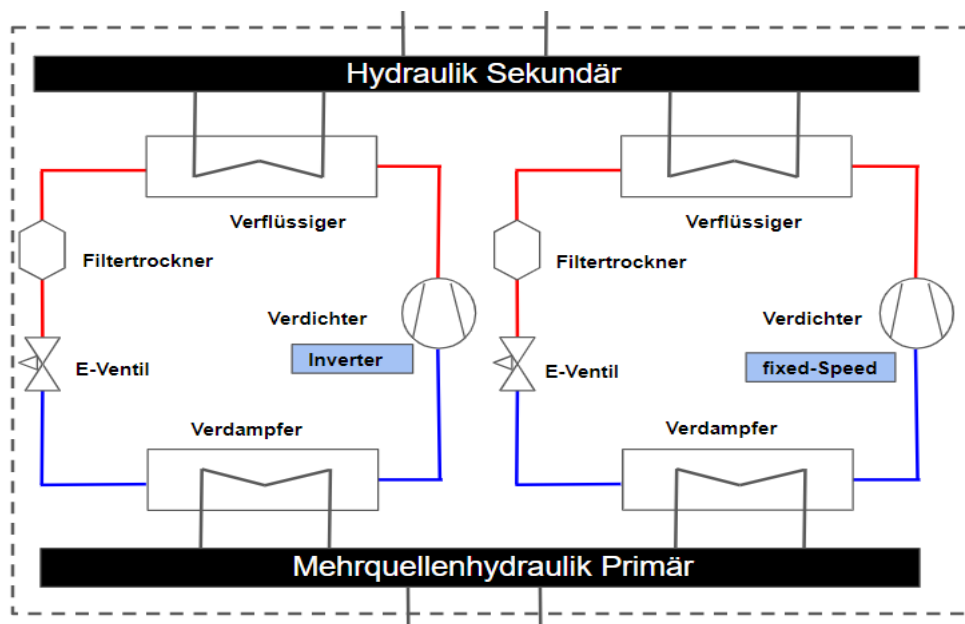
Das angeführte Schaltschema (Abbildung 1-16) zeigt das vereinfachte Fließbild einer Wärmepumpe in Kaskadenschaltung. Aufgebaut ist die Anlage mit zwei Sole-Wärmepumpen, die jeweils einen Kältekreislauf besitzen. Gekennzeichnet werden die einzelnen Wärmeerzeuger mit einem grau gestrichelten Rahmen. An beiden Enden der Verflüssiger schließt sich der Heizkreis an, der hier durch ein schwarzes Rechteck symbolisiert ist. Die sekundäre Hydraulik ist so aufgebaut, dass auch im Teillastbetrieb mit nur einer arbeitenden Anlage genug Wärmeenergie bereitgestellt werden kann. Auf der Gegenseite des Kältekreislaufs ist die Mehrquellenhydraulik abgebildet, ebenfalls gekennzeichnet durch ein schwarzes Rechteck. Je nach Wärmebedarf wird die Energie aus beiden Quellen oder nur aus einer entzogen. Es wird hier deutlich, dass die Kältekreise voneinander getrennt aufgebaut sind und lediglich mit der Hydraulik verkoppelt. Durch das gezielte Zu- und Ausschalten der einzelnen Kältekreise ist es so möglich, auf höhere bzw. geringere Heizanforderungen zu reagieren und den resultierenden Strombedarf zu senken. Dadurch kommt die Effizienz von Kaskaden auch im Teillastbetrieb der von herkömmlichen Wärmepumpen nah.

Die Viessmann Werke Allendorf GmbH hat derzeit einzelne Wärmepumpen auf dem Markt, die auch eine Kaskadierung durchführbar machen. Mit der Sole-Wärmepumpe Vitocal 300-G beispielsweise ist eine Leistungserweiterung von 21,2 kW – 428 kW Heizleistung möglich. Dies bietet eine aussichtsreiche Vorarbeit, auf dessen Grundlagen für den Bereich Mehrfamilienhaus-(MFH-) Sanierung aufgebaut werden kann.

Um den gesamten Leistungsbereich abzudecken, wird ein Modul mittels Invertertechnologie geregelt. Somit besteht die Möglichkeit, die Heizleistung durch Drehzahlregelung zu steuern. Der zweite Kreislauf ist ein fixed-speed Verdichter. Eine mögliche Umsetzungsvariante ist hier beispielsweise ein fixed-speed Verdichter mit 40 kW Heizleistung und ein drehzahl geregelter Verdichter mit ebenfalls 40 kW Leistung. Wie bereits zuvor beschrieben, erfordert ein drehzahl geregelter Verdichter einen höheren Regelungsaufwand als ein fixed-speed Verdichter. Gleichzeitig muss hier auch das Ölmanagement geregelt werden für alle Betriebszustände des Inverterverdichters. Eine zusätzliche Herausforderung in diesem System ist die Kombination von zwei unterschiedlichen Verdichtertypen mit einer Mehrquellenhydraulik. Dies schafft eine hohe Komplexität des Systems, da eine Vielzahl von Zuständen entsteht, die zu beachten sind. So muss für jede Anforderung des Heizsystems unter Berücksichtigung der äußeren Bedingungen eine genaue Definition in der Regelung hinterlegt sein, welche Primärquelle und welches Wärmepumpenmodul wie stark belastet wird. Daher ist hier vor Allem die Regelung des Gesamtsystems die Hauptherausforderung.

Kältekreis-Kaskade in einem Gehäuse

Eine Variante zur Kaskadenschaltung mit separaten Gehäusen ist eine Wärmepumpenkaskade in einem Gehäuse (vgl. Abbildung 1-17). Sie weicht vom Prinzip einer einfachen Kaskadenschaltung lediglich geringfügig ab. Das Konzept dieses Wärmepumpensystems besteht aus zwei getrennten und hermetisch dichten Kältekreismodulen, welche allerdings in einem Gehäuse untergebracht sind. Es ist hier zu beachten, dass die Kreisläufe getrennt voneinander arbeiten und nicht abhängig voneinander sind.



Modulierende Sole-Wärmepumpe
und kombinierte Wärmequellen
(Viessmann)

Abbildung 1-17: Vereinfachtes Schema einer Wärmepumpen Kaskade in einem Gehäuse

In Abbildung 1-17 ist das vereinfachte Schema einer Kaskade in einem Gehäuse dargestellt. Wie schon in vorherigen Fließbildern, ist ebenfalls die Hochdruckseite in rot und die Niederdruckseite in blau gekennzeichnet. Das Gehäuse, in dem sich beide Kältekreise befinden, ist mit einem gestrichelten Rahmen angedeutet. In der aufgezeigten Darstellung befinden sich links der Inverterkreislauf und rechts das Modul mit Fixed-speed-Verdichter. Deutlich zu sehen ist, dass die Kältekreise voneinander getrennt und nur die Hydraulikkreise verbunden sind. Diese sind innerhalb des Gehäuses gekennzeichnet. Somit führen lediglich vier Anschlüsse von der Wärmepumpe weg. Wie bereits die vorhergehende Variante der Kaskadenschaltung in mehreren Gehäusen, sind die Module separat zu- und abschaltbar. Obwohl die beiden Module in der Abbildung nebeneinander angeordnet sind, muss dies in der Realität nicht so umgesetzt werden. Hier ist der eigentliche Aufbau flexibel, da die einzelnen Kältekreisläufe im Gehäuse auch übereinander angeordnet werden können und somit eine schmale Bauart bietet. Um den gesamten Bereich zwischen 20 kW und 80 kW abzudecken, kann eine Aufteilung der Leistung wie zuvor für die Kaskade in getrennten Gehäusen beschrieben, erfolgen.

Kurzvergleich

Jede der drei vorgestellten Varianten zeigt Vor- und Nachteile auf. Diese werden im Folgenden kurz zusammengefasst.

Ein Vorteil eines Systems mit Tandem-Verdichter ist dessen platzsparende Bauweise. Abgesehen vom Kompressor-Verbund kommt der Kreislauf dem eines herkömmlichen Kältekreislaufes sehr nah und alle Komponenten werden in einem Gehäuse verbaut. Des Weiteren werden durch diese Bauweise weniger Komponenten benötigt als in der Variante der Kaskadenverschaltung. So werden weiterhin nur zwei Wärmeübertrager benötigt, bei Kaskaden hingegen vier oder mehr, je nach Anzahl der Anlagen. Allerdings fallen Wärmeübertrager für Tandem-Geräte größer aus, um die gesamte Leistungsspanne abzudecken. Für den Teillastbetrieb kann dies auch von Vorteil sein. Die in diesem Fall überdimensionierten Komponenten erzielen einen deutlich besseren COP (Coefficient of Performance). Somit sind Wärmepumpen mit Tandem-Verdichtern deutlich effizienter im Teillastbetrieb.

Eine der größten Herausforderungen des Tandem-Verdichters im Kältekreislauf ist das Ölmanagement der Verdichter. Hauptaufgabe des Öls im Kältekreislauf ist es, eine

ausreichende Schmierung des Kompressors zu gewährleisten. Bei einer unzureichenden Ölversorgung des Verdichters reduziert sich dessen Lebensdauer und kann zum Ausfall führen. Bei herkömmlichen Kältekreisen mit einem Verdichter treten diese Szenarien in der Regel nicht ein, jedoch ändern sich die Bedingungen bei mehreren parallelen Kompressoren. Da der Tandem-Verbund die Möglichkeit bietet, dass beide Verdichter gleichzeitig bei unterschiedlichen Drehzahlen arbeiten, kann es zu einer Ungleichverteilung des Öles kommen. Auch während des Stillstands eines Verdichters besteht die Gefahr, dass sich Öl verlagert. Andererseits führt eine zu große Ölmenge zu einer erhöhten Energieaufnahme und verschlechtert somit den COP der Wärmepumpe. Die Herausforderung für den Tandem-Verbund liegt darin, eine ausreichende und dennoch regulierte Ölversorgung beider Verdichter zu gewährleisten. Ob mit einem Danfoss-Tandemverdichter ein gesichertes Ölmanagementsystem entwickelt werden kann, muss hier noch geklärt und geprüft werden. Sollte dies nicht der Fall sein, kann jedoch auf die Ansätze des Danfoss-Verdichters aufgebaut werden. Hier bleibt aber in jedem Fall noch eine große Herausforderung in der Regelung der Wärmepumpe, welche hier nicht nur einen drehzahlregulierten Verdichter regulieren muss, sondern dies zusätzlich auch in einem Verbund.

Modulierende Sole-Wärmepumpe
und kombinierte Wärmequellen
(Viessmann)

Wärmepumpen-Kaskaden haben den Vorteil, dass sie gegen Schwankungen innerhalb des Heizkreises äußerst resistent sind. In Gebäuden mit mehreren Sekundärkreisen, was vermehrt auf den Bereich MFH zutrifft, ist mit Schwankungen zu rechnen. Wärmepumpen mit einem fixed-speed-Kältekreis können solche Unsicherheiten im Heizkreis nicht so gezielt ausgleichen wie eine Kaskade.

Ein Vorteil der Kaskade mit getrennten Wärmepumpen ist, dass sie beliebig erweitert werden kann. Dies ist bereits eine gängige Praxis im Sektor der Kaskadenwärmepumpen. Hier ist jedoch zu bedenken, dass jede weitere Anlage Platz benötigt. Der benötigte Platz setzt sich dabei aus der eigentlichen Aufstellfläche und dem Raum für die Wartung zusammen. In der MFH-Sanierung sind die Aufstellräume für den Wärmeerzeuger häufig klein, daher kann es hier bei größeren Leistungsbereichen zu Problemen kommen.

Die aktuelle Situation der Kältetechnik sieht in Zukunft nur noch den Einsatz von Kältemitteln mit niedrigem GWP vor. Diese sind meist brennbar, weshalb eine Überwachung des Kältekreises nötig ist. Allerdings wird hier je nach Füllmenge unterschieden. Bei der Kaskadierung von Kälteanlagen wird, bezüglich Sicherheitsvorkehrungen und Kältemittelfüllmenge, jeder Kreislauf für sich betrachtet. Durch die jeweils kleinen Kreisläufe fällt auf das einzelne Gerät gesehen die Füllmenge geringer aus. Somit ist eine Kaskade aus mehreren kleineren Wärmepumpen weniger wartungsintensiv als ein Verbund aus weniger, größeren Wärmepumpen. Mit einer steigenden Anzahl der Teilanlagen erhöht sich jedoch auch die Materialkosten für die Hydraulik und den Kältekreis.

Der Betrieb von zwei Kältemodulen in einem Gehäuse bringt einige Vorteile mit sich wie beispielsweise die Stabilität gegen Schwankungen im Heizkreis. Allerdings gibt es auch hier gewisse Herausforderungen, die zu bewältigen sind. Eines der wichtigsten Kriterien für Wärmepumpen sind die Schallemissionen. Wenn zwei Module und somit zwei Verdichter in einem Gehäuse arbeiten, kann dies zu unterschiedlichen Schwingungen führen. Im Teillastbetrieb wird es dazu kommen, dass beide Kompressoren bei verschiedenen Drehzahlen arbeiten. Um diese Schwingungen auszugleichen, müssen unter Umständen schallreduzierende Elemente verbaut werden, welche die Kosten erhöhen.

Anders als bei getrennten Kaskaden ist hier die Kältemittelmenge zu berücksichtigen. Zwar sind die Kältekreise voneinander getrennt, jedoch befinden sich diese in einem Gehäuse und könnten dort ein brennbares Gemisch erzeugen. Die schmale Bauweise ist, was die Aufstellung in kleineren Räumen betrifft, von Vorteil. Jedoch könnte eine Wartung an der Anlage oder der Austausch von Bauteilen zur Herausforderung werden. Auf dem Wärmepumpenmarkt ist dieses Konzept schon verbreitet, weshalb weitere Nachforschungen in diese Richtung Sinn ergeben.

Um die unterschiedlichen Konzepte miteinander direkt vergleichen zu können, wurde eine Bewertungsmatrix erstellt. Mit dieser soll eine Entscheidungshilfe gegeben werden, welches der drei Konzepte weiterverfolgt werden soll.

Modulierende Sole-Wärmepumpe
und kombinierte Wärmequellen
(Viessmann)

Bewertungsmatrix

Im Folgenden werden die drei Kältekreisvarianten hinsichtlich elf verschiedenen Kriterien verglichen. Diesen wurde jeweils eine Gewichtung zugeteilt, wie sie in der Entscheidungsfindung einfließen. Dabei entspricht ein Gewicht von 3 einer hohen Priorität (Muss-Kriterium) und 1 einer niedrigeren Priorität (Kann-Kriterium). Die zu berücksichtigenden Kriterien sind (Wichtung in Klammern):

- *Die erreichte Heizleistung (3)*: Dies ist das wichtigste Kriterium für das angestrebte Konzept und wird gemessen vom Ausgangspunkt B0/W35 (Soletemperatur 0° C, Heizwassertemperatur 35° C) gemäß DIN EN 14511. Mit sukzessiver Abweichung der angestrebten Leistung verschlechtert sich die Benotung.
- *Das Ölmanagement (2)*: Bei einer Verwendung von mehreren, auch drehzahlge-regelten Verdichtern erweist sich das Ölmanagement als Herausforderung, wie vorhergehend beschrieben. Je nach dem hier nötigen Aufwand werden die Noten verteilt.
- *Die Kältemittelmenge (1)*: Ab einer Kältemittelmenge von ≥ 5 t CO₂-Äquivalent ist eine jährliche Wartung der Anlage Pflicht, ab ≥ 50 t eine halbjährliche. Steigt das CO₂-Äquivalent auf über 500 t, muss die Wartung vierteljährlich stattfinden. Somit verringern sich die Kosten der Wartung mit sinkender Kältemittelmenge, welches die Benotung verbessert. Die Menge ist jedoch nicht entscheidend für den Betrieb der Wärmepumpe.
- *Die Sicherheitsgruppe des Kältemittels (1)*: Die Sicherheitsgruppe eines Kältemittels beschreibt, welche Gefahr es bezogen auf Brennbarkeit und Toxizität darstellt. Dabei stehen die Abkürzungen A1, A2 und A3 für den zunehmenden Grad der Entflammbarkeit eines Kältemittels. Weiterhin bezeichnet der Buchstabe L eine niedrige Brandgeschwindigkeit. Je nach ausgehender Gefahr müssen nach DIN EN 378 Kälteanlagen oder Wärmepumpen dauerhaft überwacht werden. Die Benotung erfolgt hier nach den Sicherheitsstufen.
- *Die Anzahl der benötigten Wärmeübertrager (2)*: Die Größe der Wärmeübertrager hängt von der Dimensionierung der Wärmepumpe ab. Hier besteht bei Wärmepumpen ein hohes Einsparpotenzial. Je weniger Platten verbaut werden, umso niedriger werden die Kosten gehalten. Zusätzlich fällt der Wärmeübertrager kleiner aus und spart somit Platz in der Anlage. Mit steigender Anzahl der Wärmeübertrager verschlechtert sich die Benotung.
- *Die Komplexität der Regelung (2)*: Die Regelung einer Wärmepumpe ist einer der intensivsten Schritte im Entwicklungsprozess. Es ist hier vor allem zu beachten, dass die Komplexität der Regelung und somit der Entwicklungsaufwand bei drehzahlgeregelten Verdichtern deutlich steigt. Weiterhin müssen bei Kaskaden neben dem Gesamtsystem auch jeder Kreislauf separat geregelt werden. Dementsprechend erfolgt die Benotung.
- *Die Akustik (2)*: Die Lärmemission einer Wärmepumpe rührt zumeist von Schwingungen der aktiven Komponenten wie beispielsweise Verdichter und Umwälzpumpen her. Systeme, in denen mehrere Verdichter in unterschiedlichen Frequenzen schwingen, sind anfällig für einen hohen Lärmausstoß. Dies kann durch bauliche Maßnahmen eingedämmt werden, wie oben beschrieben. Die Benotung erfolgt nach der Lärmauffälligkeit.
- *Die Gesamtkosten (2)*: Für die Kosten einer Wärmepumpe tragen sowohl die Entwicklungskosten als auch die Materialkosten bei. Hierbei müssen die Kosten geringgehalten werden. Entsprechend erfolgt die Benotung.
- *Der Platzbedarf (3)*: Das Kriterium des Platzbedarfes ist nicht nur wichtig für die anfallenden Kosten. Wie bereits beschrieben, bietet der Technikraum in MFH

nur begrenzt Platz. Demzufolge erhalten kleinere Maschinen hier eine bessere Benotung.

- *Der Aufwand (3)*: Der Aufwand bzw. die Umsetzbarkeit einer Neuentwicklung einer Wärmepumpe kann sehr unterschiedlich ausfallen. Je weniger auf bereits vorhandenes Wissen und Erfahrung zurückgegriffen werden kann, desto größer wird der Aufwand. Somit werden Systeme, in denen innerhalb der Viessmann Wärmepumpen GmbH bereits umfangreiche Erfahrung besteht, besser benotet als Systeme ohne dieses Vorwissen.
- *Die Effizienz (2)*: Um Wärmepumpen anhand ihrer Effizienz zu vergleichen, wird der COP ermittelt. Bei der Betrachtung der Wirtschaftlichkeit, darf nicht ausschließlich der Volllastbetrieb berücksichtigt werden. Systeme, die beispielsweise einen Tandem-Verdichter verbaut haben, können im Teillastbetrieb deutlich wirtschaftlicher als bei voller Ausnutzung sein. Entsprechend des erwarteten COPs, unabhängig des Betriebes, erfolgt die Bewertung.

 Modulierende Sole-Wärmepumpe
 und kombinierte Wärmequellen
 (Viessmann)

Der genaue Notenschlüssel für die oben gelisteten Kriterien ist in Tabelle 1-8 dargestellt, die vollständige Bewertungsmatrix in Tabelle 1-9.

Gemäß dem gesetzten Notensystem schneidet der Tandem-Verdichter am besten ab. Dies liegt vor allem an seinem geringen Platzbedarf im Verhältnis zu den anderen Konzepten und seiner höheren Effizienz im Teillastbetrieb. Des Weiteren werden weniger Komponenten benötigt wie beispielsweise Wärmeübertrager, welches folglich zu geringeren Kosten führt. Als Herausforderungen bleiben hier das Ölmanagement und die geringe Erfahrung im Bereich der Regelung.

Tabelle 1-8: Notenschlüssel der Bewertungskriterien

Noten	1	2	3	4	5	6
Leistung 20 - 80 kW bei 0/35	Bereich wird abgedeckt	10 kW Abweichung	15 kW Abweichung	20 kW Abweichung	25 kW Abweichung	30 kW Abweichung
Ölmanagement	kein Aufwand					Hoher Aufwand
Kältemittel Menge (CO2-Äquivalent)	< 5 t	≥ 5 t	≥ 50 t	≥ 500 t	-	-
Sicherheitsgruppe	A1	A2L	A2	A3	-	-
Wärmeübertrager	Anzahl 2	Anzahl 4	Anzahl 6	Anzahl 8	Anzahl 10	Anzahl 12
Regelbarkeit	Wenig Aufwand					Hoher Aufwand
Akustik	Akustisch unauffällig					Akustisch auffällig
Kosten	Geringe Kosten					Hohe Kosten
Platzbedarf	Kleine Aufstellfläche					Große Aufstellfläche
Umsetzbarkeit / Aufwand	Wenig Aufwand					Nicht umsetzbar
Effizienz / Wirtschaftlichkeit	Sehr effizient					Nicht effizient

Tabelle 1-9: Bewertungsmatrix der Kältekreisconzepte

Modulierende Sole-Wärmepumpe
 und kombinierte Wärmequellen
 (Viessmann)

Kriterien	Gewicht (Faktor = f)	Tandem-Verdichter		Kaskade		Kaskade in einem Gehäuse	
	(1 - 3)	Note (n)	n*f	Note (n)	n*f	Note (n)	n*f
Leistung 20 - 80 kW bei 0/35	3	1	3	1	3	1	3
Platzbedarf	3	2	6	4	12	3	9
Umsetzbarkeit / Aufwand	3	2	6	2	6	4	12
Ölmanagement	2	4	8	2	4	2	4
Effizienz	2	2	4	3	6	3	6
Wärmeübertrager	2	1	2	2	4	2	4
Regelbarkeit	2	3	6	2	4	4	8
Akustik	2	3	6	2	4	3	6
Kosten	2	2	4	3	6	3	6
Kältemittelmenge	1	2	2	2	2	2	2
Sicherheitsgruppe	1	2	2	2	2	2	2
Punkte gesamt	23	49		53		62	
Rang	/	1		2		3	

Als Alternative ergibt sich als zweitbestes bewertetes System das Konzept einer Kaskade in separaten Gehäusen. Ein Vorteil dieses Konzeptes ist die flexible Erweiterbarkeit, welches diese Wärmepumpe vielseitig einsetzbar macht. Jedoch gibt es hier den Nachteil des steigenden Platzbedarfes, was dieses System nur bedingt einsetzbar macht für eine Sanierung im MFH. Andererseits kann hier auf bereits vorhandene Wärmepumpen von Viessmann zurückgegriffen werden. Hier kann auf eine große Erfahrung bei der Entwicklung von modulierenden Wärmepumpen und Regelungen gebaut werden, welches die weiterhin benötigte Entwicklungszeit deutlich senkt. Auf Grund der nur geringfügig schlechteren Bewertung, sollte dieses Konzept weiterverfolgt werden. Ob diese technische Umsetzung im Feldversuch dieses Projektes (AP 1.4) verwendet werden kann, hängt dabei jedoch vom nötigen Platzbedarf der Kaskade sowie des vorhandenen Technikraum ab.

Abgeschlagen ist hier das Konzept der Kaskade in einem Gehäuse. Trotz eines geringeren Platzbedarfes im Verhältnis zur Kaskade in separaten Gehäusen, mangelt es bei diesem System an der Erfahrung, insbesondere bei der Regelungstechnik. Da es bei diesem Konzept trotz eines erhöhten Aufwands zu keiner erhöhten Effizienz oder anderen Vorteilen kommt, wird dieses System verworfen.

Auf Basis der erzielten Ergebnisse dieser Auswertung und des Baubeginns in der Feldtestanlage im Juli, wird hier das zweitbeste Konzept zunächst weiterverfolgt. Diese Entscheidung beruht auf der Tatsache, dass der noch anfallende Entwicklungsaufwand für einen Tandemverdichter (z.B. Ölmanagement, Regelung) so hoch eingeschätzt wird, dass eine zeitgerechte Lieferung zum Beginn der Feldversuche als fraglich anzusehen ist.

Jedoch soll auch weiterhin an der Umsetzung einer Wärmepumpe mit einem Tandem-Verdichter gearbeitet werden, da hier eine höhere Effizienz erwartet wird. Durch die strukturierte Entwicklung der Regelung der Kaskade mit einer modulierenden Wärmepumpe soll im Weiteren die Entwicklungszeit für eine Tandem-Variante verringert werden. Sollte sich jedoch im Entwicklungsprozess zeigen, dass mit einem Tandemverdichter keine Steigerung der Effizienz erreicht werden kann, wird das verbleibende Monitoring (AP 1.4) mit der Kaskade weitergeführt.

1.2.3 Entwicklung des Ölmanagements des Kältekreises (Viessmann)

Modulierende Sole-Wärmepumpe
und kombinierte Wärmequellen
(Viessmann)

Wie eingangs in Kapitel 0.2 beschrieben, wurde die anvisierte Wärmepumpenentwicklung nicht realisiert.

1.2.4 Weiterentwicklung und Aufbau der Wärmequellenhydraulik (Viessmann)

Den Ausgangspunkt für die Entwicklung der Wärmequellenhydraulik (und auch der -regelung) beschreibt die Abbildung 1-18 mit den zu Projektbeginn anvisierten Betriebsmodi.

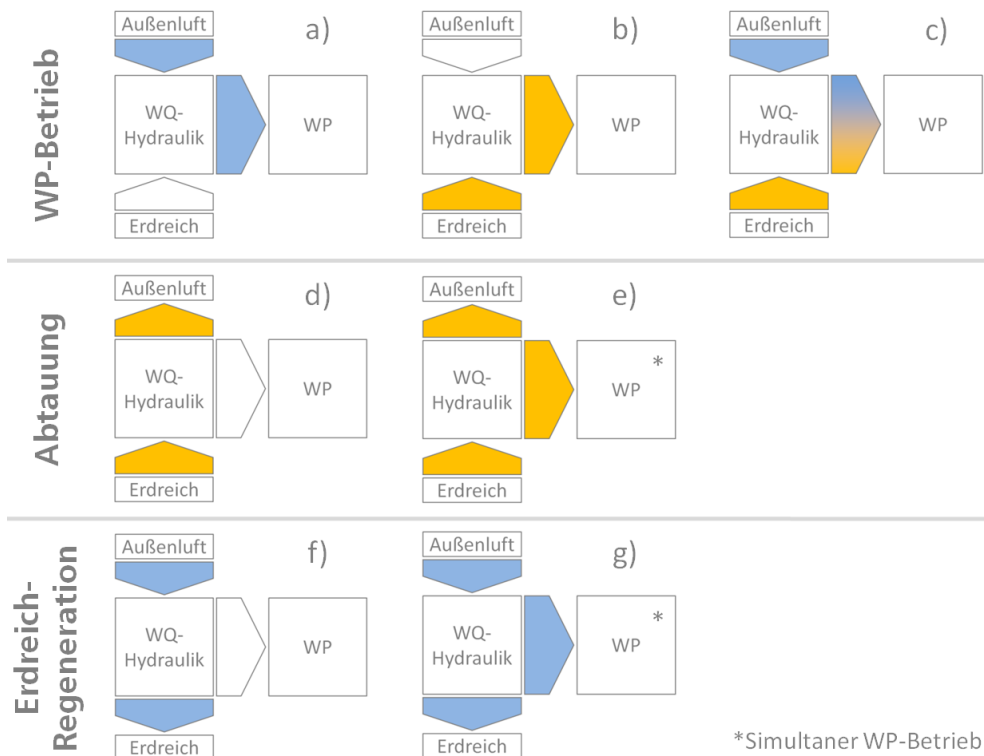


Abbildung 1-18: Mögliche Verschaltungen bzw. Energieflüsse bei Wärmepumpenbetrieb, Abtauung und Erdreichregeneration (blau: Energie aus der Außenluft; gelb: Energie aus dem Erdreich)

Die Entwicklung der Wärmequellenhydraulik als zentrale Hardware-Komponente war eng mit folgenden Arbeitspaketen verknüpft:

- 1.1.4: Ableitung geeigneter Strategien für die Regelung
- 1.2.5: Untersuchung des zweiten WP-Funktionsmusters auf dem Teststand
- 1.3.1: Konzeptentwicklung Regelung
- 1.3.3: Entwicklung von Auslegungs- und Betriebsstrategien für die kombinierte Wärmequelle
- 1.4.2: Planung und Auslegung der Feldtestanlage.

Aufgrund der Einflussnahme dieser Arbeitspakete zu unterschiedlichen und nicht immer optimalen Zeitpunkten setzt der vorliegende Bericht an der Bewertung zweier bereits favorisierter Konzepte an:

 Modulierende Sole-Wärmepumpe
 und kombinierte Wärmequellen
 (Viessmann)

- Variante 2: hydraulische Weiche
- Variante 4: ventilbasiert

Iterativ mit der Planung des HIL-Teststands (AP 1.2.5) wurde die technische Machbarkeit der beiden Varianten überprüft. Dabei wurde festgestellt, dass die in der Variante 4 (vgl. Abbildung 1-20) anvisierten drehzahlgeregelten Pumpen vom Typ Wilo Stratos Maxo in der internen Volumenstromabschätzung eine für die geplante Anwendung zu große Unsicherheit aufweisen. Dieses kennlinienbasierte Verfahren ist zum einen für die Abschätzung von Wasser- und nicht von Solevolumenströmen vorgesehen und hat hier einen Fehler von $\pm 5\%$. Darüber hinaus vergrößert sich der Fehler bei Temperaturen von unter -10°C auf $\pm 10\%$. Ferner ist es wahrscheinlich, dass die im Feldtest (AP 1.4) benötigten nominalen Drücke und Volumenströme nicht innerhalb des Kennfelds der Wilo Stratos Maxo liegen.

Nachdem der Arbeitsplan in AP 1.2 bzgl. der Wärmepumpenentwicklung nicht eingehalten werden konnte, ist eine marktverfügbare WP-Kaskade mit der Leistungsaufteilung 1/3 und 2/3 vorgesehen (vgl. AP 1.2.5). Unter diesem Gesichtspunkt wird die ventilbasierte Hydraulik Variante 4 komplexer und zum Einhalten des von der jeweiligen WP benötigten Massenstroms ist eine Androsselung im Strang der kleinen Wärmepumpe erforderlich, da diese einen geringeren Druckverlust aufweist. Hierdurch werden der Strangdruckverlust und damit die Pumpenleistung erhöht. Die Kaskade zieht für die Variante 4 außerdem nach sich, dass in mindestens einem WP-Strang ein Volumensensor benötigt wird, um die genannte Volumenstromverteilung zu überprüfen.

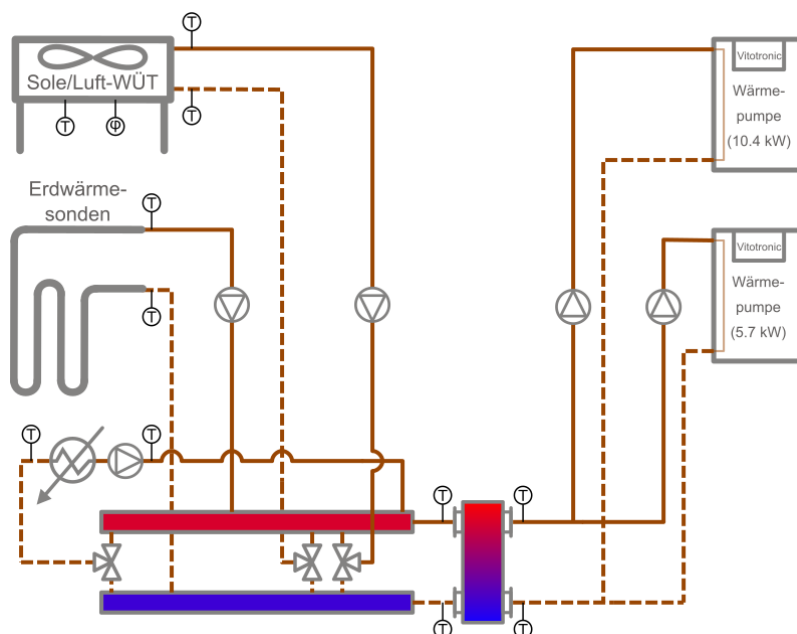
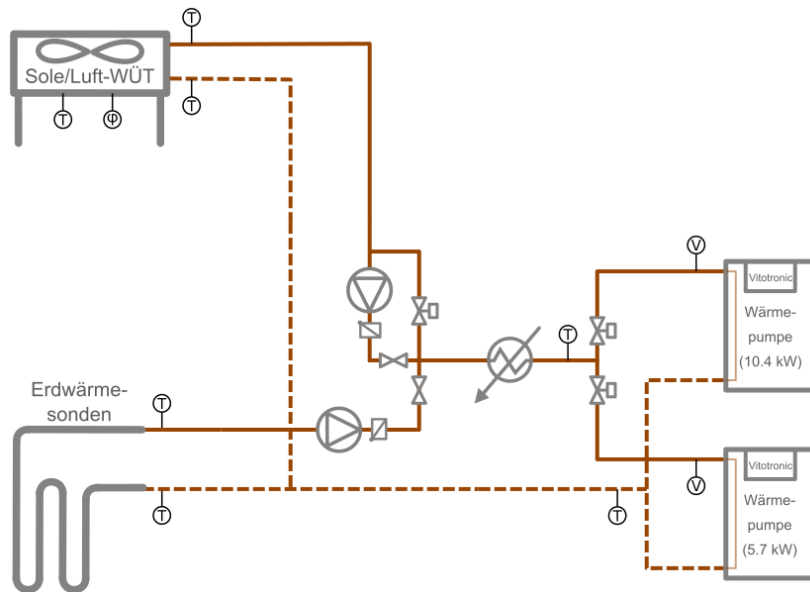


Abbildung 1-19 Wärmequellenhydraulik Variante 2, hydraulische Weiche: Ausgearbeitete schematische Darstellung der Hydraulik mit benötigter Aktorik und Sensorik.



 Modulierende Sole-Wärmepumpe
 und kombinierte Wärmequellen
 (Viessmann)

Abbildung 1-20 Wärmequellenhydraulik Variante 4, ventilbasiert: Ausgearbeitete schematische Darstellung der Hydraulik mit benötigter Aktorik und Sensorik.

Demgegenüber ist die hydraulische Weiche in Variante 2 (vgl. Abbildung 1-19) problemlos mittels T- oder Y-Rohrstücken um eine zweite Wärmepumpe erweiterbar. Sollte eine größere Kaskade notwendig sein, können in dieser Variante auch weitere Wärmepumpen mittels Sammler- und Verteilerrohren an die hydraulische Weiche gekoppelt werden. Es erhöht sich die Anzahl der im System befindlichen Pumpen, diese weisen jedoch in Summe geringere Druckverluste als in Variante 4 auf. Ursächlich ist das durch die hydraulische Weiche gebildete Nulldruckniveau des Systems. Hierdurch gibt es keine Erhöhung von Strangverlusten zum Erhalt der Ventilautorität, wie dies bspw. für das WÜT-Bypass-Ventil der Variante 4 der Fall ist. Es werden keine Volumenstromsensoren benötigt, da die Massenbilanz an der Weiche mittels der Temperatur von Quellen- und Senkerein- und austritt überprüft werden kann.

Ein Vergleich der Komponenten beider Varianten bzgl. Haltbarkeit und Regelbarkeit bestätigt die vorangegangene Schilderung und damit die Vorteile der Variante 2, siehe Tabelle 1-10.

Während die Variante 2 „hydraulische Weiche“ im Rahmen des AP 1.2.5 auf dem Teststand erprobt wurde, wurde im Zuge der modellbasierten Entwicklung von Auslegungs- und Betriebsstrategien im AP 1.3.3 deutlich, dass bei Einsatz der Wärmepumpenkaskade ein Parallelbetrieb zweckmäßig ist. Zur Realisierung dieses Parallelbetriebes musste das Konzept der Wärmequellenhydraulik nochmals zwischen den Partnern iteriert werden, wobei auch der Planer der Feldtestanlage (AP 1.4) hinzugezogen wurde. In der Abbildung 1-21 wird das Hydraulikschema dargestellt, welches innerhalb des Projektteams zur Umsetzung im Feldtest ausgewählt wurde. Die nachfolgenden Beschreibungen sind [13] entnommen.

Tabelle 1-10 Bewertung WQH Variante 2 und 4. Links: negativ Punkte für Regelbarkeit (R) und Haltbarkeit/Wartung (H/W). Rechts: Anzahl je Komponente (n) und negativ Punkte je Komponente (P)

Modulierende Sole-Wärmepumpe und kombinierte Wärmequellen (Viessmann)

Komponente	Gewichtung			Var2		Var4	
	R	H/W	Σ	n	P	n	P
Drosselventil	1	2	3		0	3	9
3/2 Wege		2	2	2	4		0
Absperrventil		2	2		0	2	4
Rückschlagklappe		1	1		0	2	2
Thermosyphon		1	1	2	2		0
Pumpen Gesamtkreislauf Var4	1	2	3		0	2	6
Pumpen Quellenkreislauf Var2		2	2	2	4		0
Pumpen WP-Kreislauf Var2		2	2	2	4		0
El. Durchlauferhitzer		1	1	2	2	1	1
Hdyaulische Weiche			0	1	0		0
Verteiler- & Sammlerrohr			0	2	0		0
Summe					16		22

Die Abbildung 1-21 zeigt die im Feldversuch zugrundeliegende Wärmequellenhydraulik. Angelehnt an das Prinzip der hydraulischen Weiche, werden ein Sammlerrohr und ein Verteilerrohr zur Verbindung der zwei Wärmequellen- und der zwei WP-Solekreisläufe verwendet. Im Heizbetrieb fördern die Wärmequellen mittels $P_{LWÜT}$ oder P_{EWS} die erwärmte Sole in den Verteiler. Die Wärmepumpe bringt mittels P_{WP1} oder P_{WP2} die warme Sole zum Verdampfer und speist die abgekühlte Sole in den Sammler zurück. In den Einzelbetriebsmodi EWS Solo und LWÜT Solo ist nur eine Wärmequelle und eine WP aktiv. Dabei spielt es keine Rolle, ob die räumlich nähere oder weiter entfernte WP aktiv ist. Im Parallelbetrieb hingegen besteht durch die räumliche Nähe der Austrittsleitung von LWÜT zu WP1 und von EWS zu WP2 eine feste Zuordnung der Wärmequellen zu einer Wärmepumpe.

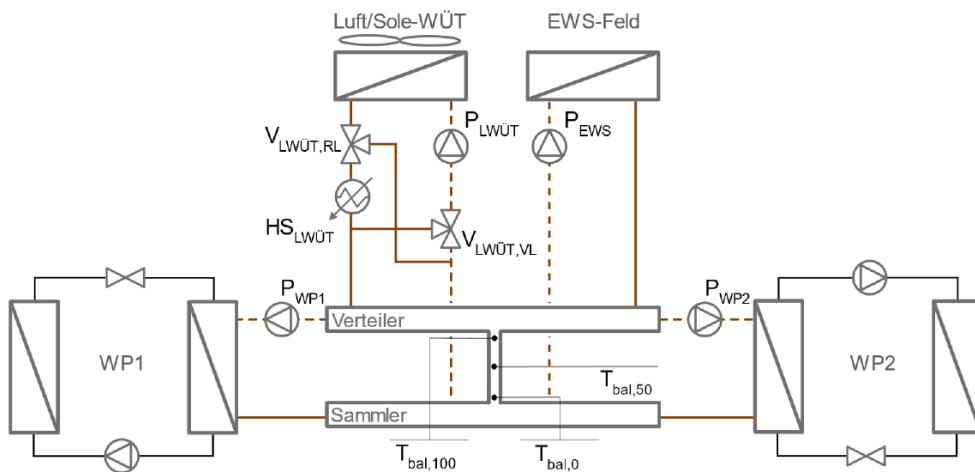


Abbildung 1-21: Finaler Entwicklungsstand der Wärmequellenhydraulik mit benötigter Sensorik aus [13].

Ein Ausgleichsrohr zwischen Verteiler und Sammler übernimmt die Funktion einer hydraulischen Weiche und setzt einen hydraulischen Nullpunkt, weshalb alle Kreise ohne gegenseitige Beeinflussung mit eigenen Förderpumpen umgewälzt werden können. Das Ziel ist es, dass im Betrieb über das Ausgleichsrohr keine Strömung stattfindet, da dies die Temperaturniveaus vermischen würde. Dafür ist es erforderlich, dass der

Volumenstrom der Wärmequelle mit dem Volumenstrom der Wärmepumpe übereinstimmt. Die WP-Förderpumpen haben einen konstanten Volumenstrom und die Quellen-Förderpumpen werden diesem Volumenstrom nachgeführt. Im Verbindungsrohr sind zumindest drei Temperatursensoren platziert ($T_{\text{bal},0}$, $T_{\text{bal},50}$ und $T_{\text{bal},100}$), die für eine temperaturbasierte Volumenstromregelung der Quellen-Förderpumpen vorgesehen sind. Diese kann wie folgt beschrieben werden: Als Feedback des Reglers der Quellenförderpumpe dient die Abweichung der Mitteltemperatur $T_{\text{bal},50}$ von dem Arithmetischen Mittel der Randtemperaturen $T_{\text{bal},0}$ und $T_{\text{bal},100}$. Ist der Quellenvolumenstrom zu gering, nähert sich $T_{\text{bal},50}$ der Verteilertemperatur $T_{\text{bal},100}$ an. Ist der Quellenvolumenstrom zu hoch, nähert sich $T_{\text{bal},50}$ hingegen der Sammlertemperatur $T_{\text{bal},0}$ an. Durch negative Verstärkung folgen eine Erhöhung der Pumpendrehzahl bei zu niedrigem Volumenstrom und eine Reduktion der Pumpendrehzahl bei zu hohem Volumenstrom.

Modulierende Sole-Wärmepumpe
und kombinierte Wärmequellen
(Viessmann)

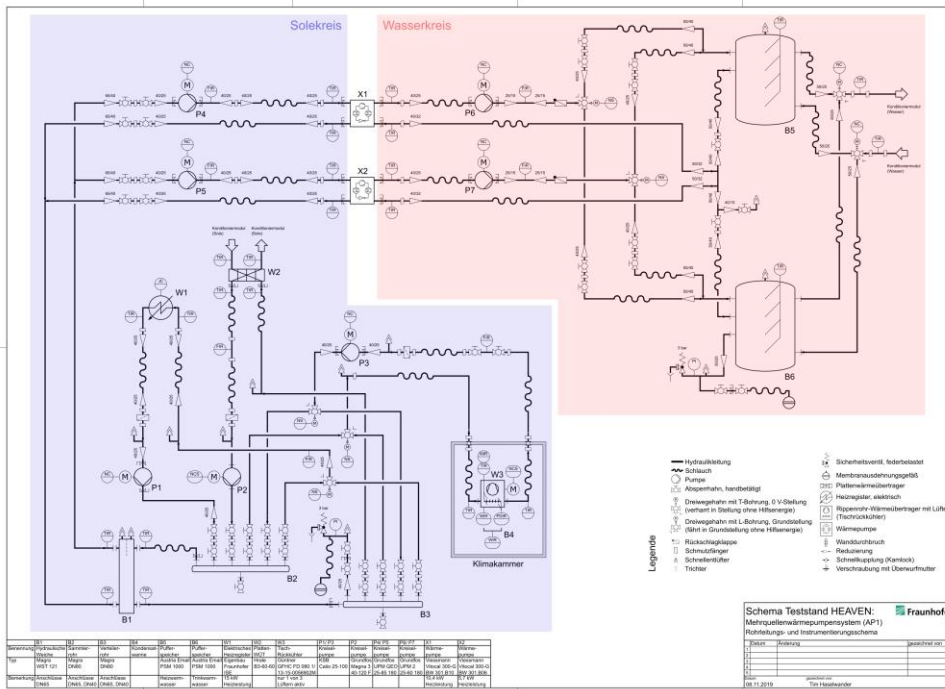
Die beiden 3/2-Wegeventile $V_{\text{LWÜT,VL}}$ und $V_{\text{LWÜT,RL}}$ sind für einen Austausch zwischen den Wärmequellen LWÜT und EWS erforderlich. In Ruhestellung ist $V_{\text{LWÜT,VL}}$ mit dem Sammler und $V_{\text{LWÜT,RL}}$ mit dem Verteiler verbunden. Durch Umstellen beider Ventile fördert $P_{\text{LWÜT}}$ das EWS-Austrittsfluid in den LWÜT. Der Sole-Heizstab $HS_{\text{LWÜT}}$ stellt bei Frostbildung am LWÜT eine Möglichkeit der elektrischen Abtauung dar. Durch Stellen von $V_{\text{LWÜT,VL}}$ kann dieser Prozess von einem WP-Betrieb mit EWS entkoppelt werden.

1.2.5 Untersuchung des zweiten WP-Funktionsmusters auf dem Teststand (ISE)

Nachdem die Wärmepumpenentwicklung nicht wie geplant erfolgen konnte fokussierten sich die Arbeiten die Funktionsprüfung der im Rahmen von AP 1.2.4 entwickelten Wärmequellenhydraulik sowie des im Rahmen von AP 1.3.1 und 1.3.3 entwickelten Regelungsansatzes. Der Aufbau des Teststandes erfolgte im zweiten Halbjahr 2019, eine erste Messreihe wurde Anfang 2020 durchgeführt (Messphase 1, Masterarbeit [27]). Aufgrund eines Ressourcenengpasses im Labor musste die Messung unterbrochen und konnte erst Mitte 2020 fortgeführt werden (Messphase 2). Aufgrund der Erkenntnisse aus Messphase sowie in parallel bearbeiteten Arbeitspaketen (vgl. Kapitel 1.2.4) wurden für die zweite Phase geringfügige Änderungen an der Wärmequellenhydraulik und weitreichende Anpassungen an der Wärmequellenregelung vorgenommen. Nachfolgend werden der Aufbau des Teststandes und die Hauptkenntnisse aus beiden Messphasen eingegangen. Ausgewählte Messreihen beider Messphasen enthält der der Anhang 4.2.

Aufbau Teststand

In der Abbildung 1-22 wird das hydraulische Konzept des Versuchsaufbaus und die installierte Messtechnik für die Messphase 1 dargestellt. Bei der Funktionsprüfung wurden die im Rahmen der Feldmessung (AP 1.4) zu erwartenden Einsatzbedingungen berücksichtigt. Aufgrund der eingangs erwähnten nicht erfolgten Wärmepumpen-Entwicklung (AP 1.2) wurde entschieden, eine marktverfügbare Wärmepumpenkaskade mit thermischen Leistungen von ca. 40 kW und 20 kW für den Feldtest einzuplanen. Dadurch wird der Betrieb in drei Leistungsstufen (20/40/60 kW) ermöglicht, was dem eigentlichen Ansatz einer modulierenden Wärmepumpe ähnelt und die Wärmequellenhydraulik und –Regelung ebenso vor die Herausforderung stellt, auf unterschiedliche Volumenströme (in diesem Fall drei) zu reagieren.



Modulierende Sole-Wärmepumpe
und kombinierte Wärmequellen
(Viessmann)

Abbildung 1-22: Hydraulikschema des Messaufbaus zur labortechnischen Untersuchung der Wärmequellenhydraulik und der Wärmequellenregelung

Im Zentrum des Versuchsaufbaus stehen die beiden Wärmepumpen X1 (Thermische Leistung bei B0/W35: 10,4 kW) und X2 (Thermische Leistung bei B0/W35: 5,7 kW). Auf der Wärmeabnahmeseite (Wasserkreis) wurden zwei Speicher (B5, B6, Volumen je 1000l, wobei durch Anschlüsse im oberen Bereich das genutzte Volumen ungefähr halbiert wurde) hydraulisch parallel eingebunden, um sowohl die Trinkwarmwasserlast als auch die Raumwärmelast auf ihren jeweiligen Temperaturniveaus abzubilden. Einen visuellen Eindruck verleihen Fotos in der Abbildung 1-23. Zur Kühlung beider Speicher (Wärmeabnahme) wurde ein entsprechendes Hydraulikmodul eingesetzt.



Abbildung 1-23: Wärmepumpenkaskade (links); Speicher zur Raumheizung und Trinkwassererwärmung mit je 1000 l Volumen (Mitte); zwei 3-Wege Ventile zur Speicherbelastung (rechts)

Im Zentrum der Wärmequelle steht die Wärmequellenhydraulik, bestehend aus hydraulischer Weicher (B1) sowie Sammler (B2) und Verteiler (B1). In der Abbildung 1-24 zeigen Fotos auf der jeweils linken Seite die hydraulische Weiche und rechts-unten vorn den Sammler mit den drei Wärmequellenpumpen sowie rechts-unten hinten den Verteiler. In der Abbildung 1-24 entspricht P1 (Fotos: links) der Pumpe bei Einsatz der elektrischen

Zusatzheizung (W1), P2 (Fotos: Mitte) der Pumpe bei Einsatz der Erdwärmesonde (W2) und P3 (Fotos: rechts) der Pumpe bei Einsatz des Luft/Sole-Wärmeübertragers (W3).

 Modulierende Sole-Wärmepumpe
 und kombinierte Wärmequellen
 (Viessmann)

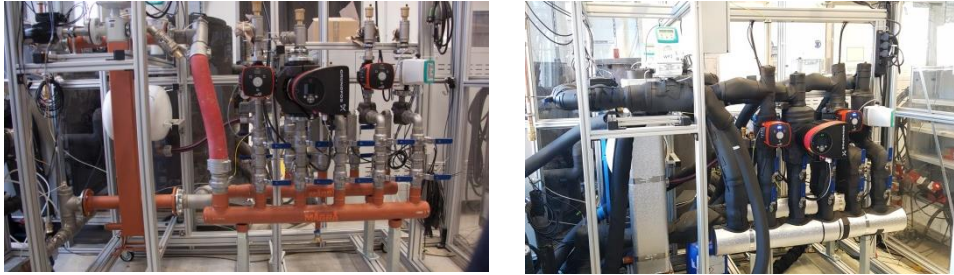


Abbildung 1-24: Wärmequellenhydraulik (links: ohne Isolierung, rechts: mit Isolierung)

In der Abbildung 1-25 werden die drei genannten Wärmequellen dargestellt, wobei lediglich der Luft/Sole-WÜT als reale Komponente real ausgeführt ist.



Abbildung 1-25: Wärmequellen – Booster für elektrische Zusatzheizung (links); Sole-Modul zur Abbildung der Erdwärmesonde (Mitte); Luft/Sole-Wärmeübertrager in linker Kammer der Klimakammer (rechts)

Für Messphase 2 wurden aufgrund der Erfahrungen aus Messphase 1 geringfügige Änderungen an der Hydraulik und umfangreiche Änderungen der Regelung vorgenommen. Entsprechend der Ausführungen in AP 1.2.4 sollte eine Hydraulik realisiert werden, die einen Parallelbetrieb (zeitgleich wird jede Wärmepumpe mit einer separaten Quelle versorgt) ermöglicht. Die für den Feldtest geplante Hydraulik (Abbildung 1-21) hätte eine weitreichende Neuplanung und -beschaffung diverser Komponenten nach sich gezogen, was aus Zeit- und Ressourcengründen nicht sinnvoll war. Aus diesem Grund wurde die ursprüngliche WQH mit den vorhandenen Hydraulikkomponenten umgebaut und um zwei 3/2-Wege-Umschaltventile ergänzt. Da der elektrische Heizstab nicht mehr Bestandteil der überarbeiteten WQH ist, konnte dieser zur Emulation der Quelle Außenluft genutzt werden.

Schlussfolgerungen zu den Messphasen 1 und 2

Der Regelalgorithmus wurde aufgrund der Erkenntnisse aus Messphase 1 deutlich vereinfacht und die Struktur der Betriebsmodi durch Aufteilung in Haupt- und Nebenmodi verbessert. Der Regler wurde hinsichtlich der geplanten Verwendung im Feldversuch in Python neu geschrieben (vgl. AP 1.3). Ebenso wurde die Emulation des Luft/Sole-Wärmeübertragers und des EWS-Felds mittels Python umgesetzt.

Es konnte festgestellt werden, dass die hydraulische Weiche zur Entkopplung der Einzelstränge geeignet ist, jedoch geringfügige Kurzschlussströme durch stillstehende Pumpen auftreten können. Diese können durch Rückschlagklappen verhindert werden. Ferner

wurde festgestellt, dass die HXBH Pumpe zu groß dimensioniert wurde, sodass Mindestvolumenströme nur durch eine manuelle Drosselung erreicht werden konnten.

Modulierende Sole-Wärmepumpe
und kombinierte Wärmequellen
(Viessmann)

Es konnten alle Betriebsmodi geschaltet und damit die prinzipielle Funktionalität der Regelungs-Hydraulik-Interaktion belegt werden. In der Messphase 1 wurde festgestellt, dass die Abtaugung der HXODU durch die HXBH im aktiven WP-Betrieb (MOD = 7) eine hohe Komplexität aufweist und maßgeblich für eine zu große Dimensionierung der HXBH Förderpumpe verantwortlich ist. Demgegenüber ist die Anwendungshäufigkeit und damit der Nutzen dieses Betriebsmodus relativ gering. Der Modus wurde entfernt, wodurch die HXBH Förderpumpe nur auf die Volumenströme der WP dimensioniert werden muss, was überdies zu einer größeren Bandbreite von Mischungsverhältnissen im Mischbetrieb führt. Ferner wurde die Funktion des Elektroheizstabs zur Nacherwärmung des Quellenaustritts gestrichen, da zumindest im alternativ-bivalenten System hieraus kein Nutzen resultiert (im monoenergetischen System könnte dieser weiterhin genutzt werden, um die Einsatzgrenzen des Luft/Sole-WÜT zu erweitern).

Durch die Messungen wurde deutlich, dass für die Bestimmung der Modus-Bedingungen (CON) ein gleitender Mittelwert auf die Messgrößen angewandt werden sollte, um die Robustheit gegenüber Messwertspitzen und Schwankungen zu erhöhen. Ebenfalls wurden auf Basis der Messphase 1 zur Erhöhung der Stabilität Mindestlaufzeiten für alle Modi eingeführt, bei positiver Schaltflanke der Wärmepumpen gilt diese nicht. Nach Feststellungen aus Messphase 2 sind hier weitere Einschränkungen erforderlich.

Die Einregelung und modusdifferenzierte Parametrierung der PI-Regler zur temperaturbasierten Volumenstromregelung war mit hohem Aufwand verbunden, Erkenntnisse bzgl. des Beibehaltens oder Zurücksetzens der I-Anteile einzelner Aktoren für verschiedene Moduswechsel sind wertvoll für den Feldtest (AP 1.4). In Messphase 1 bestanden weiterhin hohe Einregelzeiten von bis zu 10 Minuten, ehe der Volumenstrom-Sollwert erreicht wurde. In Messphase 2 konnten diese durch Anwenden von Offsets auf die PI-Regler auf ca. 5 Minuten reduziert werden, was jedoch mit einer Einschränkung des Regelbereichs einhergeht. In Messphase 2 wurden alle Szenarien zusätzlich mit einer PI-Regelung auf Basis der gemessenen Volumenströme durchgeführt. Hier ist ein schnelles Anregelverhalten (1...2 Minuten) zu beobachten.

Für die hohe Einregeldauer der temperaturbasierten Volumenstromregelung können im Wesentlichen zwei Fehler in der Hydraulikplanung angeführt werden, welche in der Konzeptionierung für den Feldtest (AP 1.4) adressiert wurden:

- *Sensorpositionen hydraulische Weiche:* Es wäre ein T-Sensor in der Mitte des Volumens der hydraulischen Weiche erforderlich gewesen. Eine Abweichung der Volumenströme kann dann durch Vergleich des arithmetischen Mittels von oberer und unterer Eintrittstemperatur mit der wahren Mitteltemperatur erfolgen. Durch eine geringe Änderungsrate ist hier eine deutlich höhere Stabilität der Messgrößen und damit der Regelung gewährleistet. Im Konzept für den Feldtest ist ein analoger Ansatz durch die Temperatursensoren im Ausgleichsrohr nun gewährleistet. Dies wird als Hauptursache für die hohe Einregeldauer in den WP-Betriebsmodi vermutet.
- *Sensorpositionen der Quellen:* Am Teststand waren die Temperatursensoren der Wärmequellen nicht nah an der hydraulischen Weiche, sondern nach den Rohrleitungen positioniert. Bei Regelung anhand einer Gegenüberstellung dieser Größen, bestand demnach ein deutlicher Einfluss der Temperaturgewinne/-verluste der Leitungen. Somit konnte anhand der genannten Temperaturdifferenzen nicht sauber geregelt werden (vgl. Beschreibung Szenario 1). Für den Feldtest wurden daher alle T-Sensoren direkt nach dem Sammler/Verteiler geplant. Hierdurch werden die hohen Einregelzeiten der Austauschmodi adressiert.

Ferner wurden gleitende Mittelwerte auf die Messgrößen angewandt, um periodische Temperaturschwankungen zu filtern, im Feldtest sollte jedoch nach Möglichkeit auf solche Maßnahmen verzichtet werden.

Modulierende Sole-Wärmepumpe
und kombinierte Wärmequellen
(Viessmann)

Im Rahmen der Messphase 2 konnte die hydraulische Funktionalität des neuen Parallelbetriebs nachgewiesen und das Zusammenspiel mit den übrigen Betriebsmodi überprüft werden.

1.2.6 Implementierung der entwickelten Betriebsstrategien in die Regelung (Viessmann)

Aufbauend auf der im Rahmen von AP 1.2.5 entwickelten Wärmequellen-Regelung (Messphase 2) wurde im ersten Betriebsjahr der Feldversuchsanlage (vgl. Kapitel 1.4) im Zuge einer Masterarbeit [28] eine objektorientierte Python Programmierung ausgeführt. Dies hat den Vorteil einer schnellen und flexiblen Anpassbarkeit, sodass Betriebsoptimierungen und erforderliche Probetriebsabläufe neuer Betriebsmodi möglich sind. Durch einen sekundlich getakteten Austausch von Messdaten und Aktoren-Steuersignalen mit der Vitocontrol (Modbus TCP, vgl. Abs. 1.4.3), wurde der Feedback-Loop des Reglers sichergestellt. Im zweiten Betriebsjahr wurde hinsichtlich des Regelbetriebs der Anlage der nunmehr optimierte Regelungsalgorithmus auf die vor Ort aufgestellte Viessmann Vitocontrol 200-M übertragen, um einen industriero busten Betrieb zu gewährleisten.

Die Abbildung 1-26 zeigt den für beide Phasen der Regelung zugrunde gelegten Zustandsautomaten. Dieser ermöglicht es, abhängig von den vorherrschenden Randbedingungen zwischen den Hauptbetriebsmodi der Anlage zu wechseln: Im Ruhemodus sind Wärmeanforderung und/oder Bedarf eines Wärmequellenaustauschs nicht vorhanden oder nicht möglich. Im Heizbetriebsmodus besteht eine Wärmeanforderung, welche durch das MQWPS bedient werden kann. Im Regenerationsbetrieb besteht keine Wärmeanforderung oder diese kann nicht bedient werden, jedoch ist ein Bedarf zur Abtauung des WÜT oder Regeneration des Erdreichs vorhanden und möglich. Die Tabelle 1-11 stellt die Bedingungen der einzelnen Zustandswechsel dar.

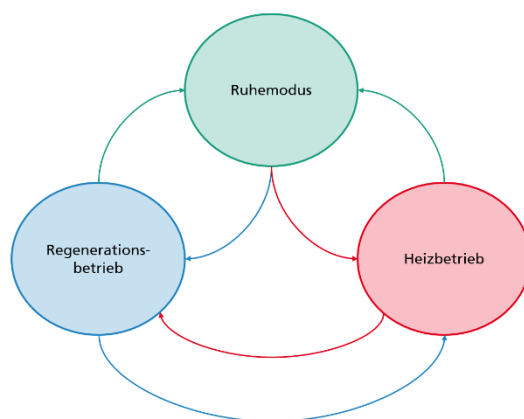


Abbildung 1-26 Zustandsautomat mit Hauptbetriebsmodi Ruhemodus, Heizbetrieb, Regenerationsbetrieb

Tabelle 1-11 Zustandsübergangstabelle für alle Hauptmodi

Ausgangszustand	Z0 (Ruhemodus)	Z1 (Heizbetrieb)	Z2 (Regenerationsbetrieb)
Z0	/	Anforderung Heizen und mindestens eine Quelle verfügbar	(keine Anforderung Heizen und Regeneration möglich) oder (Anforderung Heizen und Regeneration nötig)
Z1	keine Anforderung Heizen und (keine Regeneration möglich oder Regeneration nicht effektiv)	/	(keine Anforderung Heizen und Regeneration möglich) oder (Anforderung Heizen und Regeneration nötig)
Z2	keine Regeneration möglich oder Regeneration nicht effektiv	Anforderung Heizen und mindestens eine Quelle verfügbar	/

 Modulierende Sole-Wärmepumpe
 und kombinierte Wärmequellen
 (Viessmann)

Zur Auswahl der Unterbetriebsmodi innerhalb eines Hauptbetriebsmodus wird kein Zustandsautomat verwendet, die aktivierbaren Unterbetriebsmodi sind logisch auf den aktiven Hauptmodus beschränkt. Das prinzipielle Vorgehen der Abfrage kann Abbildung 1-27 entnommen werden: Auf der Y-Achse sind die in Kapitel 1.3.3 beschriebenen Bedingungen aufgeführt. Diese werden chronologisch, spaltenweise mit den Bedingungskombinationen der einzelnen Schaltwege (SW) abgeprüft, eine Spalte entspricht also einem Schaltweg. Für jeden SW kann je Bedingung ein TRUE Zustand (1, grün) oder ein FALSE Zustand (0, rot) erforderlich sein, oder der Zustand der Bedingung hat keinen Einfluss auf den Schaltweg, in diesem Fall sind die Felder frei.

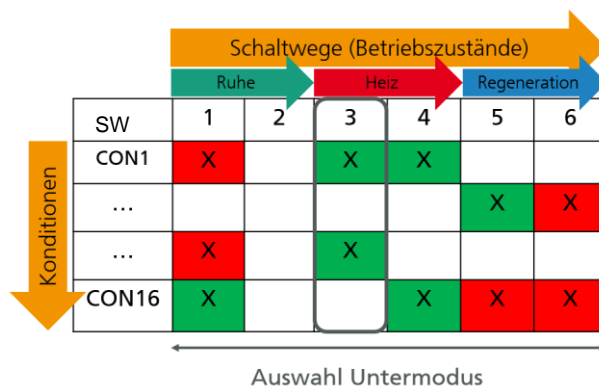


Abbildung 1-27 Konzept der Auswahl des Unterbetriebsmodus ausgehend von einem Hauptbetriebsmodus.

1.2.7 Optimierung der Regelung auf Basis der Feldtestergebnisse (Viessmann)

Im Fokus der sukzessiven Inbetriebnahme des Wärmequellen-Reglers in der Feldversuchsanlage (AP 1.4) stand zunächst die Einrichtung der Schnittstellen, die Implementierung von Sicherheitsmechanismen (Grenzwertüberwachung, alive-Signal) und das Debugging des Reglers im Praxisbetrieb. Ferner war eine Optimierung des Codes hinsichtlich der

Rechenleistung des genutzten Linux-Rechners erforderlich: Das Ausführungs- und Austauschintervall der auf vier Prozessorkerne parallelisierten Teilprozesse wurde angepasst. Hinsichtlich der Verbesserung der Wärmequellen-Regelung wurden maßgeblich folgende Punkte adressiert:

Modulierende Sole-Wärmepumpe
und kombinierte Wärmequellen
(Viessmann)

Prädiktive Regelung Durch Einbezug einer 7-Tage Wettervorhersage des DWD werden die Quellennutzungsanteile sowie die Quellentemperaturen prognostiziert. Ist das System in diesem Zeitraum nicht auf das Erdreich als vorteilhafte Wärmequelle angewiesen, wird die Schonung des Erdreichs deaktiviert und dieses zur Verbesserung der Effizienz stärker genutzt. Ebenso wird die Regeneration des Erdreichs mittels Außenluft an die zukünftige Nutzung gekoppelt. Aufgrund hoher Grundwasserströmungen (1 m/Tag) ist eine saisonale Regeneration nicht zweckmäßig. Eine bedarfsorientierte Kurzzeit-Regeneration minimiert den Hilfsenergieaufwand. Aus den genannten, neuen Komponenten der Regelung resultiert in der Übergangszeit häufig eine Nutzung des Erdreichs in der Nacht und der Außenluft am Tag. Überdies erfolgt tagsüber eine Erdreichregeneration mittels Außenluft. Beides zielt auf die Verbesserung der Primärtemperaturen und damit der Gesamteffizienz ab.

Mischbetrieb bei hoher Außenlufttemperatur Darüber hinaus wurde ein Mischbetrieb beider Wärmequellen implementiert. Bei sehr hohen Außentemperaturen erlaubt dieser Betriebsmodus das Herabmischen der Austrittstemperatur des Luft/Sole-WÜT durch Beimischung von Sole aus dem Erdreich. Da die Solevorlauftemperatur der Wärmepumpen in diesem Fall weiterhin oberhalb der Erdreichtemperatur liegt, resultiert eine passive Regeneration des Erdreichs. Abhängig von der Speicherfähigkeit des Erdreichs ist dieser Betriebsweise jedoch zunächst eine Ventilator-drosselung auf Basis einer Differenztemperaturregelung vorzuziehen.

Zweistufige Abtauung Die Abtauvorgänge im Feldtest zeigen, dass die Niedertemperatur-Soleabtauung zum Schmelzen der Reif- und Eisschicht und dem partiellen Abtropfen der Schmelze gut geeignet ist. Eine ausreichende Trocknung des WÜT ist jedoch nicht gewährleistet. Daher sieht die finale Regelung vor, dass der Niedertemperatur-Soleabtauung vor Beendigung der Abtauung die elektrischen Soleheizstäbe zugeschaltet werden. Während das Erdreich durch ein konstantes Temperaturniveau in der Regel hohe Abtauleistungen ermöglicht, bieten die Heizstäbe durch konstanten Leistungseintrag die Möglichkeit einer höheren Abtautemperatur.

Kommunikation Wärmepumpen Die Nutzung der Viessmann Vitocontrol 200-M erlaubte es, die Wärmequellenverfügbarkeit in der Wärmepumpenregelung zu berücksichtigen. Sollte die Wärmequelle Außenluft nicht verfügbar (aufgrund starker Bereifung, oder zu geringer Außenlufttemperaturen) oder die Wärmequelle Erdreich überlastet sein (Sperrzeit aufgrund zu geringer Austrittstemperaturen), wird die Folge-Wärmepumpe der WP-Kaskade gesperrt. Sind beide Wärmequellen nicht verfügbar, dürfen die Wärmepumpen nicht anlaufen. Diese Rückkopplung bietet die Grundlage für den Betrieb des MQWPS auch am Grenzbereich der Wärmequellen.

1.3 Wärmequellenkombination aus Erdwärmesonde und Luft/Sole-Wärmeübertrager (ISE)

Modulierende Sole-Wärmepumpe
und kombinierte Wärmequellen
(Viessmann)

1.3.1 Konzeptentwicklung Regelung (Viessmann)

Ausgehend von den Herausforderungen geringer verfügbarer Außenfläche (Hemmnis für Erdreich-Wärmepumpe) und den Anforderungen der TA Lärm [29] (Hemmnis für Luft-Wärmepumpe) im hier adressierten urbanen Raum wurden zuerst die Rahmenbedingungen für eine spätere Regelungsentwicklung definiert. Die nachfolgenden Beschreibungen sind [13] entnommen.

Die grundlegende Anforderung und notwendige Randbedingung des MQWPS ist die Wahrung der Betriebsgrenzen: Die Wärmepumpen weisen laut Datenblatt eine minimale und maximale Soleeintrittstemperatur von -10°C und 25°C auf. Unter Berücksichtigung einer Grädigkeit des LWÜT von circa 4 K, steht dieser folglich bei Außentemperaturen unterhalb von -6°C nicht mehr als Wärmequelle zur Verfügung. Diese Randbedingung kann quellen-seitig nicht beeinflusst werden. Die maximale Soletemperatur der Wärmepumpen hat wenig Auswirkung auf die Betriebsstrategie und kann beispielsweise durch einen Bypass eingehalten werden. Für die Auslegung von Erdwärmesonden ist nach VDI 4640 Blatt 2 vorgesehen, dass über den vorgesehenen Betriebszeitraum (Betrachtungshorizont typischerweise 50 Jahre) die Eintrittstemperatur im Dauerbetrieb (Wochenmittel) den Gefrierpunkt (0°C) nicht unterschreitet. Bei Spitzenlast darf die Eintrittstemperatur nicht unter -5°C liegen. Bei Wärmeeintrag ins Erdreich darf die Eintrittstemperatur die mittlere, ungestörte Erdreichtemperatur im Dauerbetrieb um maximal 15 K und bei Spitzenlast um maximal 20 K überschreiten [30].

Die höherwertige Wärmequelle ist im vorliegenden MQWPS das EWS-Feld. In der Heizperiode weist das Erdreich zu circa 60 % der Zeit höhere Temperaturen auf als der LWÜT. In diesen Zeiträumen erreichen die Wärmepumpen somit eine höhere Effizienz unter EWS-Nutzung. Anders als im Falle des LWÜT, muss die dem Erdreich entzogene Energie durch Wärmeaustausch mit der Umgebung ausgeglichen werden und es stellt sich langfristig ein dynamisches Gleichgewicht ein. Aus diesem Grund ist die vorangegangene Belastung für die zukünftige Verfügbarkeit und Qualität entscheidend [30,31]. Das Ziel des MQWPS ist es deshalb, die Gesamteffizienz bei einer nachhaltigen Belastung des teillastdimensionierten Erdreichs zu maximieren. Eine nachhaltige Belastung des Erdreichs kann durch Schonung (phasenweise Nichtnutzung) erreicht und durch aktive Regeneration (Wärmetransport in das Erdreich) unterstützt werden. Beide Mechanismen zielen auf die spezifische Nettowärmeentzugsmenge der Erdwärmesonden und damit die langfristige Stabilisierung der Erdreichtemperaturen ab. Durch aktive Regeneration kann die jährliche spezifische Entzugsenergie erhöht werden, ohne das Erdreich dauerhaft zu überlasten [32]. In dieser Hinsicht ist eine Teillastdimensionierung folglich unproblematisch. Diese Ansätze werden in dem Regelungsentwurf berücksichtigt.

Die Simulationsstudien im Rahmen des Entwicklungsprozesses (siehe Kapitel 1.3.3) verdeutlichten jedoch, dass weiterhin die dem Erdreich entzogene Momentanleistung ausschlaggebend für die kurzfristige Entwicklung der EWS-Austrittstemperatur ist. Es kann gezeigt werden, dass die EWS-Austrittstemperatur auf eine Überschreitung der spezifischen Entzugsleistung sehr sensibel reagiert. Weiterhin hat die Dauer der Überlastungsphase einen hohen Einfluss. Folglich ist das Kernziel der nachhaltigen Erdreichbelastung die Beschränkung der EWS-Entzugsleistung, auch in Phasen hoher Heizlast. Während die EWS-Regeneration als zeitlich von der Last entkoppelte Maßnahme gut umzusetzen ist, ist die Limitierung der EWS-Entzugsleistung die größte Hürde des MQWPS.

Um einen diskriminierungsfreien Betrieb zweier Wärmequellen zu ermöglichen, werden im entwickelten Mehrquellen-Wärmepumpensystem zwei getrennte Kältekreise

vorgesehen. Hierbei handelt es sich um zwei eigenständige Sole-Wärmepumpen. Auf der Sekundärseite sind diese auf herkömmliche Weise parallel kaskadiert und können somit in Zeiten hoher Heizlast gemeinsam Wärme bereitstellen. Quellenseitig ist es in diesen Betriebsphasen möglich, jeweils eine Wärmequelle einem eigenen Kältekreis zuzuweisen. Hierdurch können beide Wärmequellen uneingeschränkt im Rahmen ihrer Grenzen genutzt und das vorhandene Temperaturniveau vollständig ausgeschöpft werden. Weitere Ausführungen zu den Betriebsmodi enthält AP 1.3.3.

 Modulierende Sole-Wärmepumpe
 und kombinierte Wärmequellen
 (Viessmann)

Im Rahmen der konkreten quellenseitigen Konzeptentwicklung konnte auf bestehendes Knowhow bei der Firma Viessmann aufgebaut werden. Viessmann hat in der Vergangenheit das Eisspeichersystem mit Eisspeicher und Solarabsorber, mit einem bestehenden Solarregler, eine recht gute und einfache Lösung für die Entscheidung, welche Wärmequelle genutzt wird, umgesetzt. Um aber auch die Kombination aus Außenluft und Erdreich sinnvoll und effizient nutzen zu können, reicht der einfache Solarregler nicht aus. Der beim Eisspeicher verwendete Regelansatz wird in Abbildung 1-28 dargestellt. Die Farben geben wieder, ob bei einer bestimmten Quellentemperaturkombination der Solarabsorber (Quelle 1, rot), der Eisspeicher (Quelle 2, blau) oder beide gemischt verwendet werden (grün). Ausgehend von der Soletemperatur aus dem Solarabsorber kann der Ansatz wie folgt beschrieben werden:

- Oberhalb von 20°C muss gemischt werden, um den Einsatzbereich der Wärmepumpe (hier 25°C Soleeintrittstemperatur) zu gewährleisten
- Zwischen 10 und 20°C wird der Solarabsorber verwendet
- Zwischen 0 und 10 °C entscheidet die höhere Soletemperatur über den Einsatz der Wärmequelle, wobei aus regelungstechnischen Gründen bei ähnlichen Temperaturen gemischt wird
- Unterhalb von 0 °C wird, abgesehen vom dargestellten Mischbereich, der Eisspeicher eingesetzt

Der Mischbereich

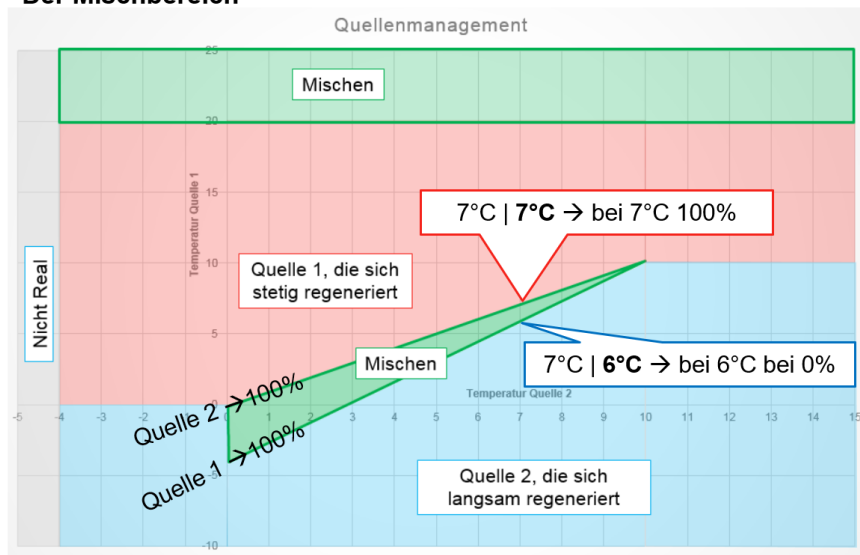


Abbildung 1-28: Aktueller Regelbereich des Solarreglers von Viessmann für Eisspeicher (blau/Quelle 1: Eisspeicher, rot/Quelle 2: Solarabsorber; grün: Mischung)

1.3.2 Entwicklung und Validierung der Simulationsmodelle sowie Systemaufbau (ISE)

 Modulierende Sole-Wärmepumpe
 und kombinierte Wärmequellen
 (Viessmann)

Nachfolgend werden die zentralen Komponentenmodelle und anschließend die im Heizsystemmodell verwendeten externen Eingangsgrößen beschrieben. Die nachfolgenden Beschreibungen sind [13] entnommen. Im Heizsystemmodell werden Komponentenmodelle aus folgenden freien Modellbibliotheken genutzt [33]:

- MSL Modelica Standard Library v3.2.2 [34]
 - Basis Bibliothek der Modelica Association
 - Logik, Mathematik, Schnittstellen, Filter
 - Wärmetransport, Fluid, Medien
- Buildings Library v6.0: Bibliothek zur Gebäudesimulation des Lawrence Berkeley National Laboratory [35]
- AixLib v0.7.5: Bibliothek zur Gebäudesimulation der RWTH Aachen, Institute for Energy Efficient Buildings and Indoor Climate [36]

Weiterhin werden einzelne Modelle aus der *LowExLib*, einer internen Modelica Modellbibliothek des Fraunhofer ISE, verwendet. Nachfolgend werden die Modelle der zentralen Komponenten benannt und deren Parametrierung beschrieben.

Erdwärmesonde Das EWS-Feld wird durch das Modell *TwoUTubes* der *Buildings Library* nach *Picard & Helsen 2014* [37,38] abgebildet (*Buildings.Fluid.Geothermal.Borefields*). Dieses basiert auf einem hybriden Modellansatz, um sowohl die Kurzzeitdynamik (Minutenauflösung) als auch die Langzeitdynamik (Jahresverhalten) bei geringer Rechenzeit mit guter Genauigkeit abzubilden. Zudem wird die gegenseitige Beeinflussung der Erdwärmesonden abhängig von deren Position und Abstand berücksichtigt. Damit eignet sich das Modell zur Darstellung der für die Auswertung relevanten Charakteristik. Das Modell wird mit fünf vertikalen Segmenten aus jeweils vier radialen Zellen und einer parallelen Durchströmung aller Sonden im EWS-Feld simuliert. Das Erdreich wird entsprechend der für den Feldtest vorherrschenden mittleren Erdreischeigenschaften bis zu einer Tiefe von 100 m parametrisiert. Die Parameter sind in der Tabelle 1-12 zusammengefasst. Die Anzahl, Anordnung und Tiefe der Erdwärmesonden variieren abhängig von den simulierten Varianten. Abweichend von den Bedingungen im Feldversuch wird das EWS-Feld als herkömmliches Feld mit Sonden-Hinterfüllung und ohne Berücksichtigung von Grundwasser simuliert.

Tabelle 1-12 Parametrisierung des Erdwärmesonden-Feld Modells.

Parameter	Wert	Parameter	Wert
Wärmeleitfähigkeit Erdreich λ_{Erde}	1,8 W/(mK)	Durchmesser Bohrloch	170 mm
Spez. Wärmespeicherkapazität Erdreich $c_{p,\text{Erde}}$	1136 J/(kgK)	Durchmesser Sondenpaket	110 mm
Dichte Erdreich ρ_{Erde}	2.073 kg/m ³	Durchmesser Einzelsonde	40 mm
Wärmeleitfähigkeit Hinterfüllung λ_{Beton}	3,1 W/(mK)	Wandstärke Sondenrohr	3,7 mm
Spez. Wärmespeicherkapazität Hinterfüllung $c_{p,\text{Beton}}$	840 J/(kgK)	Wärmeleitfähigkeit Sondenrohr	0,4 W/(mK)
Dichte Hinterfüllung ρ_{Beton}	2.000 kg/m ³	Abstand Bohrlöcher im Feld	6 m
Spez. Entzugsleistung Erdreich \dot{q}_{Erde}	51 W/m		

Luft/Sole-Wärmeübertrager Während das im Abschnitt 1.1.3 vorgestellte Modell des Luft/Sole-Wärmeübertragers in Einzelsimulationen auch mit hoher Diskretisierung berechnet werden kann, führt die Wechselwirkungen zwischen den einzelnen Zellen im Kontext der Simulation des Wärmepumpensystems zu numerischen Problemen. Aus diesem Grund wurde das Modell entgegen der ursprünglichen Planung im Systemmodell als nicht-diskretisiertes Ein-Knoten-Modell verwendet. Hierfür wurde in Parameterstudien der resultierende Diskretisierungsfehler bestimmt. Zur Reduktion des Fehlers wurde eine Kalibrierung anhand des hoch-diskretisierten Modells vorgenommen. Hierfür wurden unter Variation der Randbedingungen (Luftfeuchtigkeit, Grädigkeit, Sole- und Luftvolumenstrom) nacheinander der soleseitigen und der luftseitige Wärmeübergangskoeffizienten sowie der luftseitige Stoffübergangskoeffizient kalibriert. Siehe auch [13].

Wärmepumpe Zur Abbildung der Wärmepumpe wird ein Blackbox Modell der *AixLib* (*AixLib.Fluid.HeatPumps.HeatPumpDetailed*) genutzt, welches anhand des Datenblatt Kennfelds der Wärmepumpen (Vitocal 350-G BWS 351.B42 sowie 351.B27) parametrisiert wird [39]. Das Modell bildet die Trägheit der Anfahr- und Abschaltvorgänge durch ein System erster Ordnung ab. Die Wärmepumpen werden als On/Off-Maschinen modelliert und die maximale Wasseraustrittstemperatur wird entsprechend des Datenblatts auf 68°C begrenzt.

Gaskessel Da der Fokus der Bewertung auf dem Verhalten den Wärmepumpen und dem Wärmequellensystem liegt, wird der Gaskessels vereinfacht mit konstant nominaler Wärmeleistung, einem Wirkungsgrad von 100 % und ohne An- und Ausschaltträgheit sowie ohne Sollwertregelung abgebildet. Da der Gaskesselanteil für alle Varianten identisch ist, hat dieser im relativen Vergleich keine Relevanz. Für die Berechnung des Gasverbrauchs, wird eine Abschätzung des lastabhängigen Nutzungsgrads anhand der mittleren, täglichen Auslastung auf Basis der Nutzungsgradkurve nach [40] vorgenommen.

Raumheizungsspeicher Der Raumheizungs-Pufferspeichers wird durch ein Modell der Fraunhofer-ISE internen Modelica *LowExLib* abgebildet, welches im Rahmen einer Abschlussarbeit erstellt wurde. Es wird ein Speicher mit fünf Knoten unter Berücksichtigung von thermischem Auftrieb und Wärmeleitung zwischen den Schichten sowie an die Außenhülle (Boden, Wand und Decke) dargestellt. Der Speicher hat am untersten und obersten Knoten jeweils einen Eintritts- und Austrittsport. Er wird mit einem Volumen von 1.000 l, einer Höhe von 1,7 m und einer 10 cm Isolierung mit 0,04 W/(mK) parametrisiert.

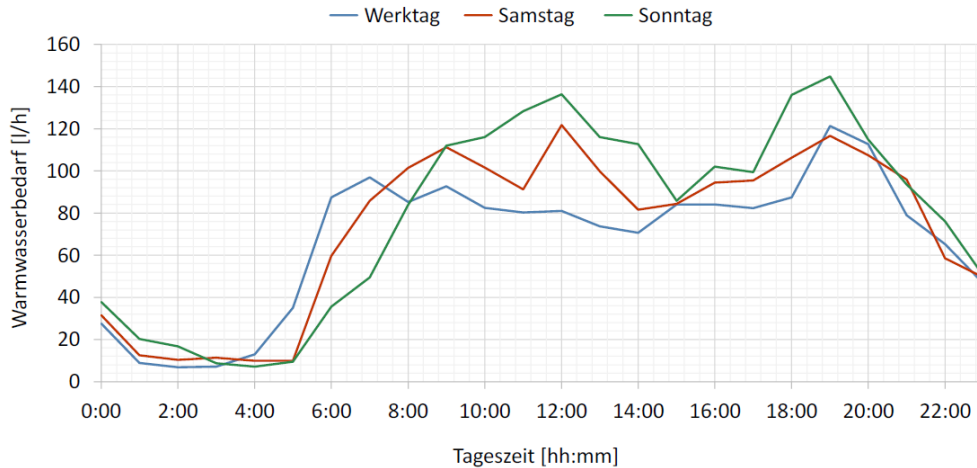
Trinkwarmwasserspeicher Die Topologie der TWW-Bereitstellung stellt neben dem EWS-Feld die größte Abweichung zur Feldtestanlage dar. Diese ist mit einer zentralen Frischwasserstation (FWS) ausgestattet und speichert somit TWW-Wärme in zwei Heizwasser-Pufferspeichern (ohne innenliegenden Wärmeübertrager). In der Simulation wird hingegen ein System ohne FWS genutzt, sodass der TWW-Speicher Frischwasser enthält. Eine TWW-Zirkulation liegt in beiden Fällen identisch vor. Als Trinkwarmwasser-Pufferspeicher kommt das Modell *BufferStorage_Circ* der *AixLib* (*AixLib.Fluid.Storage*) zum Einsatz. Dieses stellt einen diskretisierten Speicher mit zwei innenliegenden Wärmeübertragern dar. Der Speicher wird mit sechs Knoten simuliert. Er hat ein Volumen von 2.000 l, eine Höhe von 1,85 m und 12 cm Isolierung mit 0,045 W/(mK). Über den unteren Wärmeübertrager (30 cm Höhe) werden die Wärmepumpen und über den oberen Wärmeübertrager (155 cm Höhe) wird der Gaskessel eingebunden. Die TWW-Zapfung erfolgt am obersten Knoten und der Kaltwasser-Zulauf (Sinusverlauf zwischen 10 und 15°C) am untersten Knoten. Der Zirkulationsrücklauf wird auf halber Höhe bei 93 cm eingespeist. Der Volumenstrom der TWW-Zapfung wird entsprechend des vorliegenden Wochenprofils (siehe unten) aufgeprägt.

Radiator Zur Raumwärmeübergabe wird das Radiator-Modell *RadiatorEN442_2* der *AixLib (AixLib.Fluid.HeatExchangers.Radiators)* genutzt, welches entsprechend der EN 442-2 Angaben parametrisiert wird. Das Modell unterteilt die Wärmeabgabe an den Raum an konvektive Wärme und Strahlungswärme. Es wird ein Anteil der Strahlungswärme von 35 % zugrunde gelegt. Der Heizkörperexponent wird mit 1,3 festgelegt [41] und der Heizkörper entsprechend einer nominalen Gesamtheizleistung von 95 kW sowie nominaler Vorlauf- und Rücklauftemperaturen von 60°C und 40°C dimensioniert.

Modulierende Sole-Wärmepumpe
und kombinierte Wärmequellen
(Viessmann)

Gebäude Das Gebäude wird durch ein Ein-Zonen-Modell nach EN ISO 13790:2008 [42] (Vorgänger der DIN EN ISO 52016-1) dargestellt, welches auf einem Widerstands-Kapazitäts-Netzwerk (5R2C) basiert (siehe auch [41]). Somit wird das gesamte Gebäude als eine thermische Zone simuliert. Das Modell bildet Transmission durch Wände und Fenster, Ventilationsverluste sowie Wärmegewinne durch solare Einstrahlung ab. Es wird mit den Gebäudekennwerten entsprechend den Ausführungen in Kapitel 1.4.1 parametrisiert. Weiterhin wird eine Luftaustauschrate von 0,5 1/h sowie innere Wärmelasten von 5 W/m² sowie 80 W/Person mit einer Belegung von 50 Personen angesetzt. Die Raumtemperatur wird anhand des Heizkreis-Volumenstroms mittels eines PI-Reglers auf eine Solltemperatur von 20°C geregelt. Anhand von Monitoring-Ergebnissen des Demonstrationsgebäudes der ersten Messperiode (Clamp-On Wärmemengenzähler, vor Einbau der Wärmepumpenanlage) wurde die Eignung des Modells gemeinsam mit dem Radiatormodell getestet. Für den Messzeitraum 25.12.2018 bis 28.02.2019 wird das Modell unter Aufprägung der historischen Wetterdaten sowie der gemessenen Eintrittstemperatur und Massenstrom simuliert. Die mittlere absolute Abweichung der simulierten Rücklauf-temperatur liegt unter 1 K und die mittlere absolute Abweichung der simulierten Wärmeleistung bei circa 10 %. Ebenso wird die resultierende Raumtemperatur zwischen 19 und 21°C als plausibel bewertet.

Modellinputs Für die Jahressimulation der Heizsysteme dient das in Abbildung 1-29 dargestellte TWW-Zapfprofil sowie ein Wetterdatensatz als externe Modellinputs in Form von stundenaufgelösten Zeitreihen. Der Wetterdatensatz für die Jahressimulationen wird stundenaufgelöst mittels der Software *Meteonorm 7.1* unter Nutzung des Outputs „typisches Jahr“ für den Standort Karlsruhe als „interpolierte Stadt“ erzeugt [43]. Die Jahresmitteltemperatur beträgt 11,5°C und 5%- sowie 95%-Quantil betragen -1,6°C und 24,9°C. Demgegenüber beträgt die der Auslegung zugrunde gelegte Norm-Außentemperatur -12°C. Für die Jahressimulationen wird der Wetterdatensatz nicht von Januar bis Dezember, sondern von Juli bis Juni genutzt. So wird insbesondere hinsichtlich der Belastung des Erdreichs eine vollständige Heizperiode und die hiermit verbundene Abkühlung des Erdreichs abgebildet.



Modulierende Sole-Wärmepumpe
und kombinierte Wärmequellen
(Viessmann)

Abbildung 1-29 Mittleres Tageszapfprofil TWW des Demonstrationsgebäudes für Werktag, Samstag und Sonntag.

1.3.3 Entwicklung von Auslegungs- und Betriebsstrategien für die kombinierte Wärmequelle (ISE)

Der nachfolgende Abschnitt zur Entwicklung von Auslegungs- und Betriebsstrategien setzt chronologisch nach erfolgter Teststandmessung im Rahmen des AP 1.2.5 an. Zum besseren Verständnis wird zuerst die final entwickelte Wärmequellenregelung beschrieben, da die anschließende Schilderung der modelbasierten Analyse immer wieder darauf Bezugnimmt.

Entwicklung Wärmequellenregelung

Die nachfolgenden Beschreibungen sind [13] entnommen. Die Abbildung 1-30 zeigt eine Übersicht der Betriebszustände der entwickelten Wärmequellen-Hydraulik anhand der Energieflüsse. Diese sind zwischen Luft/Sole-WÜT, EWS-Feld und Wärmepumpen dargestellt (siehe Grundschemata, links). Entsprechend der Erkenntnisse aus dem AP 1.1 ist weiterhin ein elektrischer Heizstab (HS) als sekundäre Abtaustrategie vorgesehen. In der oberen Zeile „Heizen“ sind diejenigen Betriebszustände aufgeführt, bei denen ein Wärmepumpenbetrieb besteht. Bei den unter „Regeneration“ aufgeführten Betriebszuständen bestehen positive Energieflüsse zu den Wärmequellen. Die Betriebszustände sind exemplarisch der aufsteigenden Außentemperatur zugeordnet.

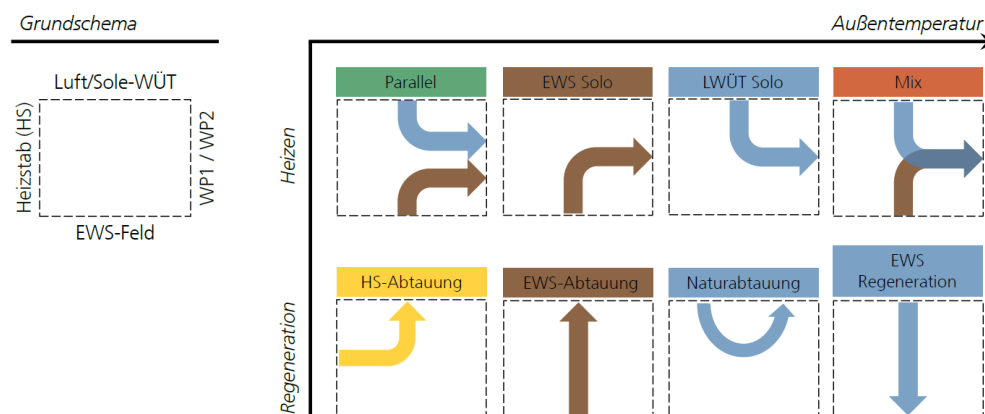


Abbildung 1-30 Betriebszustände des MQWPS anhand der Energieflüsse im Betriebsmodus Heizen (oben) und Regeneration (unten). Exemplarische Zuordnung zum Außentemperaturverlauf aus [13].

Der Parallelbetrieb wird immer dann genutzt, wenn beide Wärmepumpen WP1 und WP2 aufgrund des Wärmebedarfs im Betrieb sind. Daneben sieht das MQWPS einen einzelnen Betrieb der Wärmequellen mit einer Wärmepumpe (WP1 oder WP2) vor. EWS Solo bietet bei geringen Außentemperaturen höhere Quellentemperaturen als LWÜT. LWÜT Solo wird bei höheren Außentemperaturen sowie zur Schonung von EWS verwendet. Im Mischbetrieb „Mix“ werden die Wärmequellen gemeinsam mit einer WP verwendet. Dieser Betriebsmodus ist vorgesehen, um bei sehr hohen Außentemperaturen die LWÜT Austrittstemperatur durch Beimischung von EWS herabzumischen. Hierdurch wird die obere Einsatzgrenze der WP gewahrt. Darüber hinaus resultiert aus der EWS Beimischung eine Wärmeabgabe an das Erdreich und folglich eine Regeneration.

Modulierende Sole-Wärmepumpe
und kombinierte Wärmequellen
(Viessmann)

Wenn die Außentemperatur über der Erdreichtemperatur liegt, ist zur aktiven Regeneration des Erdreichs ein Wärmestrom von LWÜT in das Erdreich vorgesehen (EWS-Regeneration, unten rechts). Zur Abtauung des LWÜT kann bei hoher Luftfeuchte und positiven Außentemperaturen eine Naturabtauung zum Einsatz kommen. Also ein ausschließlicher Ventilatorbetrieb zur Nutzung von Kondensationsgewinnen. Ferner ermöglicht das MQWPS die Nutzung von Erdreichwärme zur Abtauung (EWS-Abtauung). Diese Umweltwärmequelle bietet für die Abtauung ein höheres Potential. In diesem Regenerationsmodus wird die Sole im Erdreich erwärmt und durchströmt zur Abtauung den LWÜT. Ferner ist eine elektrische Heizstab-Abtauung vorgesehen (HS-Abtauung). Sowohl die HS-Abtauung als auch die Naturabtauung können zeitgleich mit dem EWS Solo Betrieb stattfinden.

Zur Abbildung der geschilderten Betriebszustände in der Teststandmessung (AP 1.2.5) und den modelbasierten Analysen wurde eine Schaltwegmatrix entwickelt und im Rahmen der genannten Arbeitspakete im wechselseitigen Austausch weiterentwickelt. Um eine robuste Regelungslösung für die Feldtestanlage zu realisieren, wurde diese im Rahmen des AP 1.2.6 optimiert. Im Zuge der Inbetriebnahme und Einregelung der Feldtestanlage in AP 1.4 wurde die Regelung dann nochmals verbessert. Der final entwickelte Regelungsalgorithmus wird anhand der Schaltwegmatrix in Abbildung 1-31 und den dieser zugrundeliegenden Bedingungen in Tabelle 1-13 erläutert. Die nachfolgenden diesbezüglichen Beschreibungen sind [13] entnommen.

Die Auswahl des Betriebsmodus findet zweistufig statt. Übergeordnet wird durch einen Zustandsautomaten der Basisbetriebsmodus gewählt. Neben den anhand der Abbildung 1-30 beschriebenen Basismodi „Heizen“ und „Regeneration“ existiert weiterhin der „Ruhemodus“. Dieser tritt ein, wenn der Heizbetrieb und oder der Regenerationsbetrieb nicht erforderlich oder nicht möglich sind. Innerhalb des Basismodus erfolgt die Auswahl des Submodus anhand einer chronologischen if-else Abfrage auf Basis der Schaltwegmatrix. Diese beschreibt verschiedene mögliche Schaltwege in die in Abbildung 1-30 gezeigten Betriebszustände. Die Schaltwege werden durch Bedingungskombinationen definiert. Auf eine Beschreibung der verwendeten Mess- und Stellgrößen sowie der dezidierten Regelung der Aktoren wird an dieser Stelle verzichtet. Diese berücksichtigt neben der Trägheit der Aktoren und des Systems die Stell- und Rückstellzeiten der Ventile, die Mindestpausenzeiten der Wärmepumpen-Verdichter oder das Anlaufverhalten der Förderpumpen.

Die in der Schaltwegmatrix abgeprüften Bedingungen (CON, engl. condition) werden in der Tabelle 1-13 beschrieben. Neben einer fortlaufenden Nummer und der Kurzbezeichnung (links) ist die Beschreibung (Mitte) aufgeführt. Von der Stabilität der Bedingungen hängt die Stabilität der Modusauswahl ab. Daher werden für die Bedingungen teilweise Hysteresen und / oder Mindestzeiten für das Anliegen oder Halten einer Bedingung definiert (rechte Spalte). Zudem werden zum Teil nicht die Momentanwerte sondern das gleitende Mittel genutzt. Die Bedingungen CON4_EWS_max_prio und CON11_EWS_reg_opt beruhen auf einer Prognose der Außentemperatur des Deutschen Wetterdienstes (DWD). Bei Verfügbarkeit beider Wärmequellen sind insbesondere die

Bedingungen CON2_WP_kask_aktiv, CON3_LWÜT_prio sowie CON4_EWS_max_prio relevant. Die grundlegende Quellenauswahl in CON3 erfolgt anhand der Außentemperatur angelehnt an [44]. Die Quellenbivalenztemperatur $T_{WQ,biv}$ wurde anhand von vorab durchgeführten Simulationen auf 4°C festgelegt.

 Modulierende Sole-Wärmepumpe
 und kombinierte Wärmequellen
 (Viessmann)

Tabelle 1-13 Bedingungen der Schaltungsmatrix. Kurzbezeichnung (links), Beschreibung (Mitte) sowie Vorhandensein einer Hysterese oder einer Haltezeit (rechts) aus [13].

#	Bezeichnung	Beschreibung	Hysterese / Haltezeit
CON1	WP_aktiv	Anforderung von mindestens einer Wärmepumpe: Mindestens eine WP-Förderpumpe läuft.	Nein / Nein
CON2	WP_kask_aktiv	Anforderung beider WPs: beide WP-Förderpumpen laufen.	Nein / Nein
CON3	LWÜT_prio	Entscheidung anhand Quellenbivalenztemperatur $T_{WQ,biv}$ nach [23]. Vorzug der Quelle LWÜT, wenn $T_{Umg} > T_{WQ,biv} = 4^{\circ}\text{C}$.	Ja / Ja
CON4	EWS_max_prio	Wird in den nächsten 5 Tagen eine geringe EWS-Auslastung vorausgesagt (< 10 % Nutzungsdauer), wird EWS freigegeben, sobald höhere Austrittstemperaturen als für LWÜT resultieren. CON4 dominiert in der Schaltungsmatrix die Bedingung CON3.	Ja / Ja
CON5	LWÜT_abtau_opt	Eine Abtauung des LWÜT ist möglich, aber nicht erforderlich. Bedingung wird zurückgesetzt, wenn Abtauung erfolgreich beendet.	Nein / Nein
CON6	LWÜT_abtau_erf	Eine Abtauung des LWÜT ist erforderlich. LWÜT ist nicht mehr als Wärmequelle freigegeben. Bedingung wird zurückgesetzt, wenn Abtauung erfolgreich beendet.	Nein / Nein
CON7	EWS_risiko	Erdreichtemperatur liegt im Risikobereich einer Überlastung, wenn $T_{EWS,aus} < 3^{\circ}\text{C}$.	Ja / Ja
CON8	EWS_min	Unterschreitung der Minimaltemperatur des Erdreichs, wenn $T_{EWS,aus} < 1^{\circ}\text{C}$.	Nein / Ja
CON9	EWS_abtau	EWS hat Bereitschaft zur Abtauung LWÜT, wenn $T_{EWS,aus} > 3^{\circ}\text{C}$.	Ja / Nein
CON10	FAN_abtau	LWÜT Ventilatoren haben Bereitschaft zur Abtauung LWÜT: Berechnung Abtaupotential anhand von Lufttemperatur und -feuchte.	Ja / Nein
CON11	EWS_reg_opt	Erdreichregeneration ist nutzbar: Begrenzung der Erdreichregeneration auf Zeiträume, in denen sie nützlich ist (Prognose EWS Nutzung in nächsten 5 Tagen) und effizient (wärmste 3 Stunden des Tages).	Nein / Nein
CON12	LWÜT_reg	LWÜT ist zur Erdreichregeneration geeignet: $T_{LWÜT,aus} > T_{EWS,aus} + 6\text{ K}$	Ja / Nein
CON13	LWÜT_min	LWÜT nicht nutzbar durch Unterschreitung der minimalen WP Primäreintrittstemperatur: $T_{LWÜT,aus} < T_{WP,prim,ein,min}$	Ja / Ja
CON14	LWÜT_risiko_max	Risiko einer Überschreitung der maximalen WP Primäreintrittstemperatur anhand	

$$\text{Außentemperatur: } T_{\text{Umg}} - \Delta T_{\text{LWÜT, nom}} > T_{\text{WP, prim, ein, max}}$$

Modulierende Sole-Wärmepumpe
und kombinierte Wärmequellen
(Viessmann)

Die Bedingungen können zur Übersicht verschiedenen Kategorien zugeordnet werden. Die Bedingungen CON1 und CON2 sind relevant für eine Anforderung des Wärmepumpensystems. Für die Betriebssicherheit sind die Bedingungen CON6, CON7, CON8, CON13 und CON14 von Bedeutung. Dabei hängt von den Bedingungen CON6 und CON13 beziehungsweise CON8 die Wärmequellenverfügbarkeit von LWÜT beziehungsweise EWS ab. Daher gehen diese Bedingungen in die übergeordnete Verfügbarkeit des MQWPS ein. Ist die Wärmequelle LWÜT (Bedingung CON6 oder CON13) oder EWS nicht verfügbar (Bedingung CON8), wird der Anlauf der Folge-Wärmepumpe durch das MQWPS blockiert (BLOCK_par). Sind beide Wärmequellen nicht verfügbar, müssen die WPs abgeschaltet werden (BLOCK_wp) und es wird allein auf das Gasbrennwertgerät zurückgegriffen. Darüber hinaus können Bedingungen dem Regenerationsbedarf (Bedingungen CON5, CON6 und CON11), dem Regenerationspotential (Bedingungen CON9, CON10 und CON12) sowie dem allgemeinen Prozessablauf (Bedingungen CON3 und CON4) zugeordnet werden.

Hauptmodus	Ruhe						Heizen										Regeneration					
	Ruhe	Ruhe	Ruhe	Ruhe	Backup Gas	Backup Gas	EWS Solo + Naturabtau.	LWÜT Solo	LWÜT Solo	EWS Solo	EWS Solo	EWS Solo	EWS Solo	EWS Solo	EWS Solo + HS-Abtau.	Parallel	Mix	EWS Regeneration	EWS-Abtau.	Naturabtau.	HS-Abtauung	HS-Abtauung
Submodus	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	
Bedingung ↓ Schaltweg →	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	
CON1_WP_aktiv	1	x	x	x	x		x	x	x	x	x	x	x	x	x	x		x	x	x		
CON2_WP_kask_aktiv	1					x	x	x	x	x	x					x						
CON3_LWÜT_prio	1						x															
CON4_EWS_max_prio	1						x															
CON5_LWÜT_abtau_opt	1	x	x	x	x		x											x	x	x	x	
CON6_LWÜT_abtau_erf	1			x	x		x	x	x	x	x	x	x	x	x	x					x	x
CON7_EWS_risiko	1						x															
CON8_EWS_min	1			x			x															x
CON9_EWS_abtau	1			x														x				
CON10_FAN_abtau	1			x	x		x													x		
CON11_EWS_reg_opt	1	x	x															x				
CON12_LWÜT_reg	1		x															x				
CON13_LWÜT_min	1					x	x	x														
CON14_LWÜT_risiko_max	1															x						

Abbildung 1-31: Schaltwegmatrix mit abgeprüften Bedingungen in den Zeilen und Betriebsmodus sowie zugehörigem Schaltweg in den Spalten. Schaltwege werden durch Bedingungskombinationen (False = rot, True = grün) definiert. Die Zustände der im Schaltweg nicht dargestellten Bedingungen (leer) sind nicht relevant. Aus [13].

Die Auswahl des Nebenbetriebsmodus innerhalb eines Hauptbetriebsmodus findet auf Basis einer chronologischen if-else Abfrage statt. Die Abbildung 1-31 zeigt für die Hauptmodi Ruhe (links), Heizen (Mitte) und Regeneration (rechts) die möglichen Schaltwege

(Spalten, fortlaufend nummeriert). Ein Schaltweg (SW) wird durch die Kombination der in den Zeilen aufgeführten Bedingungen definiert. Nicht relevante Bedingungen sind in der Tabelle leer gelassen. Bedingungen mit erforderlichem True-Zustand sind grün und Bedingungen mit erforderlichem False-Zustand sind rot dargestellt. Es ist hervorzuheben, dass verschiedene Schaltwege zu identischen Nebenbetriebsmodi führen können. So wird beispielsweise EWS Solo entweder genutzt weil EWS entsprechend der Bedingung 3 priorisiert wird (SW12), oder aber da eine parallele Abtauung des LWÜT mittels Ventilatoren möglich ist (SW7).

Modulierende Sole-Wärmepumpe
und kombinierte Wärmequellen
(Viessmann)

Für die Anwendung am HIL-Teststand (AP 1.2.5) sowie im Feldversuch, wurde die beschriebene Regelung objektorientiert in Python programmiert. Die objektorientierte Programmierung vereinfacht Implementierung, Testung und Erweiterung des Programmcodes [45]. Der Regelungsalgorithmus ist strukturiert in ein Hauptobjekt zur Prüfung der einzelnen Bedingungen (Tabelle 1-13), den Zustandsautomat mit Schaltwegematrix (Abbildung 1-31) zur Auswahl des Betriebsmodus und Abbildung von Transitionsvorgängen sowie eine Hauptobjekt zum Managen der Regler der einzelnen Aktoren. Zur Ermittlung einiger Bedingungen bestehen separate Objekte: eine Detektion des LWÜT Bereifungszustands und Abtauregelung (CON5_LWÜT_abtau_opt, CON6_LWÜT_abtau_erf) sowie das Abrufen und Verarbeiten einer DWD-Temperaturvorhersage [46] für CON4_EWS_max_prio und CON11_EWS_reg_opt. Darüber bestehen Objekte zu Datenerfassung, Preprocessing, Datenspeicherung und -übermittlung. Aufgrund der Vielzahl von Prozessen und der benötigten Rechengeschwindigkeit, liegt ein Schwerpunkt der Implementierung auf der Parallelisierung verschiedener [47].

Modelbasierte Analyse mit Fokus Wärmequellendimensionierung

Die Ergebnisse der modelbasierten Analyse gehen in die Entwicklung der Wärmequellenhydraulik ein und sind Grundlage für den Feldtest im Hinblick auf Wärmequellendimensionen und Ausgestaltung der Regelung (s. vorherigen Abschnitt). Die modellbasierte Analyse der möglicher Auslegungs- und Betriebsstrategien orientiert sich an den Erfordernissen bzw. den Randbedingungen des Demonstrators (AP 1.4.1). Die zugrunde liegenden Modelle werden in Kapitel 1.3.2 beschrieben. Die nachfolgenden Ausführungen zu den Szenarien sowie den Ergebnissen sind [13] entnommen. Ferner kann dieser auch die detailliert beschriebenen Annahmen entnommen werden.

Referenzsysteme

Referenz Erdreich Als Referenz Wärmepumpensystem dient das identische bivalente Heizsystem ausgestattet mit einem EWS-Feld als Einzelquelle. Dieses ist entsprechend der VDI 4640 anhand der nominalen Wärmepumpenverdampferleistung (56,3 kW, am Betriebspunkt B0/W35) sowie der spezifischen Erdwärmesondenleistung (51 W/m) ausgelegt. Es resultiert eine Gesamtsondenlänge von 1.105 m. Auf Basis der Ergebnisse des EWS Solo Systems werden die Ergebnisse der MQWPS Varianten eingeordnet und die Belastung des Erdreichs diskutiert.

Referenz Außenluft (nicht umgesetzt) Während das genutzte Luft/Sole-Wärmeübertragermodell eine hohe Detailgetreue hinsichtlich des Einflusses von Bereifung, Vereisung und Abtauung aufweist, liegt ein vergleichbares Modell einer direktverdampfenden Luft-Wärmepumpe in den verfügbaren Modelica Bibliotheken nicht vor. Die Verwendung eines Blackbox-Modells (bspw. AixLib.Fluid.HeatPumps.HeatPump) basiert

- a) auf einem Datenblatt-Kennfeld nach EN14511: Es wird der mittlere Einfluss von Bereifung unter Laborbedingungen abgebildet.
- b) oder auf einem Polynom, beispielsweise aus IMST-Art [48]: Der Einfluss von Bereifung wird durch einen Korrekturfaktor berücksichtigt.

Im Fall a) wird der Einfluss der Bereifung aufgrund der nach EN14511 definierten Randbedingungen im Allgemeinen unterschätzt [49] und im Fall b) hängt die Korrektur von der Güte der implementierten Methode ab. Folglich ist mit beiden Ansätzen bei angemessenem Aufwand keine mit dem Luft/Sole-WÜT Modell (vgl. 1.1.3) vergleichbare Abbildung der Charakteristik unter bereifenden und schmelzenden Betriebszuständen möglich. Da ein LWP Referenzmodell ausschließlich der Einordnung technischer und ökonomischer Kennwerte dient, nicht jedoch als qualitativer Bezug (vgl. Belastung Erdreich) erforderlich ist, wird kein Referenzmodell umgesetzt.

Modulierende Sole-Wärmepumpe
und kombinierte Wärmequellen
(Viessmann)

Referenz Gasheizung Als Basis für die Einordnung der Wärmegestehungskosten und die Bestimmung der CO₂-Vermeidungskosten gegenüber einem konventionellen, fossilen Heizungssystem, wird ein monoenergetisches Heizsystem mit Gasbrennwertgerät gewählt. Dabei wird die abweichende Systemtypologie von monoenergetischen Gas-Heizsystemen vernachlässigt und das senkenseitige System identisch zu den bivalenten WP-Systemen abgebildet. Somit kann das Gasheizung Referenzsystem vereinfacht anhand der Gesamtwärmemenge beschrieben werden, die im EWS Solo System dem Raumheizungs- und Trinkwarmwasserspeicher zugeführt wird. Die Gasenergie wird anhand einer heizleistungsabhängigen Berechnung des Nutzungsgrads ermittelt.

Szenarien

Variante A stellt die Basisvariante einer Mehrquellenhydraulik dar. Die Wärmepumpen werden alternativ von EWS oder LWÜT versorgt. Die Umschaltung zwischen den Quellen erfolgt außentemperaturabhängig bei der Quellenbivalenztemperatur $T_{WQ,biv} = 4^{\circ}\text{C}$, unterhalb wird das Erdreich und oberhalb die Außenluft genutzt. Eine Regeneration des Erdreichs mittels LWÜT sowie eine Schonung des Erdreichs durch punktuellen LWÜT Einsatz bei $T_{Umg} < T_{WQ,biv}$ finden nicht statt. Der LWÜT wird ausschließlich mittels elektrischer Soleheizstäben (22 kW) abgetaut, es findet keine Abtaugung mittels EWS statt.

Variante B entspricht dem Status des Funktionsmusters in der ersten Entwicklungsphase (vgl. Teststandmessung, AP 1.2.5, Abbildung 1-19). Die Wärmequellenhydraulik ermöglicht den Austausch von Wärme zwischen EWS und LWÜT, sodass sowohl eine LWÜT Abtaugung mittels EWS als auch eine Regeneration der EWS mittels Außenluft abgebildet wird. Als sekundäre Abtaustufe wird ein Soleheizstab (22 kW) genutzt, wenn die Erdreichtemperatur zu gering ist oder eine Wärmeanforderung besteht. Entsprechend Variante A findet ein Wechsel von der Wärmequelle EWS zu LWÜT bei $T_{Umg} < T_{WQ,biv} = 4^{\circ}\text{C}$ statt. Befindet sich EWS jedoch im Risikobereich (CON7_EWS_risiko, Tabelle 1-13) wird nach Überschreiten einer kumulierten EWS-Laufzeit von 12 Stunden am Folgetag zwischen 9 und 17 Uhr (an den wärmeren Tagstunden) die Wärmequelle LWÜT genutzt. Hierdurch wird LWÜT auch bei Außentemperaturen unterhalb von 4°C genutzt. Weitere Mechanismen zur Schonung des Erdreichs sind nicht implementiert.

Variante C entspricht dem finalen Entwicklungsstatus der Wärmequellenhydraulik mit der Funktionalität eines Parallelbetriebs bei Nutzung beider WPs der Kaskade (vgl. Teststandmessung, AP 1.2.5, Abbildung 1-21). Dabei wird die große WP1 mit der Wärmequelle LWÜT und die kleine WP2 mittels EWS versorgt. Bei Betrieb von nur einer WP erfolgt die Quellenauswahl ebenso anhand der Quellenbivalenztemperatur $T_{WQ,biv} = 4^{\circ}\text{C}$. Da die Wärmeerzeugerreglung in der Simulation bei $T_{Umg} < 2^{\circ}\text{C}$ die Zuschaltung beider WPs vorsieht, findet eine Nutzung der EWS als Einzelquelle nur im Außentemperaturbereich von 2 bis 4°C statt. Der übrige Regelungsalgorithmus stimmt in den Grundzügen mit der finalen Regelung im Feldtest überein (vgl. Abs. 3.4). Die Simulationen waren jedoch Teil einer iterativen Entwicklung mit Fokus auf der konstruktiven Optimierung der Wärmequellenhydraulik sowie der Festlegung der Wärmequellendimensionen. Deshalb weist die in der Simulation genutzte Regelung einen geringeren Detaillierungsgrad auf. Ein wesentlicher Unterschied zur Praxisregelung ist, dass die EWS oberhalb von $T_{WQ,biv}$ nicht genutzt werden. Demgegenüber wird dies im Feldtest abhängig von der

zukünftigen Nutzung freigegeben (CON4_EWS_max_prio, Schaltweg 12, Tabelle 3.2). Die Auswertungen der Feldtestanlage im Abschnitt 7.2.2 und Abschnitt 8.3 zeigen, dass dies zu einer signifikanten, jedoch parametrierbaren Steigerung der Jahresentzugsenergie führen kann.

 Modulierende Sole-Wärmepumpe
 und kombinierte Wärmequellen
 (Viessmann)

Wie eingangs erwähnt orientiert sich die modelbasierte Analyse an den konkreten Randbedingungen des Demonstrators, s. Kapitel 1.4.1. Die untenstehende Tabelle 1-14 zeigt eine Übersicht der in der Systemsimulation jährlich abgegebenen Wärmemengen von Wärmepumpen und Gasbrennwertgerät sowie die Wärmeverbräuche und Verluste im Raumheizungs- und TWW-Kreis. Die Wärmepumpen dominieren mit 78,9 % die Wärmebereitstellung. Dabei hat das Gasbrennwertgerät insbesondere an der TWW-Bereitstellung mit 46 % einen hohen Anteil, während der Anteil an der Raumheizung mit 8 % gering ist. Die TWW-Bereitstellung hat an der abgegebenen Wärmemenge einen Anteil von 36 %, wobei hiervon wiederum circa 1/3 auf die Zirkulationsverluste entfällt. Im Vergleich mit den Ist-Monitoring zeigt die Simulation leicht geringere Verbräuche für RH (-11 %) und TWW (-10 %). Dahingegen liegt die TWW-Wärmemenge oberhalb der Verbräuche des Feldversuchs im gleichen Gebäude (+18 %). Die RH-Wärmemenge stimmt sehr genau mit dem Feldversuch überein (-0,2 %), was auf ähnliche klimatische Bedingungen im Auswertungsjahr 2022/2023 zurückgeht. Somit liegt insgesamt eine gute Eignung des Gebäude- und Heizsystemmodells vor. Die geschilderten Wärmemengen gelten für alle simulierten MQWPS-Varianten, da diese sich ausschließlich hinsichtlich der Wärmequellenseite unterscheiden, die Wärmesenkenseite jedoch identisch geregelt wird. Die Abweichung zu den in Tabelle 1-14 aufgeführten Wärmemengen ist für alle Varianten unter 1 %.

Tabelle 1-14 Wärmemenge und prozentuale Anteile Wärmeerzeugung und Wärmeabgabe in der Jahressimulation.

Bilanzierung	Bezeichnung	Wärmemenge MWh	Anteil
Wärmeerzeugung	Wärmepumpen	127,5	78,9 %
	Gasbrennwertgerät	34,2	21,1 %
Wärmeabgabe	Raumheizung	102,3	63,3 %
	Trinkwarmwasser	37,1	22,9 %
	Zirkulationsverluste	18,4	11,4 %
	Speicherverluste	3,9	2,4 %
Gesamtbilanz		161,7	100 %

In [13] wurden mit der modelbasierten Analyse folgende Aspekte betrachtet:

- a) Machbarkeit der teillastdimensionierten EWS
- b) Erdreichentlastung im MQWPS
- c) Jahresarbeitszahl
- d) Wärmegestehungskosten und CO₂-Vermeidungskosten

An dieser Stelle soll der Fokus auf die Aspekte a) und c) gelegt werden.

Zur Bewertung der Machbarkeit der teillastdimensionierten EWS (a) zeigt die Abbildung 1-32 eine Gegenüberstellung der minimalen EWS-Austrittstemperatur für die betrachteten MQWPS-Varianten bei Variation der EWS-Dimensionierung r_{EWS} (x-Achse) anhand des 5%-Quantils. Die gezeigten Datenpunkte sind auf einen Anteil des LWÜT von $r_{LWÜT} = 50 %$ beschränkt. Eine Übersicht aller Ergebnisse kann Tabelle C.8 in [13] entnommen werden. Rot gestrichelt ist das 5%-Quantil der EWS Solo Simulation dargestellt (2,5°C). Die Abbildung zeigt, dass die Varianten A und B erst bei einem EWS Anteil von 70 % eine positive Austrittstemperatur aus dem Erdreich gewährleistet. Bei 60 % Anteil fällt das 5%-Quantil auf -1,4°C (Variante A) beziehungsweise -0,1°C (Variante B) ab. Die

Variante B zeigt folglich einen positiven Einfluss auf die Austrittstemperatur, wobei dieser mit zunehmender EWS-Dimension geringer wird. Dies liegt daran, dass die implementierten Schonungsmechanismen seltener erforderlich sind.

Modulierende Sole-Wärmepumpe
und kombinierte Wärmequellen
(Viessmann)

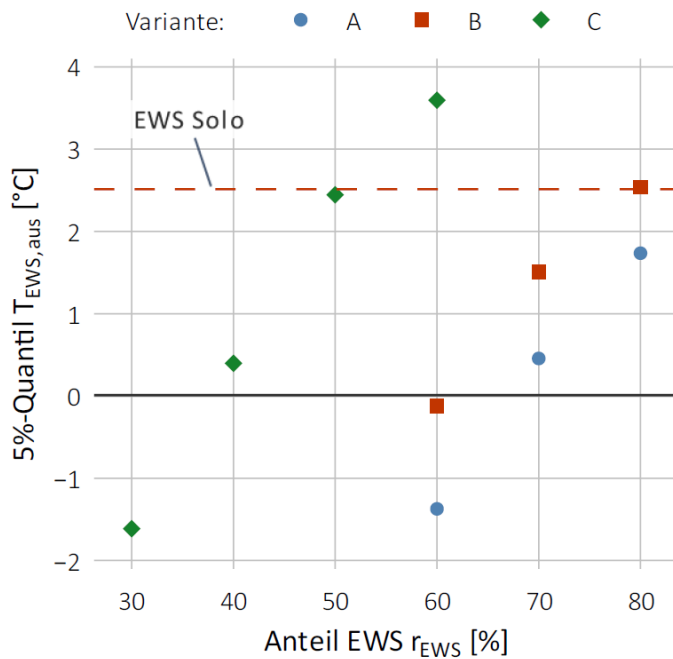


Abbildung 1-32 5%-Quantil $T_{EWS,aus}$ nach EWS Dimensionierung und MQWPS-Variante bei Anteil des LWÜT von $r_{LWÜT} = 50$ % aus [13].

Durch die Variante C sind deutlich geringere EWS Dimensionen möglich. Selbst bei einem Anteil von nur 40 % wird eine positive Austrittstemperatur (0,4°C) sichergestellt. Bei 30 % EWS Anteil fällt die Austrittstemperatur deutlich unter die Frostgrenze (-1,6°C). Anders als in der Feldtestregelung wurde für die ausgewerteten Simulationen keine Sperre der EWS bei Unterschreitung der Minimaltemperatur implementiert, um eine neutrale Analyse der Potentiale und Grenzen des parallelen Betriebs der Wärmequellen zu ermöglichen. Unter Beachtung einer EWS Sperre ist auch ein frostfreier Betrieb des MQWPS Variante C mit nur 30 % EWS Anteil möglich. Diese wird jedoch in den folgenden Analysen nicht weiter betrachtet.

Wie auch für die anderen Varianten besteht für Variante C eine positive Abhängigkeit von r_{EWS} , diese nimmt unterhalb von 50 % deutlich zu. Bei 50 und 60 % EWS Anteil beträgt die Austrittstemperatur 2,4°C beziehungsweise 3,6°C und liegt damit deutlich über dem Gefrierpunkt. Mit dem MQWPS Variante C wird also bei einer Halbierung des EWS Feldes eine gleiche minimale Austrittstemperatur wie in EWS Solo erreicht. Die Ergebnisse bestätigen damit sehr deutlich, dass die parallele Belastung der Wärmequellen bei hohem Leistungsbedarf in Variante C der Schlüsselfaktor für eine deutliche Reduktion des EWS-Anteils am MQWPS ist.

Im Rahmen der modellbasierten Effizienzbewertung (c) wurde die Jahresarbeitszahl 3 (JAZ3) für die geschilderten Szenarien ermittelt. Die Bilanzgrenze 3 zur Ermittlung der JAZ ist in der Abbildung 1-33 dargestellt und berücksichtigt die von der Wärmepumpe bereitgestellte thermische Energie vor Speichern und den Elektroenergieverbrauch von Verdichter, Wärmequellenantrieb, Elektroheizstab und Steuerung. Es ist naheliegend, dass sich sowohl eine Vergrößerung von r_{EWS} als auch von $r_{LWÜT}$ positiv auf die Effizienz des Gesamtsystems auswirkt. Die Variation der Quellendimensionen veranschaulicht die Einflusstärke beider Quellen. Weiterhin ist die JAZ3 eine angemessene Bewertungsgröße für einen energetischen Vergleich der MQWPS-Varianten untereinander. Die

Abbildung 1-34 stellt anhand eines Höhenlinienplots je MQWPS-Variante die Abhängigkeit der JAZ3 von $r_{LWÜT}$ (x-Achse) und r_{EWS} (y-Achse) dar. Es werden hierbei unabhängig von der minimalen Erdreichtemperatur alle untersuchten Varianten dargestellt, um die Einflüsse vollständig zu erfassen.

Modulierende Sole-Wärmepumpe und kombinierte Wärmequellen (Viessmann)

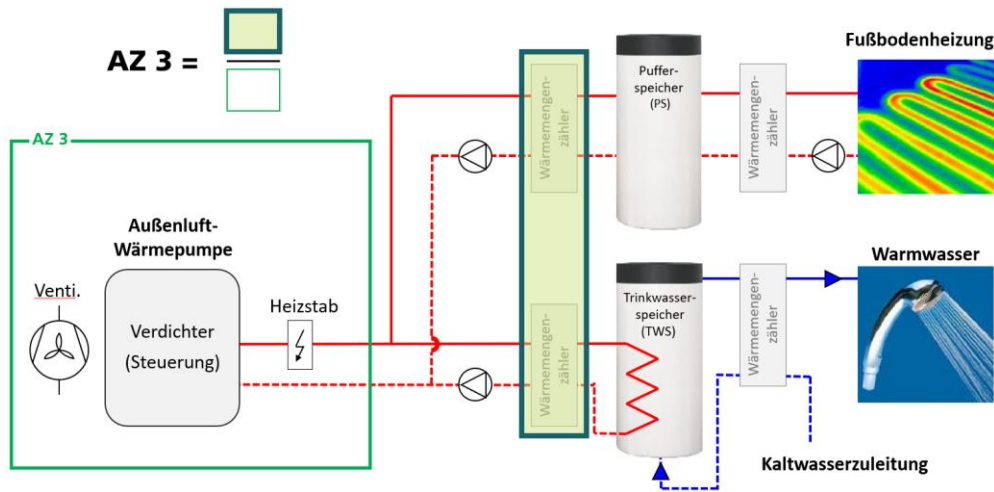


Abbildung 1-33 Beispielhafte Darstellung der Bilanzgrenze 3 zur Ermittlung der Arbeitszahl.

Oben sind die Varianten A und B dargestellt, diese weisen einen identischen Parameter-raum auf. Unten ist die Variante C mit geringeren EWS Anteilen dargestellt.

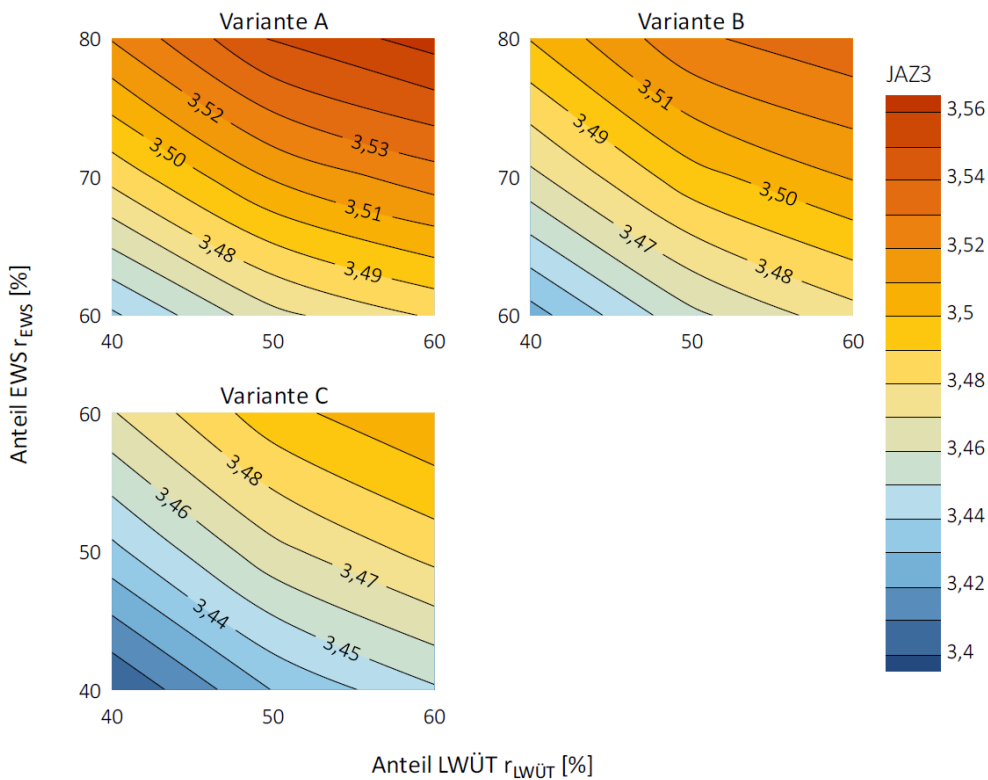


Abbildung 1-34 JAZ3 abhängig von LWÜT Dimensionierung (x-Achse) und EWS Dimensionierung (y-Achse). Für Regelungsvariante A (oben links), B (oben rechts) und C (unten) aus [13].

Die *JAZ3* reicht von 3,40 (Variante C, $r_{\text{EWS}} = 40\%$, $r_{\text{LWÜT}} = 40\%$) bis 3,56 (Variante A, $r_{\text{EWS}} = 80\%$, $r_{\text{LWÜT}} = 60\%$). Die *JAZ3* des EWS Solo Systems liegt mit 3,47 im Mittelfeld dieser Bandbreite. Dass einige Varianten des MQWPS höhere *JAZ3* Werte erreichen als das EWS Solo System ist darauf zurückzuführen, dass hier durch die EWS Entlastung höhere Austrittstemperaturen resultieren. So beträgt die energetisch gewichtete EWS Austrittstemperatur $6,2^\circ\text{C}$ für Variante C mit $r_{\text{EWS}} = 60\%$ und $r_{\text{LWÜT}} = 60\%$, während diese für EWS Solo $5,0^\circ\text{C}$ beträgt.

Modulierende Sole-Wärmepumpe
und kombinierte Wärmequellen
(Viessmann)

In allen Varianten ist ersichtlich, dass r_{EWS} die *JAZ3* Verbesserung moderat dominiert. Oberhalb von $r_{\text{LWÜT}} = 50\%$ nimmt der Einfluss von LWÜT weiter ab. Variante A weist geringfügig höhere *JAZ3* Werte auf und zeigt über den gesamten Parameterraum eine ähnliche Verbesserungsrate der *JAZ3*. Dahingegen ist die Verbesserung der *JAZ3* für die Varianten B und C oberhalb von $r_{\text{EWS}} = 50\%$ und $r_{\text{LWÜT}} = 50\%$ geringer. Dies wird darauf zurückgeführt, dass LWÜT auch bei geringen Außentemperaturen eingesetzt wird. Dies führt neben geringeren Soletemperaturen dazu, dass die Bereifungszustände am LWÜT und somit notwendige Abtauenergien zunehmen. In Variante A werden Bereifungszustände durch Nichtbetrieb von LWÜT bei $T_{\text{Umig}} < 4^\circ\text{C}$ größtenteils vermieden.

Die Variante C zeigt kleinere *JAZ3* Werte als die Varianten A und B. Vergleicht man die Varianten jedoch bei identischen Quellendimensionen, weist Variante C die beste Effizienz auf. Dies verdeutlicht, dass die Reduktion von EWS-Fläche und Investitionsausgaben mit Effizienzeinbußen einhergeht. Bei identischen Anteilen $r_{\text{EWS}} = 60\%$ und $r_{\text{LWÜT}} = 50\%$ beträgt die $JAZ3_A = 3,47$ für Variante A und $JAZ3_B = 3,46$ für Variante B. Mit 3,50 liegt die $JAZ3_C$ der Variante C geringfügig höher. Zugleich ist festzuhalten, dass die generelle *JAZ3* Bandbreite über die Varianten nicht groß ist. Dies liegt unter anderem daran, dass das WP-Kennfeld in der Fallstudie von den hohen Sekundärtemperaturen dominiert wird. Zugleich ist erkenntlich, dass eine Reduktion von r_{EWS} im vorliegenden MQWPS sehr gut kompensiert wird, während beispielsweise in [44] ein ausgeprägter Rückgang der Effizienz mit Reduktion von r_{EWS} einhergeht (je 10 % Reduktion geht *JAZ3* um 2,5 % zurück) [44].

Auf Basis der Ergebnisse wurde für den Demonstrator eine Wärmequellendimensionierung von $r_{\text{EWS}} = 50\%$ gewählt. Der LWÜT wurde mit Blick auf die Schallbelastung mit 70% bewusst überdimensioniert (vgl. Kapitel 1.4.2).

1.3.4 Ableitung vereinfachter Regelalgorithmen (Viessmann)

Ursprünglich war eine Vereinfachung der Wärmequellenregelungsalgorithmen vorgesehen, um diese im Zusammenspiel mit der bei Viessmann etablierten Wärmepumpenregelung lauffähig zu bekommen. Im Projektverlauf wurde deutlich, dass damit ein fortwährender Prozess adressiert wird, der von den Ergebnissen aus den Teststandmessungen (AP 1.2.5), von der Entwicklung der Wärmequellenhydraulik (AP 1.2.4), den modellbasierten Analysen zur Regelung (AP 1.3.3) und den konkreten Anforderungen beim Feldtest (AP 1.4) beeinflusst wird. Die Vereinfachung erfolgt damit kontinuierlich, soweit möglich, mit jeder Weiterentwicklung der Regelung. Das finale Ergebnis wird in Kapitel 1.3.3 adressiert.

1.3.5 Teststandmessungen für neue Regelalgorithmen mit Dauerläufer (Viessmann)

Aufgrund der nicht erfolgten Wärmepumpenentwicklung im Rahmen des AP 1.2 bei anvisierter Sicherstellung der Feldmessung erfolgte der Test der Regelalgorithmen für die Wärmequellenhydraulik im Rahmen der Teststandmessung in AP 1.2.5 sowie während der Inbetriebnahme des Demonstrators in AP 1.4.4.

1.3.6 Sensitivitätsanalyse, Qualitätssicherung und vereinfachte Dimensionierungsrichtlinien (ISE)

Modulierende Sole-Wärmepumpe
und kombinierte Wärmequellen
(Viessmann)

Dieses Arbeitspaket wurde mangels generischer Entwicklungsansätze nicht wie geplant realisiert. Im Zuge des Projektes wurden die hier geplanten Arbeitsinhalte zum einen durch Änderungen im Arbeitsplan (bspw. nicht erfolgte Wärmepumpenentwicklung im Rahmen des AP 1.2) und zum anderen durch die zunehmende Ausrichtung der Entwicklungsarbeiten an die Erfordernisse des in AP 1.4 adressierten Feldtests angepasst. Durch die Wahl einer marktverfügbaren Wärmepumpenkaskade anstelle des geplanten leistungsmodulierenden Gerätes wurde die Wärmequellenhydraulik und -Regelung auf eine dezidierte Anwendung hin entwickelt und optimiert. Die in der modellbasierten Analyse (AP 1.3) durchgeführten Berechnungen wurden aus Gründen der knappen Zeitschiene bis zum Start der Ausführungsplanung mit den Rahmenbedingungen des Feldtests berechnet.

1.4 Feldtest Wärmepumpe mit kombinierter Wärmequelle (ISE)

Modulierende Sole-Wärmepumpe
und kombinierte Wärmequellen
(Viessmann)

1.4.1 Planung und Auslegung der Feldtestanlage (Viessmann)

Die Felduntersuchung erfolgte eng verzahnt mit dem „Verbundvorhaben: EnEff:Stadt - KA-Durlach: Smartes Quartier Karlsruhe-Durlach“ (kurz SQKD) (FKZ: 03ET1590B). In diesem Projekt sollte ein komplexes Energieversorgungskonzept für fünf bestehende Mehrfamilienwohngebäude (MFH) entwickelt und realisiert werden, wobei eines der Gebäude mit dem im Rahmen von HEAVEN entwickelten Demonstrator ausgestattet werden sollte. Ursprünglich erfolgte die Versorgung mit Raumwärme und Trinkwarmwasser ausschließlich mit je einem Gaskessel pro Gebäude. Für das zukünftige Gesamtkonzept sollen u.a. Wärmepumpen und BHKW berücksichtigt werden. Die Wärmepumpen sollen vorrangig Strom vom BHKW sowie der ebenfalls noch zu installierenden PV-Anlagen nutzen. Die Abbildung 1-35 zeigt die in beiden Projekten adressierten, nahezu baugleichen im Jahr 1963 errichteten und 1995 modernisierten, Gebäude. Das HEAVEN-System soll den bestehenden Gas-Kessel in der Ersinger Straße 4 (kurz ES 4) ersetzen. Im Anschluss an die geplante Demonstration und Optimierung des HEAVEN-Systems soll dieses in die übergeordnete Regelung implementiert werden, welche im Rahmen von SQKD zu entwickeln ist.



Abbildung 1-35: In den Projekten „Pilotprojekt Smartes Quartier KA-Durlach“ (Ersinger Straße 1 bis 5) und HEAVEN (Ersinger Straße 4) adressierte Gebäude (Quelle: www.google.com/maps)

Die ES 4 verfügt über insgesamt 30 Wohneinheiten auf 5 Etagen. Die beheizte Wohnfläche beträgt 2107 m². Die Raumheizung und Trinkwassererwärmung erfolgt durch ein 170 kW Gas-Kessel von 1994. Das Volumen des Trinkwasserspeichers betrug 600l. Die rechnerisch ermittelte Normheizlast (nach DIN EN 12831) liegt bei 73,8 kW. Auf Basis von Messungen wird eine Grundlast für die Trinkwassererwärmung von 10 kW angenommen. Die erforderlichen Heizkreistemperaturen im Auslegungspunkt sollen nach Austausch der „kritischen“ Heizkörper bei 60/50 °C liegen. Die erforderlichen Temperaturen zur Trinkwassererwärmung richten sich nach den Bestimmungen des DVGW-Arbeitsblattes W 551.

Zur Planung der Senken-seitigen Hydraulik und Regelung wurde ein Standardansatz der Firma Viessmann für Wärmepumpenkaskaden zu Grunde gelegt. Bei der nachfolgenden Iteration waren allen voran der für SQKD verantwortliche Planer, die IBS Ingenieurgesellschaft mbH (kurz IBS), die KES als späterer Anlagenbetreiber sowie die HEAVEN

Projektpartner beteiligt. Das dabei entwickelte Hydraulikkonzept ist in der Abbildung 1-36 mit den wesentlichen Angaben zur Dimensionierung der Komponenten beschrieben. Beide Wärmepumpen können zur Raumheizung und Trinkwassererwärmung eingesetzt werden, ebenso der Gaskessel. Als weiterer Wärmeerzeuger ist im Wärmespeicher_1 ein 12 kW Elektroheizstab installiert. Das Speicherkonzept sieht einen Speicher zur Raumheizung und zwei Speicher (primär) zur Trinkwassererwärmung (TWE) vor. Die Speicher sind baugleich und fassen jeweils 850 l. Die beiden Speicher zur TWE werden in einen Hochtemperatur- (HT) und Niedertemperaturspeicher (NT) unterschieden. Die Wärmepumpen können den NT-Speicher oder beide Speicher in Reihe beladen. Der Gaskessel ist ausschließlich an den HT-Speicher angebunden, um Hydraulikkomponenten einzusparen. Damit der Gaskessel auch den Raumheizmodus bedienen kann, ist der HT-Speicher über das Regelventil RV4 mit den Heizkreis verbunden. Planmäßig sollte sich dieses nicht öffnen, es sei denn die Wärmepumpen können oder sollen keine Wärme bereitstellen. Die Trinkwassererwärmung erfolgt über Frischwasserstationen, wobei der Rücklauf entsprechend der Abnahmeleistung (bzw. Spreizung) in den HT oder den NT-Speicher zurückspeist. Im rechten Abschnitt des Hydraulikplans ist die Wärmequellenanlage mit neu entwickelter Wärmequellen-Hydraulik und den beiden Wärmequellen dargestellt. Zur Abtauung der Außeneinheit wurden neben Elektroheizbügeln direkt an der Außeneinheit auch zwei Elektroheizstäbe direkt im Solekreis geplant.

 Modulierende Sole-Wärmepumpe
 und kombinierte Wärmequellen
 (Viessmann)

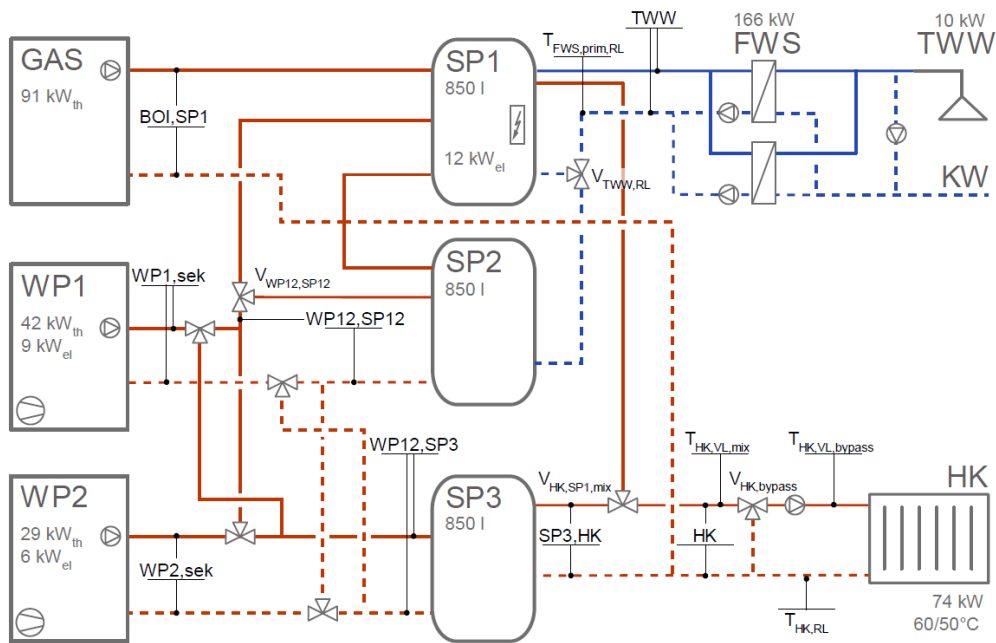
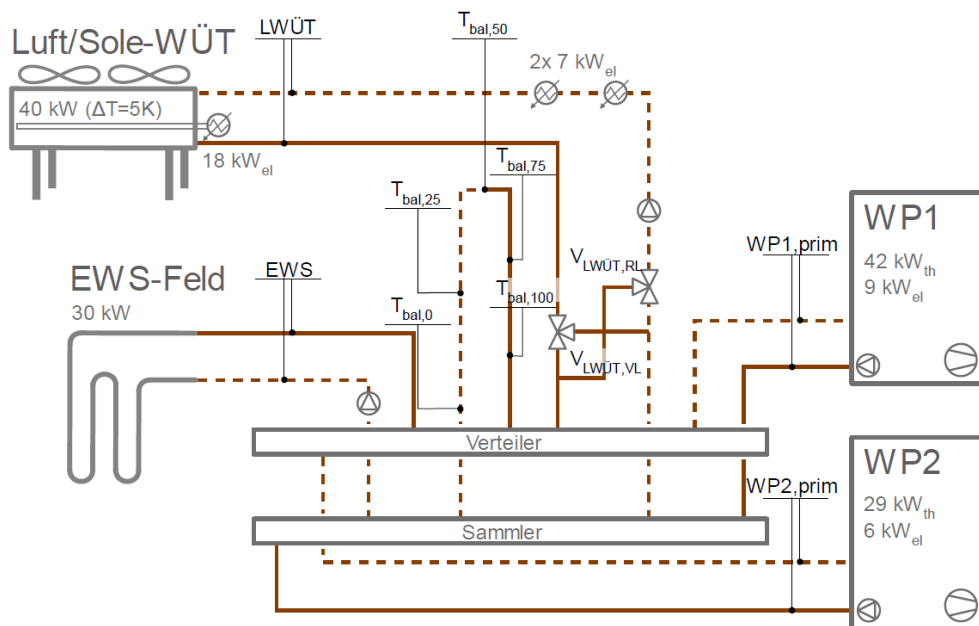


Abbildung 1-36: Senkenseitiges Hydraulikschema der Feldtestanlage mit relevanter Sensorik und Kenngrößen. Temperaturfühler mit einem Punkt auf der Leitung dargestellt, WMZ mit je einem Punkt an VL/RL-Leitung dargestellt; aus [13].

In enger Abstimmung mit dem Fraunhofer ISE und Viessmann wurde die Wärmequellenhydraulik durch das Ingenieurbüro Schuler ausgelegt. Die nachfolgenden Beschreibungen sind [13] entnommen.

Das Konzept der Wärmequellenhydraulik wurde bereits im Kapitel 1.2.4 vorgestellt. Das Hydraulikschema der Wärmequellenhydraulik der Feldtestanlage ist in der Abbildung 1-37 dargestellt (vereinfacht: keine Darstellung von Rückschlagklappen, Membranausdehnungsgefäß, Flanschen, Absperrhähnen usw.). Temperaturfühler und WMZ werden analog zum senkenseitigen Hydraulikschema dargestellt. Zentrale für die Wärmequellenhydraulik sind der Sammler- und Verteilerbalken sowie deren hydraulische Verbindung mittels eines Ausgleichsrohrs (bal) und damit die Schaffung eines hydraulischen Nullpunkts.



Modulierende Sole-Wärmepumpe
und kombinierte Wärmequellen
(Viessmann)

Abbildung 1-37: Wärmequellenseitiges Hydraulikschema der Feldtestanlage mit relevanter Sensorik und Kenngrößen. Temperaturfühler mit einem Punkt auf der Leitung dargestellt, WMZ mit je einem Punkt an VL/RL-Leitung dargestellt; aus [13].

Auf der rechten Seite von Sammler und Verteiler sind die Wärmepumpe WP1 sowie die assoziierte Wärmequelle LWÜT angeordnet. Auf der linken Seite sind die WP2 mit der assoziierten Wärmequelle EWS angeordnet. Für die Anbindungsleitungen des LWÜT besteht durch die 3/2-Wege-Ventile $V_{LWÜT,VL}$ und $V_{LWÜT,RL}$ zudem die Möglichkeit einer umgekehrten Anbindung an Sammler und Verteiler. Das Stellen der Ventile ermöglicht einen hydraulischen Austausch zwischen den Wärmequellen. Für die elektrische Abtauung des LWÜT wurden zwei redundante Varianten vorgesehen, welche alternativ genutzt werden können. Zum einen wurden im Wärmeübertragerpaket zehn Heizbügel in Leerrohren mit einer Gesamtleistung von 18 kW installiert. Zum anderen wurden in der Soleleitung zwei Heizstäbe mit jeweils 7 kW integriert. Eine zeitgleiche Nutzung ist nicht vorgesehen und aufgrund der elektrischen Absicherung nicht möglich. Es wurden zwei Methoden vorgesehen, um deren Wirksamkeit und Vor- und Nachteile im System gegenüberstellen zu können. Die Vorteile der Abtauung mit Heizbügeln sind, dass keine Erwärmung der Sole erforderlich ist sowie eine einfachere Regelbarkeit. Dahingegen wird bei der elektrischen Sole-Abtauung die Wärme gleichmäßig durch wesentlich mehr Rohrleitungen (264 Stück) verteilt und am Kern der Reifbildung eingetragen. Aufgrund der baulichen Gegebenheiten war die Installation einer identischen elektrischen Leistung der Soleheizstäbe nicht möglich. Zudem ist die spezifische Heizleistung mit 30 W/m² beziehungsweise 23 W/m² gegenüber dem Literaturvergleich (bspw. 147 W/m² in [77]) gering. Diese musste im Zuge der Planung der elektrischen Anschlussleistung nach unten korrigiert werden.

Die nachfolgenden Beschreibungen zur Erdreich-Wärmequellenanlage sind [13] entnommen. Das Erdwärmesondenfeld wurde durch den Anlagenbetreiber Karlsruher Energieservice GmbH (KES) mittels einer öffentlichen Ausschreibung vergeben. Der Zuschlag ging an ein Unternehmen, welches auf die örtlichen Gegebenheiten am Standort Karlsruhe spezialisiert ist. Aufgrund eines vorherrschenden sehr hohen Grundwasserflusses von 1 m/d zwischen 1,5 m und 16 m Tiefe, wurde ein EWS-Feld mit 18 Sonden à 18 m Tiefe geplant. Es resultiert eine Gesamtsondenlänge von nur 324 m und folglich eine vergleichsweise hohe spezifische Entzugsleistung von 93 W/m. Die Sonden wurden in drei parallelen Strängen mit je sechs Doppel-U-Sonden mit 63 mm Durchmesser vom Typ JANSEN powerwave mittels einer Bohrschnecke ohne Hinterfüllung eingebracht. Die drei

Stränge werden im nächstgelegenen Kellerabteil durch einen Sammler und Verteiler zusammengeführt beziehungsweise aufgeteilt. Durch den vergleichsweise großen Durchmesser der Sondenrohre resultiert ein sehr geringer Gesamtdruckverlust des EWS-Strangs von circa 37 kPa. Aufgrund von Grundwasserströmung, fehlender Hinterfüllung und größerer Durchmesser, weist das EWS-Feld andere Bedingungen auf als in der Simulationsstudie (AP 1.3.3) angenommen.

 Modulierende Sole-Wärmepumpe
 und kombinierte Wärmequellen
 (Viessmann)

Hinsichtlich des großen Flächenbedarfs der Erdwärmesonden entspricht das installierte EWS-Feld nicht den für das entwickelte Mehrquellensystem zugrunde gelegten Randbedingungen einer geringen Außenflächenverfügbarkeit im urbanen Mehrfamilienhausbestand. Nichtsdestotrotz ist die installierte EWS-Anlage zur Demonstration des entwickelten Systems geeignet, da das Erdreich entsprechend den vorliegenden Randbedingungen (hohe spezifische Entzugsleistung) auf die vorgegebene Teillast-Entzugsleistung von 30 kW und somit auf circa 50 % der Nenn-Quellenleistung der Wärmepumpenkaskade ausgelegt wurde. Folglich ist die EWS-Anlage zur Überprüfung und Demonstration des Verhaltens bei partiell hoher Belastung des Erdreichs sowie der vorgesehenen Mechanismen zur Erdreichentlastung geeignet

Zur Darstellung der Positionierung der einzelnen Komponenten im und um das Gebäude zeigt die Abbildung 1-38 einen vereinfachten Lageplan. Es zeigt das Gebäude und eine Projektion des Grundrisses auf Kellerebene.

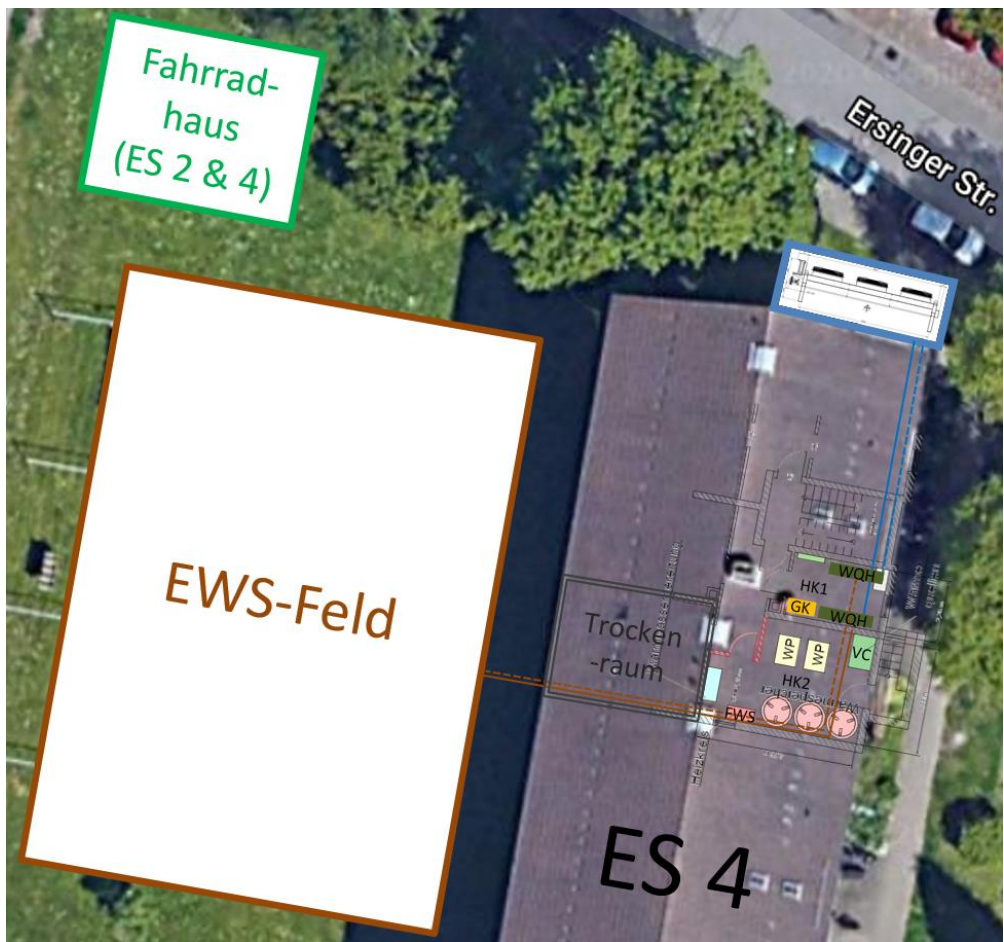


Abbildung 1-38: Grober Lageplan der Komponenten sowie deren Anbindung

Im ursprünglichen Zustand waren Gaskessel und Trinkwasserspeichert im Heizungskeller 1 (HK1) aufgestellt. Der HK2 wurde als Fahrradkeller genutzt. Um den größeren

Platzbedarf Rechnung zu tragen, wurde dieser umgewidmet und zwischen ES2 und ES4 ein neues Gebäude zur Unterbringung der Fahrräder errichtet. Im HK1 befinden sich der Gaskessel und die Wärmequellenhydraulik (s. Abbildung 1-39, links) des Demonstrators. Die Wärmepumpen (WP), Speicher, Vitocontrol (VC) und Frischwasserstationen sind im Heizungskeller 2 untergebracht (s. Abbildung 1-39, rechts). Die Anbindung des EWS-Feldes erfolgt über den Trockenraum und den HK2 hin zur Wärmequellenhydraulik in HK1. Die Anbindung des Luft/Sole-WÜT an die Wärmequellenhydraulik in HK1 erfolgt durch Keller der Mieter und unter der untersten Treppe.

Modulierende Sole-Wärmepumpe
und kombinierte Wärmequellen
(Viessmann)



Abbildung 1-39: links: Heizungskeller 1 mit Wärmequellenhydraulik und Gaskessel; rechts: Heizungskeller 2 mit Wärmepumpen und Speicher

1.4.2 Bereitstellung von Wärmepumpe und Luft/Sole-Wärmeübertrager (Viessmann)

Entgegen der Projektplanung waren eine Vielzahl weiterer Geräte zur Realisierung des Demonstrators erforderlich. Die damit verbundenen erforderlichen Schritte betrafen die Recherche, Dimensionierung und Iteration zwischen den an der Ausführungsplanung beteiligten Akteuren.

Zur Realisierung des Demonstrators wurden durch Viessmann die folgenden Geräte zur Verfügung gestellt:

- Wärmepumpen inklusive Steuerungseinheit (LON-Modul):
 - Viessmann Vitocal 350-G Typ 351.B42
 - Viessmann Vitocal 350-G Typ 351.B27
- Luft/Sole-Wärmeübertrager: Der Tischkühler wurde gemäß den Spezifikationen in AP 1.1.5, AP 1.1.6 durch die Firma Viessmann beauftragt. Der Anhang 4.1 enthält die technischen Eigenschaften des Gerätes.
- Vitocontrol 200 M (s. nachfolgende Ausführungen)
- Temperatursensoren und Tauchhülsen für die Wärmespeicher
- Förderpumpen: eine Übersicht der durch Viessmann bereitgestellten Förderpumpen ist in Tabelle 1-15 dargestellt.

Tabelle 1-15 Durch Viessmann bereitgestellte Förderpumpen

Bezeichnung	Hersteller	Typ	Spezifikation
P4	Wilo	Maxo 30/ 0,5 -12	7 m³/h; 55 kPa
P5	Wilo	Maxo 30/ 0,5 -10	4,8 m³/h; 40 kPa
P6	Wilo	Maxo 30/ 0,5 - 8	5,4 m³/h; 25 kPa
P7	Wilo	Maxo 30/ 0,5 - 10	7,9 m³/h; 25 kPa
P8	Wilo	Maxo 40/ 0,5-12	7,9 m³/h; 65 kPa
P9	Wilo	Maxo 40/ 0,5-16	7,9 m³/h; 100 kPa

 Modulierende Sole-Wärmepumpe
 und kombinierte Wärmequellen
 (Viessmann)

Zwischen den Projektpartnern wurde die Übereinkunft getroffen, die quellen- und senkenseitige Regelung im Sinne eines robusten Industriestandards mittels der modularen, leistungsstarken Systemsteuerung Vitocontrol 200 M der Firma Viessmann umzusetzen. Um zu Beginn des Feldbetriebs eine schnelle Fehlerbehebung und Adaptierbarkeit der Wärmequellenregelung seitens des ISE zu ermöglichen, wurde hierfür ein zweistufiges Vorgehen definiert: Im ersten Betriebsjahr wird die Quellenregelung durch eine vom ISE bereitgestellte externe Python-Regelung (vgl. AP 1.3.3) ausgeführt, welche die erforderlichen Messgrößen von der Vitocontrol erhält und Stellsignale für Ventile und Pumpen an die Vitocontrol sendet. Zur Risikominimierung hält die Vitocontrol in Phase 1 zudem eine vereinfachte Backup-Regelung der Quellenseite bereit. Nach Fehlerbehebung, Optimierung und Langzeiterprobung des Regelungsalgorithmus mittels externem Python-Regler, wird der Algorithmus im zweiten Betriebsjahr auf der Vitocontrol implementiert, sodass die gesamte Regelung langfristig einem kommerziellen Standard entspricht.

1.4.3 Erstellung und Umsetzung eines Monitoring Konzeptes (ISE)

Die nachfolgenden Beschreibungen sind [13] entnommen.

In der Abbildung 1-36 wird das Senkenseitige Hydraulikschema mit einem Großteil der verbauten Messtechnik dargestellt. Neben der dargestellten Sensorik wird je Wärmespeicher auf vier Höhen (oben, mitte-oben, mitte-unten, unten) die Speichertemperatur bestimmt. Für beide Frischwasserstationen wird die primäre sowie sekundäre Vor- und Rücklauftemperatur gemessen. Zudem liegt ein WMZ für die TWW-Zapfung sowie für die TWW-Zirkulation vor, wobei diese für die vorliegende Auswertung keine Rolle spielen. Auf der Wasserseite werden Pt1000 2-Leiter Temperaturfühler verwendet. Nach ersten Betriebserfahrungen zeigt sich, dass die Installation von Temperaturfühlern am sekundären Vor- und Rücklauf der beiden Wärmepumpen von Vorteil gewesen wäre. Im vorliegenden Messkonzept muss auf die Temperaturmesswerte von WMZ_{WP1,sek} und WMZ_{WP2,sek} zurückgegriffen werden, welche keine hohe absolute Temperaturgenauigkeit bieten und auf ganzzahlige Werte beschränkt sind. Aufgrund des Datenflusses können die Messwerte darüber hinaus nicht in die Regelung der WP-Förderpumpen einbezogen werden, weshalb eine Differenztemperaturregelung des Volumenstroms nicht möglich ist.

Die Abbildung 1-37 zeigt das Quellenseitige Hydraulikschema und die installierte Messtechnik. Neben den eingezeichneten Temperaturfühlern ist für die Vor- und Rücklaufleitungen von Wärmepumpen und Wärmequellen jeweils unmittelbar vor Anschluss an den Verteiler beziehungsweise Sammler ein Temperaturfühler vorhanden. Solesseitig werden Pt100 4-Leiter Temperaturfühler mittels Tauchhülsen verwendet.

Die Abbildung 1-40 stellt das Datenflussschema mit Messwerterfassung, -verarbeitung und -übermittlung der Feldtestanlage dar. Anhand dieses Schemas sollen nachfolgend die relevanten Komponenten und Schnittstellen erörtert werden. Es bestehen insgesamt

drei Controller, welche Aufgaben der Datenerfassung, -verarbeitung und -übertragung oder Regelung übernehmen, diese sind in Rot dargestellt. Komponenten zur Datenübertragung und -speicherung sind in blau und Oberflächen zur Datenvisualisierung sind in grün abgebildet.

Modulierende Sole-Wärmepumpe
und kombinierte Wärmequellen
(Viessmann)

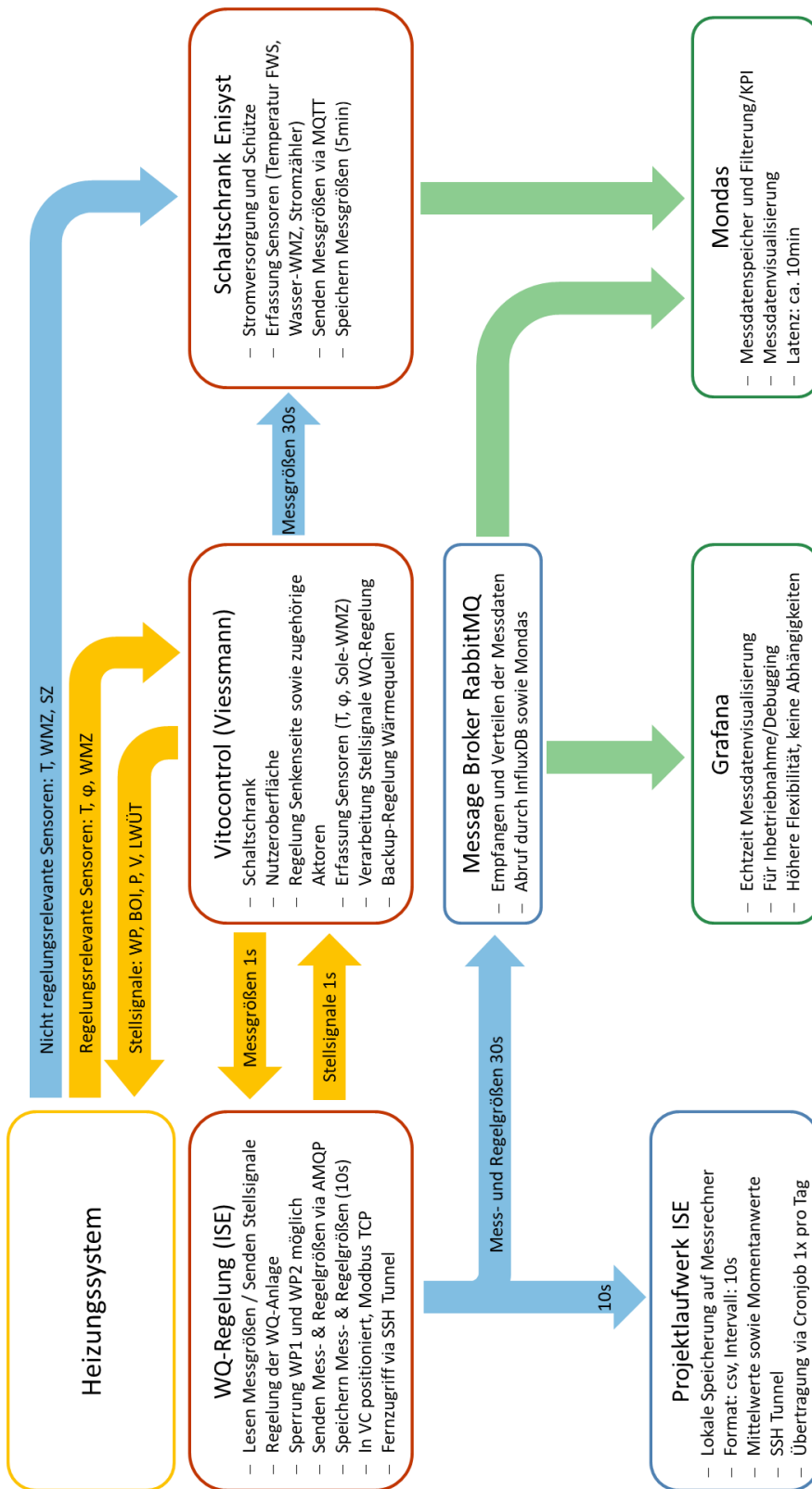
Aufgrund der Anforderungen an die Mess-, Steuer- und Regelungstechnik (MSR) und die elektrische Leistungsversorgung der Aktoren sowie der beschränkten Platzverfügbarkeit im Heizungskeller, war eine Aufteilung der Hardware auf zwei Schaltschränke erforderlich. Ein Schaltschrank der Firma Enisyst (rot, rechts) ist für die elektrische Spannungsversorgung inklusive Stromzählung vorgesehen und beinhaltet darüber hinaus Messwertaufnehmer für die nicht regelungsrelevante Messtechnik. Diese umfasst die wasserseitigen Wärmemengenzähler sowie die Temperatursensoren an der Frischwasserstation. Zudem dient der Enisyst Schaltschrank zur Speicherung und Übermittlung der Messdaten an eine Mondas-Datenbank des Fraunhofer ISE (Protokoll MQTT) im Rahmen des Quartierskonzepts. Für diesen Zweck werden die auf der quartiersebene relevanten Messgrößen von der Vitocontrol (siehe unten) im 30-Sekunden Takt gesendet (Protokoll Modbus TCP). Ferner dient der Schaltschrank zur Anbindung an die Quartiers-Leittechnik.

Für die Regelung der Anlage wird eine Viessmann Vitocontrol 200-M (rot, Mitte; s. Kapitel 1.4.2) genutzt. Diese beinhaltet die Buskoppler für die Erfassung der Regelungsrelevanten Messtechnik (Temperatur, Feuchte sowie solesseitige WMZ) und das Senden der Steuersignale sowie die auf SPS basierende Regelung mit Benutzeroberfläche. Im ersten Betriebsjahr werden durch die Vitocontrol die Wärmeerzeuger sowie die Wärmeabnahme geregelt, nicht aber die Wärmequellenseite. Diese wird durch einen objektorientierten Python-Code der im Rahmen dieser Arbeit entwickelten und implementierten Wärmequellen-Regelung geregelt, um Inbetriebnahme, Debugging und Verbesserung des Reglers flexibel und schnell zu ermöglichen.

Die Wärmequellen-Regelung wird auf einem Linux-Rechner (1 Ghz AMD Quad-Core 64 Bit, 4 GB Ram DDR3, 64 GB SSD mSATA, Abmaße Gehäuse: 17 cm x 16 cm x 3 cm) des Fraunhofer ISE ausgeführt, welcher keine weitere MSR Hardware beinhaltet (rot, links). Für diesen Zweck besteht eine bidirektionale Live-Schnittstelle (Protokoll Modbus TCP) zur Vitocontrol. Im 1-Sekunden Takt werden sämtliche Messgrößen der Vitocontrol an die WQ-Regelung gesendet und die Stellsignale der quellenseitigen Aktoren zur Steuerung der Aktoren an die Vitocontrol zurückgespielt. Es werden folgende Aktoren durch die WQ-Regelung angesteuert:

- Förderpumpe EWS
- Förderpumpe LWÜT
- Ventilator Drehzahl und -drehrichtung LWÜT
- Lamellenheizstab und Sole-Heizstäbe zur LWÜT-Abtauung
- 3/2-Wege-Ventile $V_{LWÜT,VL}$ und $V_{LWÜT,RL}$
- Sperrsignale für Folge-Wärmepumpe und Wärmepumpen-Kaskade

Der Linux Controller dient darüber hinaus der Datenspeicherung. Es werden die Messgrößen sowie sämtliche internen Größen der WQ-Regelung im 10-Sekunden Takt gespeichert (Format csv), um eine Nachvollziehbarkeit der historischen Regelungsentscheidungen zu gewährleisten und das Debugging zu verbessern. Zudem bildet der Controller die Schnittstelle an das Fraunhofer ISE. Via SSH-Tunnel ist ein remote Zugang auf die Konsole zum Übertragen und Ausführen der Python-Regelung gegeben. Die Messfiles und Logfiles werden täglich via Cron-Job auf Server des Fraunhofer ISE gespiegelt. Zusätzlich werden die genannten Größen im 30-Sekunden Takt via AMQP Protokoll an den Message Broker RabbitMQ gesendet und in die Datenbank influxDB geschrieben. Diese dient dem Abruf und der Live-Visualisierung durch die Open Source Software Grafana. Zudem werden die mittels RabbitMQ empfangenen Daten zur Messdatenspeicherung, -verarbeitung und -visualisierung durch die Mondas Datenbank abgerufen.



Modulierende Sole-Wärmepumpe
und kombinierte Wärmequellen
(Viessmann)

Abbildung 1-40 Datenflussschema der Messwertübermittlung und -speicherung (Blau). Schaltschranke/ Messwerterfassung/Controller in Rot, Datenaustausch Regelung in Gelb und Datenvisualisierung und -verarbeitung in Grün.

Sämtliche Stromzähler haben die Genauigkeitsklasse B nach Measurement Instruments Device (MID) und damit innerhalb den vorliegenden Betriebstemperaturen (5 bis 30°C) eine Fehlergrenze von 2 %. Der Gaszähler hat die Genauigkeitsklasse 1,5 nach MID und somit im Bereich typischer Durchflüsse (> 10 % des nominalen Durchflusses) eine Fehlergrenze von 1,5 %. Für die Berechnung der Gesamtunsicherheit der Energie des Gases wird darüber hinaus ein pauschaler Unsicherheitsbeitrag des Brennwertes von 1 % zugrunde gelegt. Für die Ermittlung der Wärmeabgabe des Gaskessels wird darüber hinaus ein pauschaler Unsicherheitsbeitrag des berechneten Nutzungsgrades von 5 % berücksichtigt. Es resultiert mittels Fehlerfortpflanzung eine Gesamtunsicherheit von 1,8 % für die Gasenergie und von 5,3 % für die Wärmeabgabe des Gaskessels.

Modulierende Sole-Wärmepumpe
und kombinierte Wärmequellen
(Viessmann)

Für die zur Bewertung herangezogenen Berechnungsgrößen wird ebenso die Gesamtunsicherheit mittels Fehlerfortpflanzung bestimmt. Für die Arbeitszahl 1 und 3 resultiert eine identische Gesamtunsicherheit von 3,75 %, da die Unsicherheit für alle berücksichtigten elektrischen Energien 2 % beträgt und damit zu identisch Teilen einget. Es wird hierbei pauschal die größere Unsicherheit des WMZ der WP2 einbezogen und somit die maximale Unsicherheit angegeben. Für den Anteil der Wärmepumpen an der Wärmebereitstellung beträgt die Gesamtunsicherheit 5,1 %. Die zur Bewertung herangezogenen, spezifischen CO₂-Emissionen werden mit einem pauschalen Unsicherheitsbeitrag von 5 % angenommen. Für die Gesamtunsicherheit der absoluten CO₂-Emissionen resultiert durch unterschiedliche Fehlergrenzen für elektrische Energie und Gasenergie 5,4 beziehungsweise 5,3 %. Vereinfacht wird für beide CO₂-Emissionen 5,4 % zugrunde gelegt.

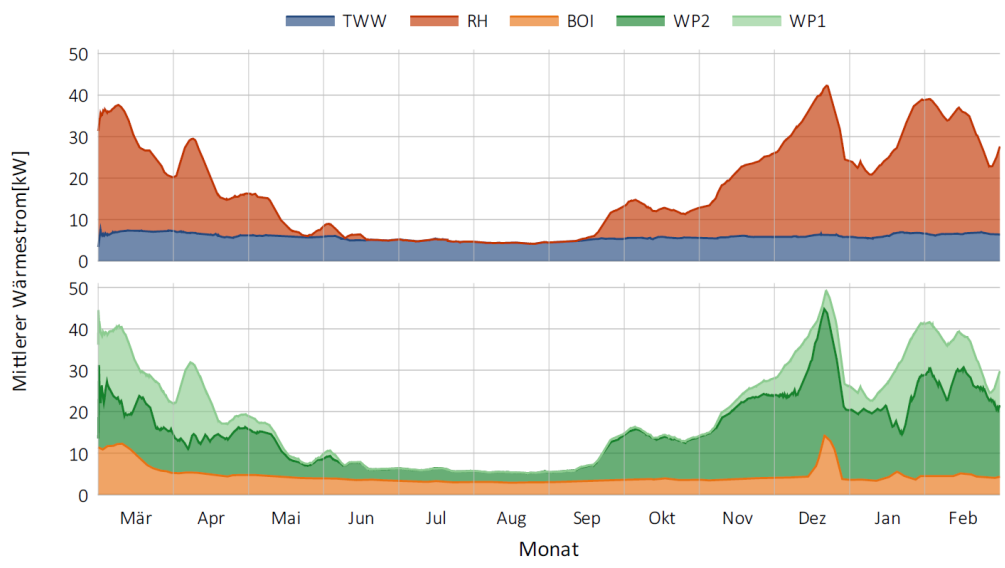
1.4.4 Betriebsüberwachung und Optimierung der Regelung (ISE)

Der Schwerpunkt dieses Arbeitspakets sollte ursprünglich auf Analyse und Optimierung der Wärmequellenregelung des Demonstrators liegen. Mit dessen Inbetriebnahme wurde jedoch schnell deutlich, dass es zuerst auf der Senkenseite großen Verbesserungsbedarf gab. Da sich das senkenseitige Betriebsverhalten auch direkt auf den Betrieb der Wärmequellenanlage auswirkt, lag daher der Fokus zu Beginn auf Detektion von Fehlbetrieben und Optimierungsmöglichkeiten auf der Senkenseite. Im Detail sind diese in [13] dokumentiert.

Die nachfolgenden Ausführungen adressieren im ersten Abschnitt die Senkenseite u.a. mit den Deckungsbeiträgen der Wärmeerzeuger, den Temperaturniveaus und den Effizienzwerten. Darüber hinaus enthält dieser Abschnitt auch eine ökologische Bewertung des Betriebs des MQWPS im Vergleich zum Betrieb eines Gaskessels. Im zweiten Abschnitt werden das Betriebsverhalten und die durchgeführten Verbesserungen auf Seiten der Wärmequelle beschrieben. Der Auswertungszeitraum beginnt am 01.03.2022 und endet am 28.02.2023. Die nachfolgenden Beschreibungen, sowohl zur Wärmenutzungsanlage als auch zur Wärmequellenanlage, sind [13] entnommen. [13] enthält zudem weiterführende Analysen. An dieser Stelle werden die Hauptergebnisse zusammengefasst.

Analyse der Wärmenutzungsanlage

Die Abbildung 1-41 stellt das Verhalten des bivalenten Wärmepumpensystems anhand des gleitenden Wochenmittels der Wärmeleistungen dar. Oben sind die Verbraucher Raumheizung (rot) und TWW (blau) und unten die Erzeuger Gasbrennwertgerät (orange), Wärmepumpe 1 (hellgrün) und Wärmepumpe 2 (dunkelgrün) dargestellt. Es ist ersichtlich, dass das Gasbrennwertgerät etwa die Hälfte der TWW-Grundlast trägt und die WP2 der Hauptwärmeerzeuger ist. Die WP1 läuft ausschließlich in der Heizperiode und deckt hier zumeist die Spitzenlast ab (bspw. April). Zwischen Mitte Juni und Mitte September liegt ausschließlich TWW-Last vor. Im Dezember zeigt sich bei sehr geringen Außentemperaturen eine Unterstützung des Heizkreises durch das Gasbrennwertgerät. Gegenüber der Jahressimulation im Kapitel 1.3.3 zeigen sich geringere Leistungsspitzen in der Heizperiode.



 Modulierende Sole-Wärmepumpe
 und kombinierte Wärmequellen
 (Viessmann)

Abbildung 1-41 Gleitendes Wochenmittel Messreihe Auswertungszeitraum: Wärmeleistung der Verbraucher (oben) TWW (blau) und Raumheizung (rot) sowie der Erzeuger (unten) Gasbrennwertgerät (orange), Wärmepumpe 1 (hellgrün) und Wärmepumpe 2 (dunkelgrün); aus [13].

Die Jahreswärmeverbräuche betragen 102,4 MWh für Raumheizung und 50,2 MWh für TWW. Zuzüglich der Speicherverluste von 16,3 MWh wird von den Wärmeerzeugern eine Gesamtenergie von 168,9 MWh erzeugt. Die Abbildung 1-42 stellt die abgegebene Wärmemenge der Wärmeerzeuger WP1 (hellgrün), WP2 (dunkelgrün) und Gasbrennwertgerät (BOI, orange) aufgeteilt nach Raumheizung (RH) und Trinkwarmwasser (TWW) dar. Darüber hinaus sind in Zahlenwerten die JAZ3 (Erläuterung Bilanzgrenze anhand Abbildung 1-33) Werte ausgewiesen. Die mittlere JAZ3 der Wärmepumpen beträgt 3,25, beziehungsweise 3,29 für Raumheizung und 3,11 für TWW.

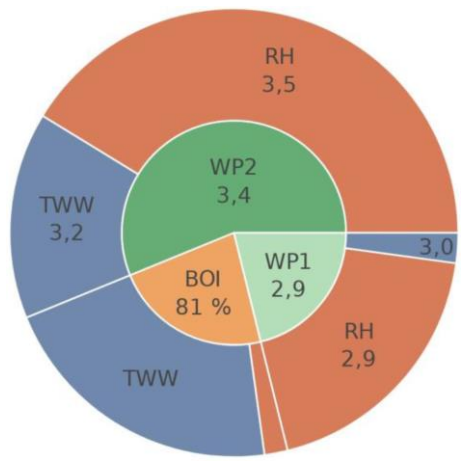


Abbildung 1-42 Wärmemengen WP1, WP2 und Gaskessel nach TWW, RH und JAZ3, Nutzungsgrad aus [13].

Die flexiblere, kleine WP2 weist gegenüber WP1 einen deutlich größeren energetischen Anteil an der WP-Gesamtwärmemenge (WP1: 36 MWh/a und WP2: 95 MWh/a) als auch deutlich mehr Betriebsstunden (WP1: 999 h/a und WP2: 3248 h/a) auf. Dass die WP1 zudem geringere JAZ3 Werte im RH-Betrieb aufweist, ist darauf zurückzuführen, dass diese bei hoher Heizlast und somit geringen Außentemperaturen überwiegend mit der Wärmequelle Außenluft zum Einsatz kommt. Das Gasbrennwertgerät hat einen mittleren

Nutzungsgrad von 81 % und einen Anteil von 23 % an der Wärmebereitstellung. Der Anteil am TWW beträgt 55 %, dahingegen liegt der RH-Anteil bei nur 2 %.

 Modulierende Sole-Wärmepumpe
 und kombinierte Wärmequellen
 (Viessmann)

Die Abbildung 1-43 zeigt den monatlichen, spezifischen Wärmeverbrauch für Raumheizung (Säule, rot) und Trinkwarmwasser (Säule, blau). Neben der auf die Wohnfläche bezogenen Wärmemenge (oben) sind im Diagramm in Zahlenwerten die prozentualen Anteile der beiden Betriebsmodi angegeben. Unten sind die energetisch gewichteten Mittelwerte der Wärmepumpen-Vorlauftemperatur im Raumheizungsmodus (Kreise, hellrot) und TWW-Modus (Kreise, hellblau) sowie die Heizkreis-Vorlauftemperaturen (Dreieck, rot) dargestellt.

Das Diagramm zeigt in der Heizperiode (Oktober – April) einen ausgeprägten RH-Anteil von 56 bis 82 % und im Mittel 75 %, wobei die TWW-Energie mit circa 2 kWh/m² relativ konstant bleibt. Der TWW-Verbrauch fällt im August auf ein Minimum von 1,5 kWh/m². Der mittlere TWW-Anteil für den gesamten Auswertungszeitraum beträgt 33 %. Der absolute TWW-Verbrauch ist gegenüber dem Bestandsverbrauch aus 2014 – 2018 um 22 % auf 49,8 MWh/a beziehungsweise 23,6 kWh/(m²a) zurückgegangen.

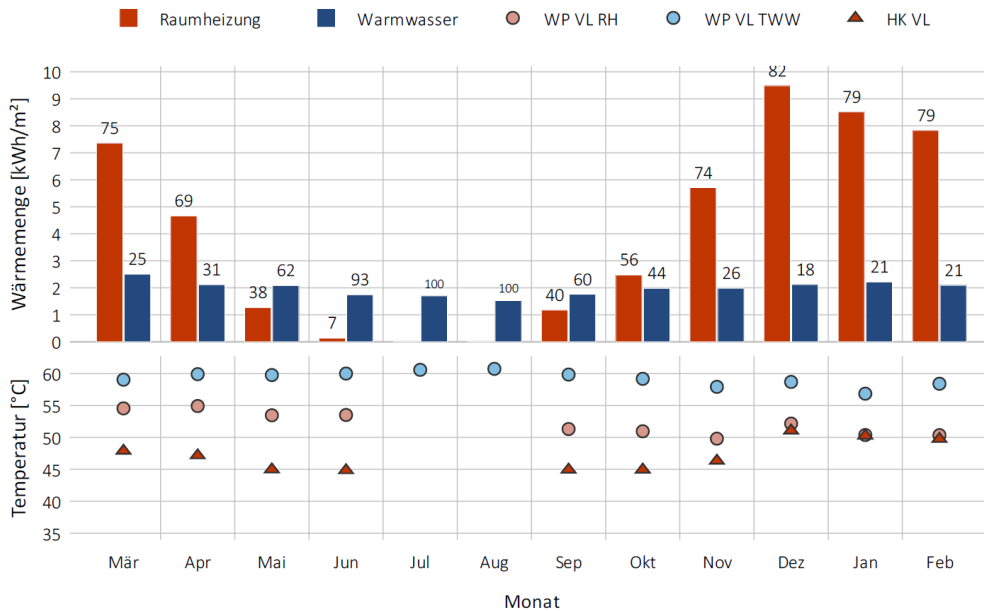


Abbildung 1-43 Monatlicher spez. (je 2107 m²Wfl) Wärmeverbrauch RH und TWW mit Prozentzahlen (oben) sowie energ. gew. Temperaturen WP VL für RH und TWW sowie Heizkreis-VL (unten); aus [13].

Die sekundäre WP-Vorlauftemperatur zeigt eine über die Monate relativ konstante Beladetemperatur der Speicher 1 und 2 mit im Mittel 59°C. Aufgrund einer angepassten WP-Kaskadenregelung im TWW-Betrieb, ist in der Heizperiode 2022/2023 ein Rückgang um 1 bis 2 K ersichtlich. Die Inbetriebnahme zeigte, dass eine weitere Erhöhung der WP-Vorlauftemperatur eine Störung der Geräte verursachen würde. Im stabilen Betrieb sind maximale Speichertemperaturen von 62°C erreichbar. Dies verdeutlicht, dass eine alleinige TWW-Bereitstellung in der vorliegenden Systemtopologie durch die genutzten Wärmepumpen nicht möglich ist (erforderlich sind 68°C). Die Heizkreistemperaturen sowie die WP-Vorlauftemperatur im Raumheizungsbetrieb zeigen die erwartete Außentemperaturabhängigkeit der Heizkurve. Durch die Limitierung auf minimal 45°C und moderate Mitteltemperaturen im Winter, besteht eine geringe Varianz. Es ist ersichtlich, dass die WP-Vorlauftemperatur von März bis Mai eine hohe Übertemperatur von 7 bis 9 K gegenüber dem HK-Vorlauf aufweist. Nach Anpassung der RH-Hysterese zur Heizperiode 2022/2023 geht diese deutlich auf 3 bis 6 K zurück. In den Monaten Dezember bis Februar besteht keine Übertemperatur. Dies wird darauf zurückgeführt, dass aufgrund

geringer Außentemperaturen phasenweise eine Unterschreitung der Solltemperatur im Speicher 3 und somit eine Beimischung aus dem Speicher 1 (Anteil Gasbrennwertgerät) erfolgt.

 Modulierende Sole-Wärmepumpe
 und kombinierte Wärmequellen
 (Viessmann)

Die Abbildung 1-44 stellt die spezifischen Wärmemengen (oben) von WP (linke Balken) und Gasbrennwertgerät (rechte Balken) differenziert nach RH (rot), TWW (blau) sowie Verlusten (grau) dar. Zudem sind im unteren Diagramm die prozentualen Anteile der WPs sowohl gesamt (Kreis, grün) als auch differenziert nach RH (Raute, rot) und TWW (Dreieck, blau) dargestellt.

In der Heizperiode (Oktober – April) wird zwischen 74 und 88 % und im Mittel 82 % der Wärmemenge durch die WPs bereitgestellt. Dabei liegt der WP-Anteil an der RH-Bereitstellung nahezu in allen Monaten bei 99 bis 100 %. Im März liegt ein deutlich geringerer Anteil von 91 % vor, da die Spitzenlastbeimischung erst am 17.3.22 verbessert wurde [13]. Im Dezember geht der Anteil auf 96 % zurück. Dies ist auf die zeitweise, sehr kalten Außentemperaturen (5 % Quantil im Dezember: -2,7°C) zurückzuführen. Aufgrund der geringen Temperaturen stand die Wärmequelle Außenluft nicht permanent zur Verfügung, sodass bei einer nicht ausreichenden Wärmeleistung der verfügbaren Wärmepumpe (WP2 mit Wärmequelle Erdreich) eine Beimischung des Gasbrennwertgeräts notwendig war. Im Dezember zeigt sich weiterhin ein Rückgang des WP-Anteils am TWW auf 37 %, welcher auf die gleiche Ursache zurückgeht.

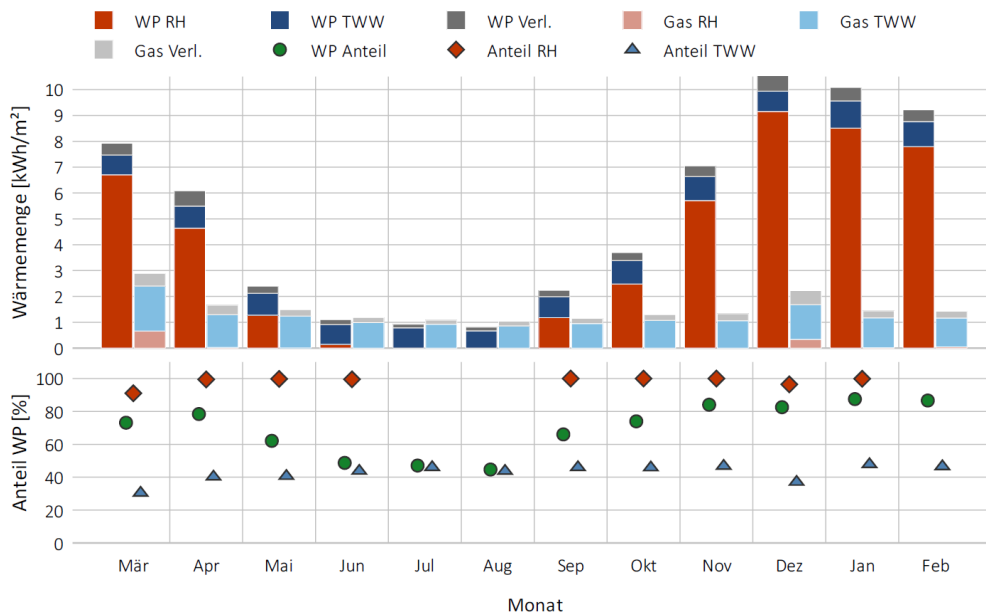


Abbildung 1-44 Oben: Monatliche spez. (je 2107 m²Wfl) Wärmeerzeugung WP / Gasheizung nach RH/TWW und Verlusten. Unten: relativer Anteil WP an Gesamtwärmeerzeugung sowie an RH/TWW; aus [13].

Vom 17.3. bis 24.3. wurde zudem schrittweise die Regelung der Wärmeerzeuger im TWW-Betrieb optimiert. Ein Vergleich des WP-Anteils am TWW zu diesen Zeitpunkten zeigt eine Steigerung von 24 % (< 17.3.) über 39 % (> 17.3.) auf 43 % (> 24.3.), also insgesamt eine Verbesserung um 75 %. Ab Juni wird ein konstanter WP-Anteil zwischen 44 und 48 % erreicht. Dies stellt unter den vorliegenden Temperaturverhältnissen die den maximalen WP-Anteil dar. Der Rückgang im August auf 44 % wird auf den reduzierten TWW-Verbrauch im August (1,5 kWh/m²) zurückgeführt, wodurch sich die Randbedingungen für den WP-Betrieb verschlechtern. Eine reduzierte TWW-Zapfung führt zu höheren TWW RL Temperaturen, somit weniger Entladung des TWW Speicher 2 und folglich zu weniger Beladezyklen durch die WPs. Der gesamte WP-Anteil konnte im März durch die Optimierungen am 17.3. von 70 % auf 82 % angehoben werden. Hinsichtlich

des gesamten WP-Anteils ist festzustellen, dass dieser in der Heizperiode 2022 im Monat April ein Maximum von 78 % erreicht und anschließend wieder auf bis 45 % im August abfällt. Hintergrund ist der temperaturbedingt limitierte Anteil der WP am TWW. Folglich geht der WP-Anteil mit sinkendem RH-Verbrauch zurück. In der Heizperiode 2022/2023 werden bei dominierendem RH-Verbrauch ab November durchgehend WP-Anteile von über 80 % erreicht.

Anhand des tageskumulierten Stromverbrauchs der WPs, des Strom- und Gasverbrauchs des Gasbrennwertgeräts sowie der spezifischen CO₂-Emissionen von Strom und Gas (Strom 370 g/kWh, Gas 247 g/kWh [50,51]) können den gemessenen Strom- und Gasverbräuchen CO₂-Emissionen zugeordnet werden. In Abbildung 1-45 sind diese spezifisch bezogen auf die zugehörige Wärmebereitstellung über der Außentemperatur aufgetragen. Die spezifischen CO₂-Emissionen der WPs liegen zwischen 90 und 135 g_{CO2}/kWh_{th} und betragen auf den gesamten Auswertungszeitraum bezogen 113 g_{CO2}/kWh_{th}. Die Emissionen des Gasbrennwertgeräts reichen von 280 bis 320 g_{CO2}/kWh_{th} im Bereich 0 bis 10°C Außentemperatur bis 340 g_{CO2}/kWh_{th} und betragen für die gesamte Auswertungsphase 306 g_{CO2}/kWh_{th}. Während steigende Außentemperaturen bedingt durch geringere Systemtemperaturen und höhere Quellentemperaturen die Effizienz der WPs steigern und damit deren Emissionen reduzieren, hat die abnehmende Auslastung auf das Gasbrennwertgerät den umgekehrten Effekt. Je geringer die Last und damit die Auslastung, desto höher die Emissionen, da der relative Einfluss der lastunabhängigen Verluste zunimmt. Es ist offensichtlich, dass die spezifischen CO₂-Emissionen des Gasbrennwertgeräts durchgängig deutlich höher sind als für die WPs. Die spezifischen CO₂-Emissionen innerhalb der Auswertungsphase liegen um Faktor 2,7 über den CO₂-Emissionen der Wärmepumpen.

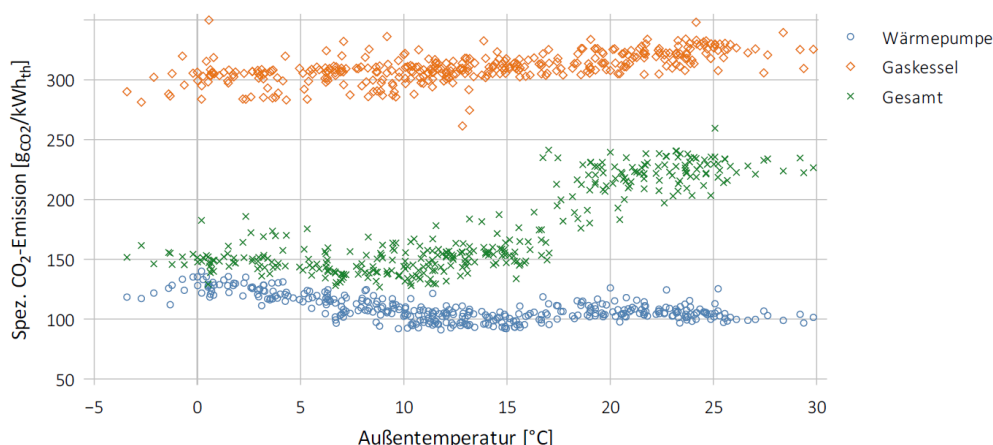


Abbildung 1-45 Tagesweise, spezifische CO₂-Emissionen von Wärmepumpen (o, blau), Gasbrennwertgerät (Raute, orange) sowie gesamt (x, grün) über der Außenluft aus [13].

Anhand der Gesamtemissionen ist ersichtlich, dass diese ab 18°C Außentemperatur sehr sprunghaft ansteigen, im energetisch gewichteten Mittel von 149 g_{CO2}/kWh_{th} unter 18°C auf 218 g_{CO2}/kWh_{th} oberhalb von 18°C. Dies kann auf die Heizgrenztemperatur von 18°C und die bereits diskutierte Beschränkung des WP-Anteils am TWW von etwa 45 % zurückgeführt werden. In diesem Bereich verschieben sich folglich sprunghaft die Anteile der Wärmeerzeuger, während deren spezifische Emissionen sich nur geringfügig ändern.

Analyse der Wärmequellenanlage

Die Abbildung 1-46 zeigt die Aufteilung der bereitgestellten primärseitigen WP-Wärmemenge differenziert nach Quelle (innen) und Betriebsmodus (außen). Zudem ist jeweils als Zahlenwert die Jahresarbeitszahl 3 zugewiesen. Die Jahresenergie von LWÜT und EWS liegen mit 48 MWh und 44 MWh nahezu gleichauf. Die Abbildung 1-47 zeigt ergänzend ein Sankey-Diagramm der thermischen und elektrischen Energieströme auf der Primärseite der Wärmepumpen je Wärmequelle und Betriebsmodus. In Zahlenwerten sind die zugehörigen absoluten Energien benannt. Es wird zwischen der elektrischen Energieaufnahme der Verdichter (El. Verdichter) sowie der Hilfsenergie (El. Hilf, entsprechend der Bilanzgrenze der JAZ3) unterschieden, wobei diese den einzelnen Betriebsmodi zugeordnet wird. Der Quellenaustausch wird im Sankey-Diagramm lediglich in Richtung der EWS dargestellt, da im Auswertungszeitraum mit circa 70 kWh sehr wenig Abtauung des LWÜT mittels EWS auftrat (vgl. Abbildung 1-51). Hierbei wird zum einen der direkte Wärmestrom LWÜT>EWS von 1,6 MWh (blau) sowie der aus dem Mischbetrieb indirekt resultierende Wärmestrom von 624 kWh (rot) in Richtung der EWS dargestellt.

 Modulierende Sole-Wärmepumpe
 und kombinierte Wärmequellen
 (Viessmann)

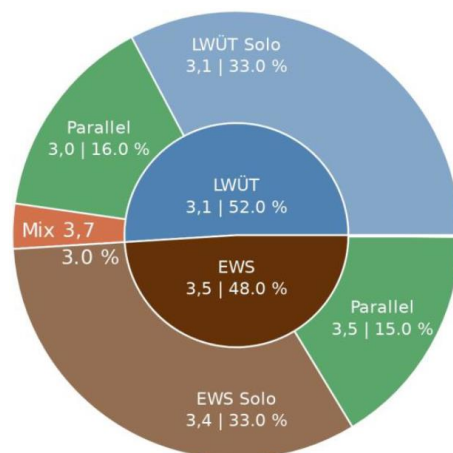


Abbildung 1-46 Primärseitige Wärmemenge WP (%) und JAZ3 je Quelle und Modus aus [13].

Die JAZ3 des Gesamtsystems im Auswertungszeitraum beträgt 3,25. Die JAZ3 zeigt für beide Quellen mit 3,07 (LWÜT) und 3,47 (EWS) eine Ausprägung entsprechend deren Temperaturniveaus. Dass die Differenz nicht noch größer ist, ist auf die Betriebsstrategie zurückzuführen, die mit dem Ziel der nachhaltigen Maximierung der Effizienz die jeweilige Quelle nach Möglichkeit unter vorteilhaften Bedingungen auswählt. Es ist ersichtlich, dass LWÜT und EWS mit 47,5 und 44,2 MWh nahezu zu gleichen Teilen zur primärseitigen Wärmemenge der Wärmepumpen beitragen. Für beide Quellen weist der Solo Betrieb mit 67 % (EWS) beziehungsweise 64 % (LWÜT) den größten Energieanteil auf. Hier besteht ein JAZ3 Unterschied von 0,35 Punkte. Für LWÜT entfallen weiterhin 29 % auf Parallel und 6 % auf Mix. Die EWS haben einen überwiegend negativen Anteil am Mischbetrieb (-616 kWh), da die Beimischung zur Reduktion der Primärtemperatur erfolgt, um die Betriebsgrenzen der WP zu gewährleisten. Der Mischbetrieb Mix weist mit 3,67 im Mittel die höchste JAZ3 auf. Wenngleich Mix der vorherrschende Betriebsmodus in der Sommerperiode ist (vgl. Abbildung 1-48, Unten), hat dieser mit unter 3 % einen sehr geringen Anteil an der gesamten WP-Primärwärmemenge. Diese wird zu sehr ähnlichen Teilen durch LWÜT Solo (33 %), EWS Solo (33 %) und Parallel (31 %) bereitgestellt.

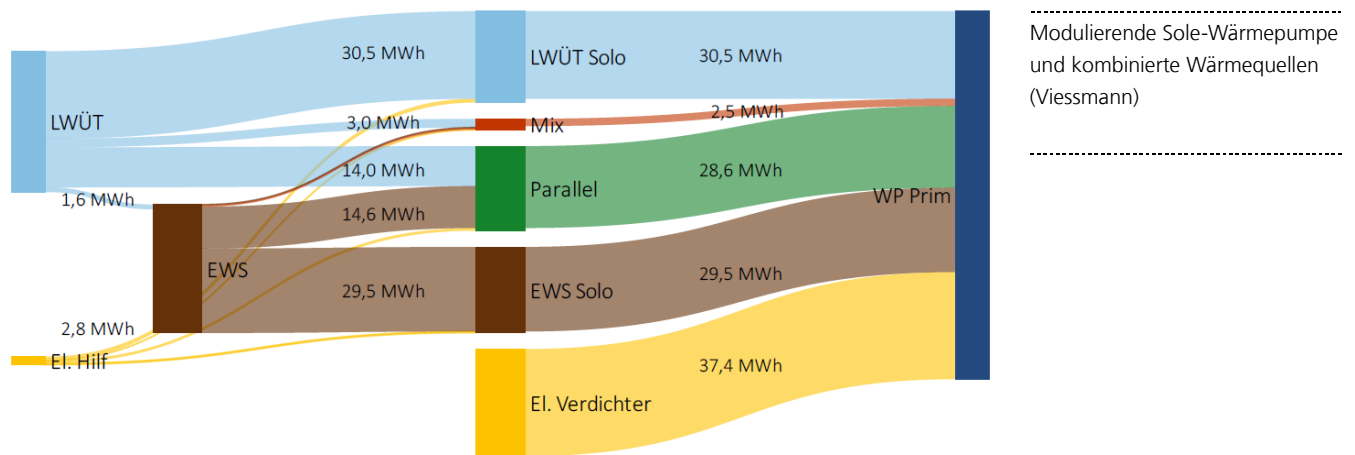
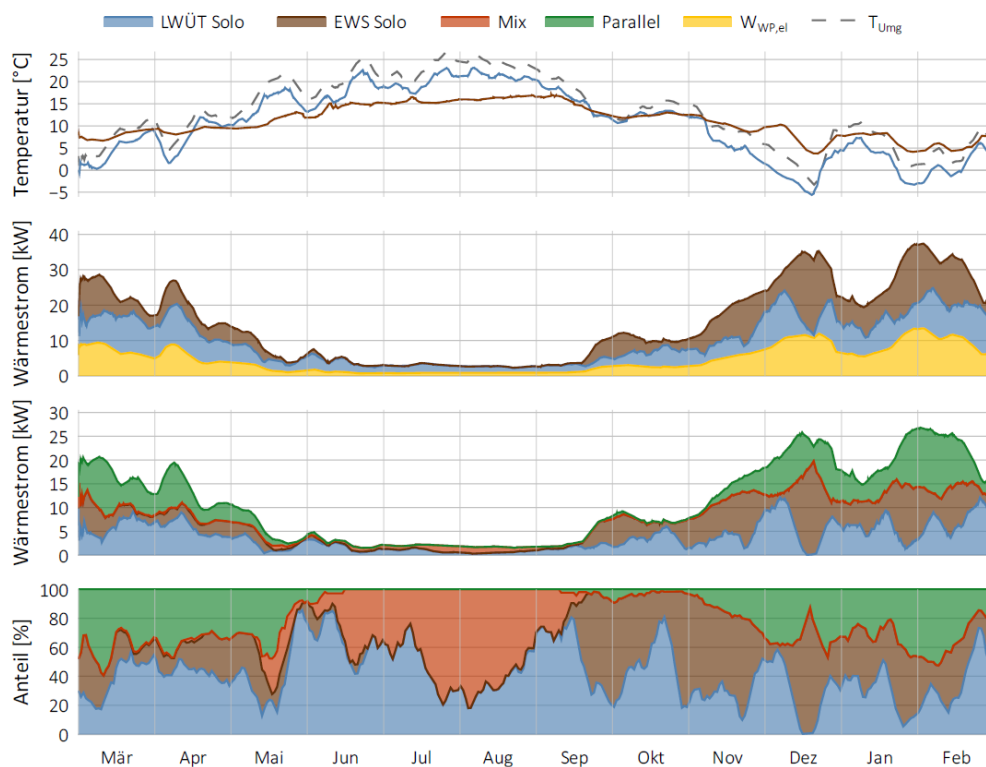


Abbildung 1-47 Sankey-Diagramm der primärseitigen Energieströme nach Wärmequelle und Betriebsmodus über den gesamten Auswertungszeitraum aus [13].

Für den Parallelbetrieb ist hervorzuheben, dass EWS 8 % mehr WP-Primärwärmemenge als LWÜT bereitstellt, obwohl die assoziierte WP2 (23,0 kW) 32 % weniger nominale Kälteleistung (BO/W35) als WP1 (33,6 kW) aufweist. Dies verdeutlicht die im Mittel deutlich höhere Quellentemperaturen der EWS und die daraus resultierende bessere Effizienz und somit höhere Quellenentzugsleistung der WP. Dies schlägt sich in der *JAZ3* nieder. Diese beträgt für LWÜT 2,98. Dahingegen liegt sie für EWS mit 3,54 um 0,56 Punkte beziehungsweise 19 % höher. Das hierdurch ausgeschöpfte Effizienzpotential der Quelle Erdreich wird erst durch den Parallelbetrieb erschlossen. Die gesamte *JAZ3* im Parallelbetrieb beträgt 3,24.

Den zeitlichen Verlauf des quellenseitigen WP-Betriebs zeigt die Abbildung 1-48 anhand des gleitenden Wochenmittels: Oben sind neben der Außentemperatur (grau, gestrichelt) die gewichteten Austrittstemperaturen von LWÜT (blau) und EWS (braun) dargestellt. Darunter ist die mittlere Wärmeleistung von LWÜT und EWS sowie die Verdichterleistung beider WPs abgebildet, sodass als Summe die WP-Heizleistung resultiert. Das dritte Diagramm von unten zeigt die mittlere Quellenleistung aufgeteilt nach Heizbetriebsmodus, mit LWÜT Solo in blau, EWS Solo in braun, Mischbetrieb in rot und Parallelbetrieb in grün. Im unteren Diagramm ist der Anteil dieser Leistung an der Gesamtleistung dargestellt.



Modulierende Sole-Wärmepumpe
und kombinierte Wärmequellen
(Viessmann)

Abbildung 1-48 Gleitendes Wochenmittel Messreihe Auswertungszeitraum. Oben: Außentemperatur (grau, gestrichelt) und Quellen-Austrittstemperaturen. 2. von oben: Wärmequellenleistung EWS (braun) und LWÜT (blau) sowie Verdichterleistung (gelb). 3. von oben: Quellenleistung nach Heizbetriebsmodus. Unten: Energie-
tischer Anteil der Heizbetriebsmodi; aus [13].

Es ist erkennbar, dass in der Heizperiode 2022 die Betriebsmodi LWÜT Solo und Parallel dominieren, wobei sich das Verhältnis mit sinkenden Außentemperaturen in Richtung Parallelbetrieb verschiebt. Mit dem Ende der Heizperiode ist eine deutliche Zunahme von LWÜT Solo erkennbar. Ab Mitte Juni tritt aufgrund steigender Außentemperaturen der Mischbetrieb in Erscheinung. Dieser dominiert die sommerliche Betriebsphase mit steigender Außentemperatur und bis zu 80 % Anteil im August. Die häufige EWS-Beimischung ist maßgeblich auf den Betrieb des LWÜT mit fester Ventilator-drehzahl zurückzuführen. Bei Regelung der Ventilatoren auf eine Temperaturspreizung sowie eine maximale Austrittstemperatur, wäre der Mischbetrieb auf Außentemperaturen oberhalb von circa 30°C und damit wesentlich weniger Betriebsstunden limitiert. Dies würde ebenso den Umfang der damit stattfindenden EWS-Regeneration reduzieren. Bei den vorliegenden Erdreich-eigenschaften mit sehr hohem Grundwasserfluss wäre dies jedoch nicht nachteilig.

EWS Solo zeigt in der Heizperiode 2022 geringe Anteile. Dies ist darauf zurückzuführen, dass unterhalb der Quellenbivalenztemperatur (vgl. Kapitel 1.3.3) von 4°C die Heizlast und damit der zeitgleiche Einsatz beider Wärmepumpen zunimmt, was in einem Parallelbetrieb resultiert. Die unterschiedliche Ausprägung des Parallelbetriebs im Mai gegenüber September / Oktober bei ähnlichen Außentemperaturen geht auf eine Umstellung der Wärmeerzeugerregelung in der TWW-Bereitstellung am 1.6.22 zurück. Ab Mitte September 2022 macht EWS Solo mit bis zu 80 % je nach Außentemperatur den Hauptanteil der Energiebereitstellung aus. Bis Mitte November gehen die hohen EWS Anteile bei mittleren Außentemperaturen oberhalb von 5°C überwiegend auf EWS als vorteilhafte Wärmequelle zurück (CON4_EWS_max_prio = True, Schaltweg 12, Abbildung 1-31). Diese Betriebsweise tritt in der Übergangszeit bei deutlichen Außentemperaturschwankungen zwischen Tag und Nacht ohne längere Perioden unterhalb der

Quellenbivalenztemperatur auf und führt somit zu sehr hohen und stabilen Primärtemperaturen. Diese prädiktive Regelungsentscheidung wurde Mitte April implementiert. Folglich ist auch zwischen April und Mai bei mittleren Außentemperaturen von circa 12°C eine lokale Zunahme von EWS Solo sichtbar.

 Modulierende Sole-Wärmepumpe
 und kombinierte Wärmequellen
 (Viessmann)

Von Mitte November bis Mitte Dezember zeigt sich ein sehr ausgeprägter Abfall der Außentemperatur. Hier nimmt zunächst der Parallelbetrieb auf bis 40 % zu. Ebenso nimmt LWÜT Solo zu, da EWS Solo als Vorteilhafteste Quelle nicht mehr zur Verfügung steht (CON4_EWS_max_prio = True, Schaltweg 12). In der kältesten Woche des Jahres vom 12.-19.12.2022 (Mitteltemperatur -3,3°C, 10%-Quantil -7,1°C) ist LWÜT für mehrere Tage größtenteils nicht einsatzfähig, da hierbei die minimale Eintrittstemperatur der WPs unterschritten würde. In dieser Woche geht der Anteil LWÜT Solo auf null zurück. Ebenso geht Parallel deutlich zurück, durch den gleitenden Mittelwert ist dieser Effekt abgedämpft. Im Januar und Februar besteht weiterhin hohe Heizlast (vgl. 2. und 3. Diagramm) und folglich ein Anteil von Parallel zwischen 30 und 50 %. Ab Mitte Februar steigt die Außentemperatur deutlich an, sodass auch der LWÜT Solo Anteil auf bis 70 % ansteigt.

Die Wärmequellentemperaturen zeigen erwartungsgemäß, dass LWÜT im Winter geringere und im Sommer höhere Temperaturen als EWS annimmt. Im September und Oktober zeigen beide Quellen gemittelt identische Temperaturen. Aufgrund der hier ausgeprägten Temperaturunterschiede zwischen Tag und Nacht, liegt real eine EWS Nutzung jedoch überwiegend dann vor, wenn diese Quelle wärmer als LWÜT ist. Es ist ersichtlich, dass die EWS Austrittstemperatur in Phasen hoher Last abnimmt, insbesondere Mitte Dezember. In der Kernheizperiode 2022/2023 liegt die Austrittstemperatur überwiegend bei 5°C und geht auf minimal 3°C (1%-Quantil) zurück. Das energetisch gewichtete Mittel der WP-Soleeintrittstemperatur beträgt im Auswertungszeitraum 6,6°C.

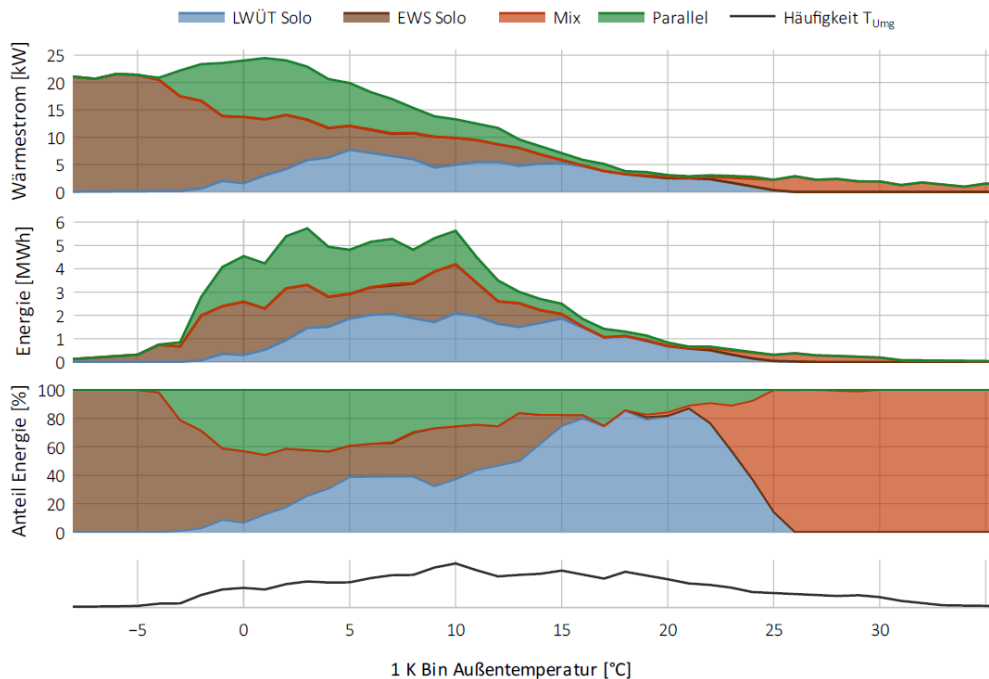


Abbildung 1-49 Primärseitige Wärmebereitstellung je 1 K Bin der Außentemperatur. Oben: mittlere Leistung, 2. von oben: kumulierte Wärmemenge, 3. von oben: mittlere Energieanteile. Jeweils je Heizbetriebsmodus. Unten: Häufigkeitsverteilung Außentemperatur; aus [13].

Um den Außentemperatureinfluss zu verdeutlichen, zeigt die Abbildung 1-49 über den 1 K Bins der Außentemperatur die mittlere Wärmequellenleistung (oben), die kumulierten Wärmemengen (mittel) sowie die in Abbildung 1-48 (unten) diskutierten

Energieanteile. Darunter ist zudem die Häufigkeitsverteilung der Außentemperatur dargestellt. Die mittlere Primärleistung reicht von circa 1,5 kW oberhalb von 30°C bis circa 25 kW bei 0°C. Unterhalb geht die Gesamtleistung durch eingeschränkte Verfügbarkeit der Quelle Außenluft geringfügig zurück. Bis 0°C hat aus diesem Grund EWS Solo den größten Anteil am mittleren Wärmestrom. Zwischen -4°C und 5°C hat Parallel hohe Anteile. Oberhalb von 10°C stellt LWÜT Solo den größten Anteil des Wärmestroms bereit. Am Knick bei 18°C ist die Heizgrenztemperatur gut erkennbar.

Modulierende Sole-Wärmepumpe
und kombinierte Wärmequellen
(Viessmann)

Die Energieanteile (Diagramm unten) über der Außentemperatur charakterisieren sehr gut die zugrundeliegende Betriebsstrategie des MQWPS anhand der Ausprägungen der einzelnen Heizbetriebsmodi. Oberhalb von 26°C herrscht ausschließlich der Mischbetrieb vor. Dies entspricht bei einer Grädigkeit des LWÜT von 4 K der in der WQ-Regelung festgelegten maximalen WP-Eintrittstemperatur von 22°C. Der Außentemperaturbereich 15 bis 22°C wird von der Wärmequelle Außenluft dominiert. Die in diesem Temperaturbereich vorliegenden Anteile des Parallelbetriebs gehen überwiegend auf die TWW-Erzeugung vor dem 1.6.22 zurück. Nach der Umstellung liegt im genannten Temperaturbereich ausschließlich LWÜT Nutzung vor. Unterhalb von 15°C wird LWÜT zunehmend von Parallel und EWS verdrängt. Hierbei nimmt der Anteil Parallel mit sinkender Temperatur und somit steigender Heizlast auf bis zu 45 % zu. Für EWS gibt es zwei Ausprägungen. Zum einen ist eine deutliche Zunahme unterhalb der Quellenbivalenztemperatur von 4°C mit 30 bis 100 % Anteil ersichtlich. Zum anderen steigt der Anteil zwischen 8 und 12°C an. Dies ist wie bereits oben beschrieben auf die Freigabe des Erdreichs als wärmere Quelle zurückzuführen (CON4_EWS_max_prio = True, Schaltweg 12). Dass EWS Solo unterhalb von -5°C Außentemperatur alleinige Wärmequelle ist, zeigt, dass hier die Einsatzgrenze von LWÜT liegt. Der Rückgang von Parallel ab 1°C könnte darauf zurückgehen, dass in diesem Temperaturbereich die Vereisung des LWÜT zunimmt, was ebenso die Einsatzfähigkeit reduziert.

Die Abbildung 1-50 stellt oben die spezifischen Wärmemengen je m² Wohnfläche der beiden Wärmequellen differenziert nach den vier Heizbetriebsmodi LWÜT Solo (blau), EWS Solo (braun), Parallelbetrieb (grün) sowie Mischbetrieb (rot) dar. Der Quelle LWÜT zugeordnete Werte sind je Monat links und diejenigen für EWS rechts dargestellt. In Zahlenwerten sind die prozentualen Anteile je Wärmequelle notiert. Das mittlere Diagramm zeigt die gewichteten Solemitteltemperaturen der WPs und das untere Diagramm die resultierenden MAZ3 Werte je Betriebsmodus.

Es ist ersichtlich, dass in den Heizperioden die Betriebsmodi LWÜT Solo, Parallelbetrieb sowie EWS Solo vorherrschen. Von Juni bis August ist LWÜT aufgrund hoher Außentemperaturen permanent vorteilhaft. EWS ist lediglich im Mischbetrieb beteiligt, wobei hier aufgrund der deutlich höheren Austrittstemperaturen des LWÜT durch EWS keine Wärmeabgabe sondern eine Wärmeaufnahme (negative Wärmemenge) und somit eine Regeneration des Erdreichs erfolgt. Während im März und April LWÜT und Parallel mit gleichen Anteilen dominieren, zeigt zwischen November und Januar EWS Solo gefolgt von Parallel die größten Energieanteile. Dass im Parallelbetrieb von November bis Januar mehr Wärme durch EWS bereitgestellt wird, obwohl diese die kleine WP2 versorgt, verdeutlicht die höhere Effizienz der Quelle Erdreich.

Der hohe Wärmeentzug aus dem Erdreich in der Heizperiode 2022/2023 geht zum einen auf eine angepasste Parametrierung der Wärmequellenregelung zur Erweiterung der EWS-Nutzung zurück. Durch Implementieren einer Prognose der zukünftigen Erdreichnutzung, wird das Erdreich ab April 2022 auch oberhalb der Quellenbivalenztemperatur (4°C) genutzt (CON4_EWS_max_prio, Schaltweg 12, Abbildung 1-31). Dies führt zu einer stärkeren Nutzung im Oktober und November. Zum anderen stellt der Außentemperaturverlauf eine Ursache dar. Zwischen Dezember und Februar konnte LWÜT aufgrund geringer Außentemperaturen zeitweise nicht genutzt werden. Dies führt zu einem höheren EWS Energieentzug. Erst im Februar nimmt der Anteil LWÜT Solo wieder zu.

Über den gesamten Auswertungszeitraum hat LWÜT mit 48 MWh (52 %) einen geringfügig höheren Anteil als EWS (44 MWh, 48 %). Auf die daraus resultierende Belastung des Erdreichs geht [13] in Kapitel 8.3 ein und stellt diese den Simulationsergebnissen gegenüber.

Modulierende Sole-Wärmepumpe und kombinierte Wärmequellen (Viessmann)

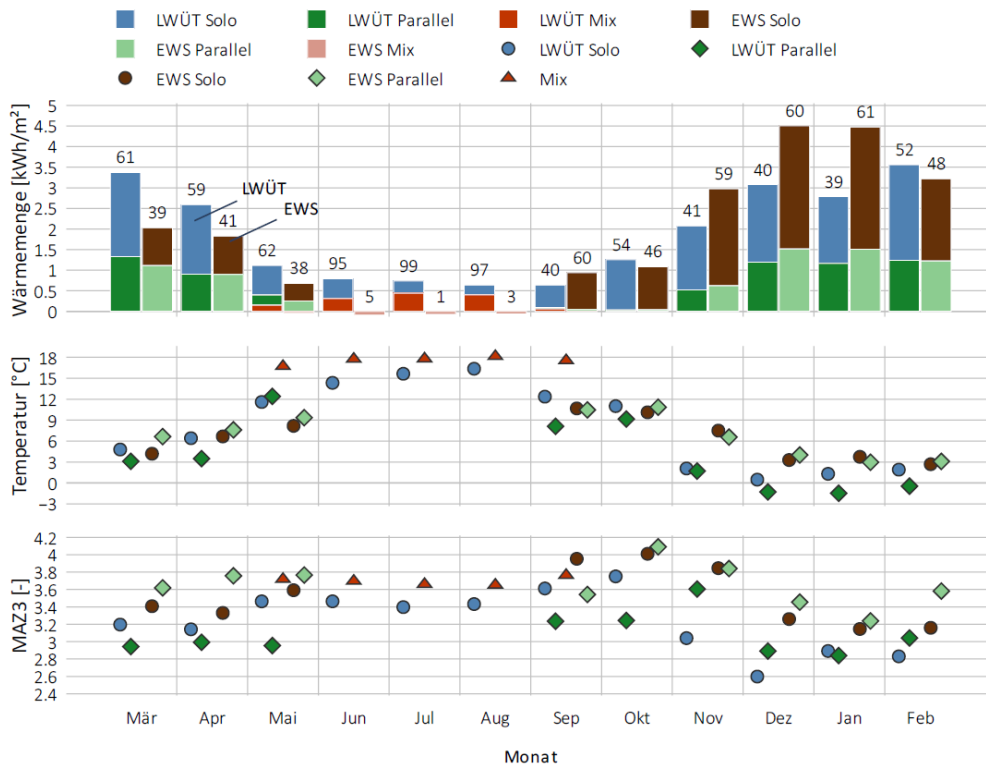


Abbildung 1-50 Oben: Monatliche spez. (je 2107 m²Wfl) Energiebereitstellung (positiv) und -einspeisung (negativ) je Betriebsmodus für die Wärmequellen LWÜT (linke Balken) und EWS (rechte Balken). Mitte: energetisch gewichtete Primärmitteltemperatur der WPs je Betriebsmodus. Unten: resultierende Arbeitszahl 3 je Betriebsmodus; aus [13].

Die den Betriebsmodi zugeordneten Temperaturen zeigen eine Außentemperaturabhängigkeit, wobei diese für LWÜT erwartungsgemäß deutlicher ausgeprägt ist. Die gewichtete Mitteltemperatur der Quelle Außenluft reicht von -1,5°C im LWÜT Parallelbetrieb im Dezember und Januar bis 18°C im August (LWÜT Solo). Die Quelle Erdreich zeigt die höchste Mitteltemperatur nach der Stillstandphase im Sommer mit 10 bis 11°C im September und Oktober. Mit fortschreiten der Heizperiode fällt die Temperatur schnell auf 4°C in Dezember und Januar und unter 3°C im Februar ab. Dahingegen liegen die Erdreichtemperaturen in März und April oberhalb von 5°C, da in der Heizperiode 2021/2022 durch die Inbetriebnahme sowie die zu diesem Zeitpunkt restriktivere Wärmequellenregelung keine vollständige Erdreichbelastung erfolgte.

Während EWS in Solobetrieb und Parallelbetrieb vergleichbare Temperaturen aufweist, zeigt LWÜT im Parallelbetrieb geringere Temperaturen als im Solobetrieb. Eine Ursache hierfür ist, dass LWÜT im Parallelbetrieb mit der großen WP1 und damit höherer Kältelast betrieben wird, während im Solobetrieb häufig die kleine WP2 zum Einsatz kommt. Zudem ist gut erkennbar, dass LWÜT im Parallelbetrieb deutlich geringere Mitteltemperaturen aufweist als EWS (Ausreißer Mai aufgrund TWW-Regelung). Die sehr hohen Temperaturen im Mischbetrieb (eine Temperatur für beide Quellen dargestellt) weisen auf, dass dieser Betriebsmodus nur bei sehr hohen Soletemperaturen vorherrscht. Deshalb werden in diesem Betriebsmodus die höchsten AZ3 Werte erreicht (vgl. Abbildung 1-46).

Die MAZ3 liegt für die Quelle Luft zwischen 2,60 im Dezember und 3,75 im Oktober. Die geringste MAZ3 ist auf geringe Außentemperaturen und elektrische Abtauung zurückzuführen. Die höchste MAZ3 geht auf hohe Außentemperaturen bei zugleich zunehmendem Raumwärmebedarf zurück, da die hierbei vorherrschenden geringen Sensentemperaturen vorteilhaft sind. Die EWS weisen die maximale MAZ3 ebenfalls im Oktober auf, was auf die gleichen Gründe zurückgeht. Diese beträgt 4,09 im Parallelbetrieb und 4,01 für EWS Solo. Die geringsten MAZ3 mit 3,14 und 3,16 resultieren entsprechend der Erdreichtemperaturen im Januar und Februar. Die Steigerung der MAZ3 im September gegenüber Mai für alle Betriebsmodi (bei geringer Differenz in den Primärtemperaturen und ähnlicher Lastaufteilung) wird auf Verbesserungen der WP-Beladehysterese im Juni 2022 zurückgeführt. Diese führt zu reduzierten Sekundärtemperaturen und verlängerten Beladephasen.

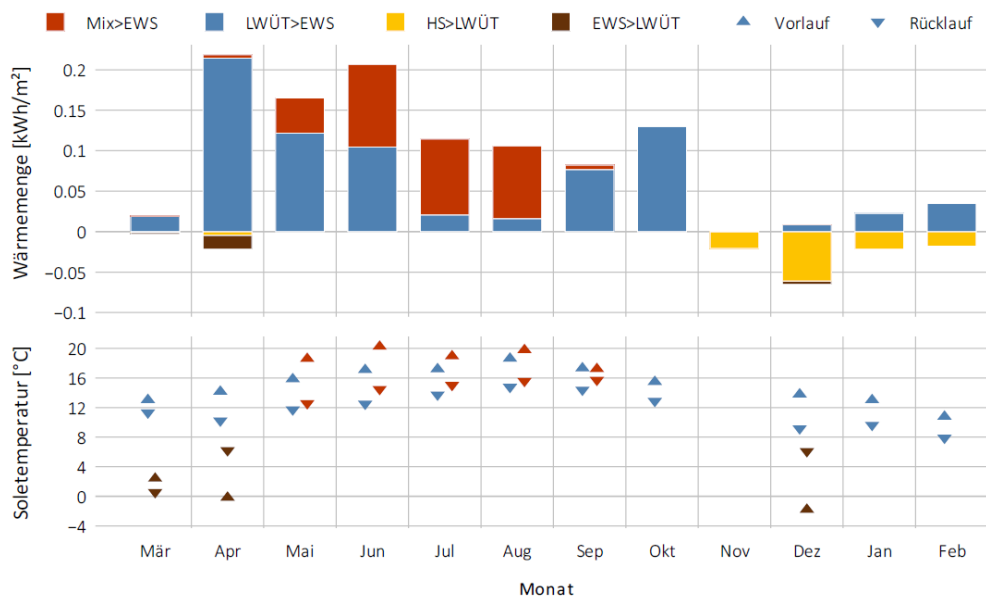


Abbildung 1-51 Oben: Monatliche spez. (je 2107 m²Wfl) Energiebilanz am LWÜT. Wärmeabgabe an EWS durch Mischbetrieb (rot) und Regeneration (blau) positiv. Abtauung durch Heizstab (gelb) oder EWS (braun) negativ. Unten: Vor- und Rücklauftemperaturen am LWÜT; aus [13].

Die monatlichen absoluten Wärmeströme zwischen den Quellen werden in der Abbildung 1-51 oben anhand einer Bilanz am LWÜT dargestellt. Es wird die künstliche Regeneration des Erdreichs aktiv durch LWÜT (LWÜT>EWS, blau) sowie passiv im Mischbetrieb (Mix>EWS, rot) gezeigt. Ferner werden die Abtauwärmemengen von Lamellenheizstäben (HS>LWÜT, gelb) und aus dem Erdreich (EWS>LWÜT, braun) dargestellt. Im unteren Diagramm sind zudem die gewichteten Vor- und Rücklauftemperaturen (Dreieck hoch bzw. runter) von LWÜT aufgeführt (keine Soletemperatur für Lamellenheizstab). Es ist ersichtlich, dass von April bis Oktober überwiegend eine Regeneration der EWS stattfindet. In den Monaten Juli und August mit sehr hoher Außentemperatur wird überwiegend durch Mischbetrieb passiv regeneriert. Dahingegen findet in der Übergangszeit die Regeneration primär als aktive Regeneration im Modus LWÜT>EWS statt. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die Freigabe zur aktiven Regeneration nur bei prognostizierter EWS Nutzung in den folgenden fünf Tagen erfolgt (vgl. Kapitel 1.3.3). Im gesamten Auswertungszeitraum werden 2,3 MWh Regenerationswärme (davon 1,6 MWh als aktive Regeneration) ins Erdreich eingebracht, dies entspricht einem Regenerationsgrad von 5 %. Der geringe Regenerationsgrad geht auf die dem hohen Grundwasserfluss angepasste Regenerationsstrategie zurück. Nutzen und Grenzen der Erdreichregeneration werden in [13] im Kapitel 8.3 näher untersucht. Die Temperaturen zeigen, dass die aktive Regeneration LWÜT>EWS bei Austrittstemperaturen von 11 bis 19°C (Mittel: 15°C) und einer

Spreizung von 1,7 bis 4,6 K (Mittel: 3,6 K) stattfindet. Dahingegen herrschen bei der passiven Regeneration Temperaturen von 18 bis 24°C (Mittel: 23°C) und Spreizungen von 5,3 bis 7,1 K (Mittel: 6,5 K) vor. Da letztere jedoch aufgrund der Volumenstrommischung nur mit einem Teilvolumenstrom betrieben wird, ist die Wärmeleistung wesentlich geringer. Die mittlere Wärmeleistung beträgt für LWÜT>EWS 14,4 kW und für die passive Regeneration 3,6 kW.

Modulierende Sole-Wärmepumpe
und kombinierte Wärmequellen
(Viessmann)

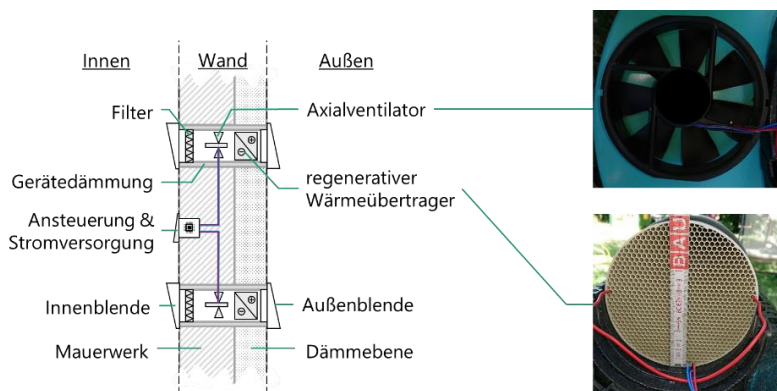
Die kumulierten Abtauenergien zeigen, dass die LWÜT Abtauung mehrheitlich durch die direktelektrische Abtauung mittels Heizbügeln erfolgt (267 kWh, 80 %). Die geringe Beteiligung der Niedertemperaturabtauung (67 kWh, 20 %) entspricht nicht dem erhofften Systemverhalten. Dies liegt zum einen an einer Testbetriebsphase in November und Dezember, in der die Wärmequellenregelung für mehr LWÜT Einsatz (Reduktion des Quellenbivalenzpunktes) und stärkere Reifbildung (Reduktion der Lüfterdrehzahl) manipuliert wurde. In dieser Phase wurde insbesondere Heizbügelabtauung geprüft und hierfür in der Regelung priorisiert. Zum anderen können jedoch auch systematische Gründe festgestellt werden: In der Kernheizperiode fehlen aufgrund der Wärmeerzeugerregelung notwendige Betriebspausen von LWÜT und EWS, sodass der Betriebsmodus EWS>LWÜT nicht gewählt werden kann. Ursachen und Potentiale werden in [13] im Abschnitt 8.2.3 diskutiert. Die Niedertemperaturabtauung findet bei Eintrittstemperaturen von circa 6°C statt. Die Austrittstemperatur LWÜT liegt im Mittel nahe oder sogar unter dem Gefrierpunkt. Aufgrund der hohen Spreizung wirkt ein initialer Wärmestrom von bis zu 50 kW. Im April sind es im Mittel 24 kW.

2 Optimierung und Bewertung von dezentralen alternierend arbeitenden Wohnungslüftungssystemen

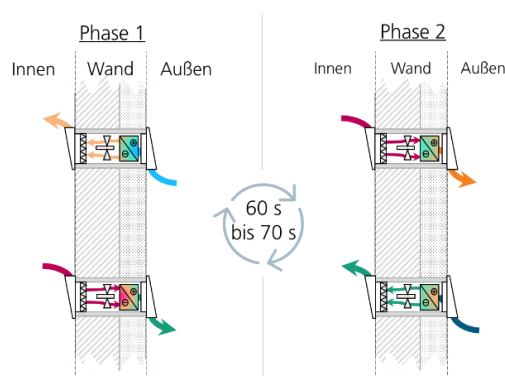
In diesem AP wurden drei Hauptziele verfolgt:

1. Simulationsbasierte Entwicklung optimaler Regelungsstrategien, um den besten Kompromiss zwischen Innenluftqualität, Energiebedarf und Schallpegel je nach Anwendungsbereich zu erreichen (AP 2.1).
2. Entwicklung eines Messverfahrens und Aufbau zweier Prüfstände für dezentrale Lüftungsgeräte, die eine Kombination zwischen Bewertung der energetischen Performance und der Lüftungseffektivität ermöglichen (AP 2.2).
3. Bewertung von Lüftungskonzepten und deren Regelungsstrategien unter realen Betriebsbedingungen, Validierung der Simulationsergebnisse und der Labormessungen durch Feldtests (AP 2.3).

Das gesamte Kapitel betrachtet dabei Lüftungssysteme, welche auf dezentralen Zu- und Abluftsystemen mit Wärmerückgewinnung aufbauen. Aus dieser Gerätegruppe wurden dabei sogenannte Pendellüfter nach Abbildung 2-1 betrachtet, welche die Wärmerückgewinnung regenerativ durch einen paarweise entgegengesetzt alternierenden Betrieb der Strömungsrichtung bewerkstelligen.



- a) Skizze für die Komponenten eines Pendellüftersystems mit den beiden Hauptkomponenten Ventilator und regenerativer Wärmespeicher



- b) Schema für den alternierenden Betrieb mit einer Umkehr der Strömungsrichtung nach 60 s bis 70 s.

Abbildung 2-1: Überblick zum Aufbau und Betrieb von dezentralen-fassaden integrierten Wohnungslüftungsgeräten [32]

2.1 Entwicklung und Optimierung von Regelstrategien (ISE)

 Optimierung und Bewertung von
 dezentralen alternierend
 arbeitenden
 Wohnungslüftungssystemen

2.1.1 Bauliche und ökonomische Analyse der Regelungstechnik (Viessmann)

Als ersten Schritt in diesem Arbeitspaket 2 hat Viessmann in einem Anforderungskatalog die Anforderungen an Lüftungsgeräte aus Nutzersicht zusammengestellt. Hierbei standen die qualitativen Funktionalitäten, wie sie die Nutzenden wahrnehmen, im Vordergrund. Dies ermöglichte für den weiteren Projektverlauf bei der technischen Ausgestaltung die Bedürfnisse der Nutzenden im Fokus zu behalten. Der Anforderungskatalog beinhaltet des Weiteren den Stand der Technik bezüglich der gängigen Lüftungssysteme, der wesentlichen Betriebssituationen sowie deren Steuerungsstrategien.

2.1.2 Entwicklung gekoppelter Lüftungs- und Gebäudemodelle (ISE)

Das Ziel in diesem Unterarbeitspaket war, ein Modell eines dezentralen, alternierend arbeitenden Lüftungsgerätes, wie dem Vitovent 100-D (Typ H00E A45, Modelljahr: 2021) von Viessmann, zu erstellen. Anschließend wurde dieses mit einem parallel im Projekt „[LowEx im Bestand – Analyse](#)“ entwickelten Gebäudemodell gekoppelt, um verschiedene Regelungen zu simulieren. Teile der Überlegungen und Ergebnisse wurden im Rahmen der „[X IAQEC 2019](#)“ sowie als Zeitschriftenaufsatz und schließlich als Dissertation veröffentlicht [52–54].

Zunächst wurde das Lüftungsgerätemodell entwickelt und validiert. Als Simulationsumgebung wurde [Dymola](#) 2019 FD01 (Programmiersprache [Modelica](#)) gewählt. Für die Geometrie des Wärmerückgewinnungssystems wurde anhand der Gleichungen für den konvektiven Wärmetransport (Strahlung wurde vernachlässigt), der alternierende Volumenstrom und die Druckverluste durch den Keramikspeicher simuliert. Die Abbildung 2-2 zeigt ein Bild des Wärmespeichers und des Modelica Modells. Der Wärmeübertrag zwischen Luft und Keramikspeicher wird als erzwungene Konvektion ohne Strahlungsanteil modelliert [55]. Wesentlich sind hier die Gleichungen 2-1 und 2-2.

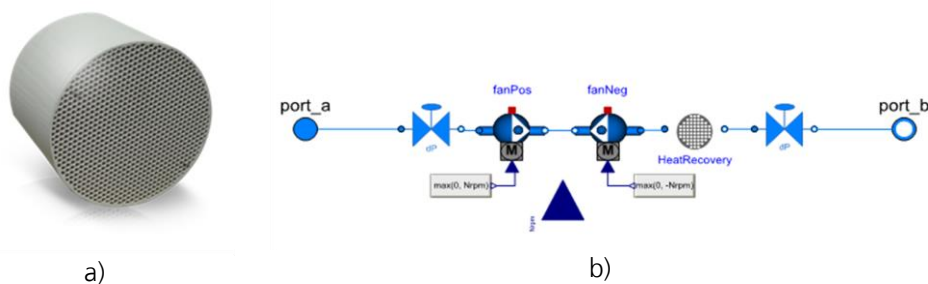


Abbildung 2-2: Keramikspeicher (a) und Modelica-Modell des Vitovent 100-D (b) [32]

$$\dot{Q} = U A \Delta T \quad 2-1$$

$$\dot{Q} = C \frac{dT}{dt} \quad 2-2$$

\dot{Q}	Wärmestrom zwischen Luft und Übertragungsfläche des Wärmespeichers	[W]
ΔT	Nominale Zeitkonstante des Gesamtsystem j	[K]

U	Wärmedurchgangszahl	$[W K^{-1} m^{-2}]$	----- Optimierung und Bewertung von dezentralen alternierend arbeitenden Wohnungslüftungssystemen -----
A	Übertragungsfläche	$[m^2]$	
C	Wärmekapazität	$[J K^{-1}]$	
$\frac{dT}{dt}$	zeitliche Variation der Temperaturdifferenz des Speichers	$[K s^{-1}]$	

Für den Ventilator im alternierend arbeitenden Lüftungsgerät, dem Pendellüfter, wurde je ein Ventilatormodell für die Zu- und eines für die Abluftrichtung in Reihe geschaltet. In beiden Modellen wurden gemessene und mit quadratischen Polynomen interpolierten Kennlinien nach Abbildung 2-4 für je drei Stufen hinterlegt.

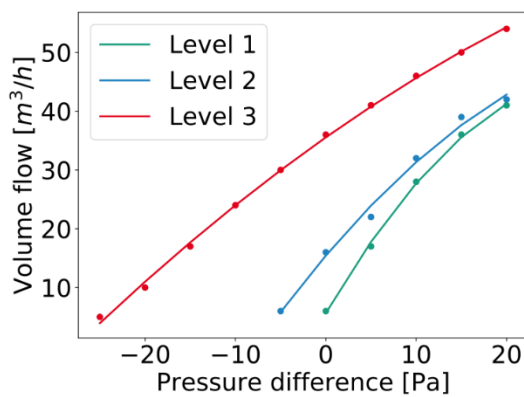


Abbildung 2-4: Modellierte Lüfterkennlinien basierend auf den Messdaten.

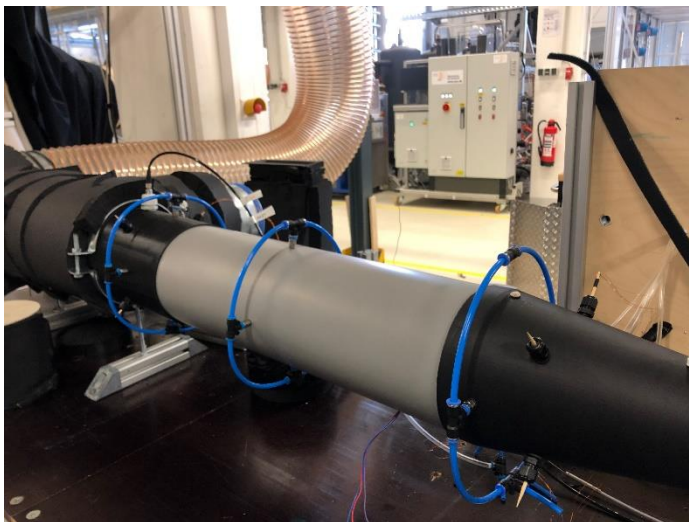


Abbildung 2-3: Teststand zur Bestimmung der Ventilator Kennlinien sowie Temperaturzeitreihen für die Charakterisierung des Wärmerübertragers

Um die Modelle für einen Pendellüfter zu validieren, wurden anschließend, wie in Abbildung 2-3 dargestellt, thermische Messungen des Vitovent 100-D an einem Messaufbau am Fraunhofer ISE durchgeführt. Der Pendellüfter wurde an zwei Luftstrecken angeschlossen, die jeweils Raum- bzw. Außenbedingungen simulierten, sodass eine reale Situation nachgebildet werden konnte mit verschiedenen Temperaturunterschieden. Die Temperaturen und Drücke wurden an verschiedene Positionen im Gerät gemessen.

Die Validierung erfolgte nach einer Optimierung der Parameter hinsichtlich der Messungen. Ein Beispielergebnis ist in Abbildung 2-5 dargestellt. Die Periodenzeit des Pendellüfters beträgt in diesem Fall 6 Minuten. In der Simulation wurden 5 Perioden simuliert. Um die Differenz zwischen Modell und Messung zu bewerten, wurde der „Root Mean Squared Error“ (*RMSE*) jeweils für die Zu- und Abluftphase berechnet. Um einen einzigen Indikator zu optimieren, werden beide in $RMSE_{tot}$ nach Gleichung 2-3 kombiniert.

$$RMSE_i = \sqrt{\frac{\sum_n (T_{sim,i} - T_{meas,i})^2}{n}} \quad 2-3$$

$$RMSE_{tot} = \sqrt{RMSE_{sup}^2 + RMSE_{exh}^2} \quad 2-4$$

$RMSE_i$	Wurzel der mittleren quadrierten Abweichung (engl. „Root Mean Squared Error“), $i = \{sup, exh\}$	[W]
n	Anzahl berücksichtigter Elemente	[-]
$T_{sim,i}$	Simulierter Wert der Lufttemperatur, $i = \{sup, exh\}$	[K]
$T_{meas,i}$	gemessene Lufttemperatur, $i = \{sup, exh\}$	[K]
$RMSE_{sup}$	<i>RMSE</i> der Zulufttemperatur	[K]
$RMSE_{exh}$	<i>RMSE</i> der Ablufttemperatur	[K]
$RMSE_{tot}$	Mittlerer <i>RMSE</i> über eine gesamte mittlere Geräteperiode	[K]

Die Minimierung des $RMSE_{tot}$ erfolgt durch einen iterativen Algorithmus. Während der Optimierung wurden die Wärmedurchgangszahl U und die Übertragungsfläche A zusammen betrachtet. Die Übertragungsfläche wurde anhand von Messungen der charakteristischen Geometrieparameter der wabenförmigen Wärmeübertragergeometrie berechnet. Tabelle 2-1 fasst die Werte der Simulationen zusammen und Abbildung 2-5 zeigt die Temperaturverläufe für die Messungen und zwei simulierte Fälle:

1. Eine Simulation mit den berechneten physikalischen Eigenschaften des Keramikspeichers, die im Labor gemessen wurden bzw. in der Literatur gefunden wurden.
2. Eine Simulation mit mathematisch optimierten Werten von C und UA , die das gesamte $RMSE_{tot}$ minimieren.

Tabelle 2-1: Ergebnisse der thermischen Validierung des Vitovent 100-D.

	C [W K ⁻¹]	UA [W K ⁻¹]	$RMSE_{sup}$ [K]	$RMSE_{exh}$ [K]	$RMSE_{tot}$ [K]
Physikalisch	2200	60	0,95	1,33	1,63
Optimiert	1850	140	1,01	1,12	1,51

Das Modell simuliert eine halbe Stunde (1 800 s) in 0,04 Sekunden. Da es wenig Unterschiede in der Genauigkeit zwischen der Variante mit physikalischen Parametern und der Variante mit mathematisch optimierten Parametern gibt, wurde die Variante mit den physikalischen Parametern gewählt. In der Abluftphase ist die Differenz zur Messung etwas höher ($RMSE_{\text{exh}} = 1,33 \text{ K}$) als in der Zuluftphase ($RMSE_{\text{sup}} = 0,95 \text{ K}$). Dieses auf den Vitovent 100-D (Typ H00E A45, Modelljahr: 2021) parametrisierte Pendellüftermodell wurde anschließend mit dem Gebäudemodell aus „[LowEx im Bestand – Analyse](#)“ gekoppelt. Der Grundriss des in [EnergyPlus](#) 8.9 modellierten Gebäudemodells entspricht Abbildung 2-7. Vorteilhaft an der Verwendung von EnergyPlus ist primär die Anwendung des „Airflow Network“ Modellierungsprinzips. Hierbei werden die Luftbewegungen in einer Wohnung bei aufgeprägten Druckdifferenzen simuliert. Dies erlaubt zum Beispiel, den Betriebspunkt des Lüfters sowie Volumenströme zwischen den Räumen, Windeinflüsse über die Fassaden etc. zu berechnen. Die Kopplung des Gebäudemodells mit dem Pendellüftermodell wurde über eine Co-Simulation ausgeführt. Dazu wurde das Gebäudemodell als FMU (engl. Functional Mock-up Unit) exportiert und in die Dymola-Umgebung importiert.

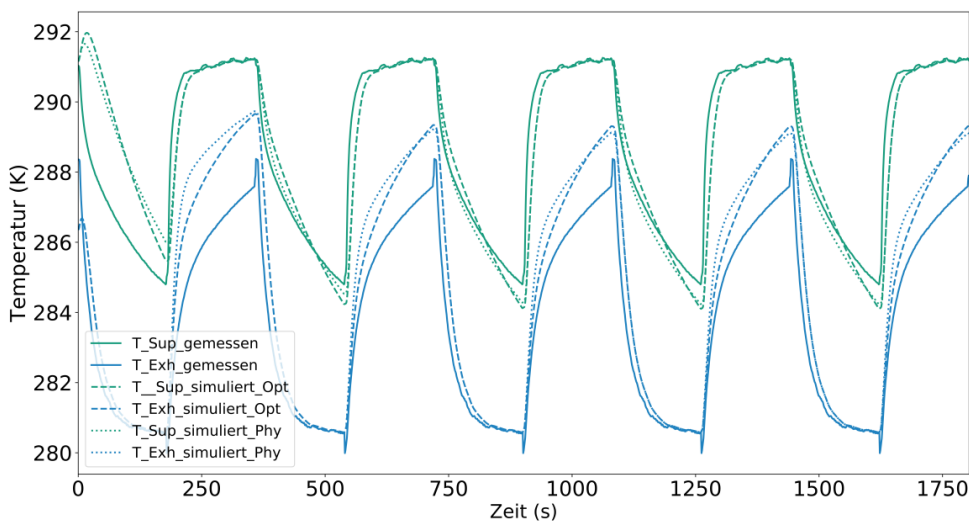
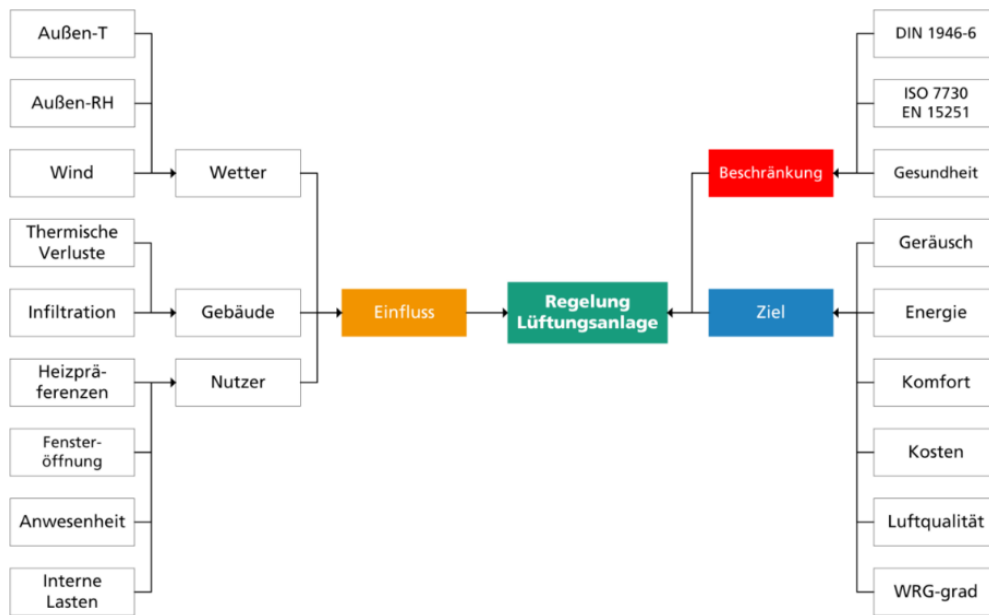


Abbildung 2-5: Temperaturvergleich zwischen Messung und Simulationen.

2.1.3 Analyse und Simulation von Lüftungskonzepten und Regelungsstrategien (ISE)

Als Vorarbeit für dieses Arbeitspaket wurde als ersten Schritt eine Patent- und Literaturrecherche über dezentrale Lüftungsgeräte und deren Regelungsstrategien im Rahmen einer allgemeinen Recherche für das Projekt „[LowEx im Bestand – Analyse](#)“ durchgeführt. Insgesamt wurden von über 30 Unternehmen, 20 Patente und 30 wissenschaftliche Veröffentlichungen unterschiedliche Regelungsstrategien zusammengetragen und verglichen. Allgemein können die Einflüsse, Ziele und Einschränkungen nach Abbildung 2-6 dargestellt werden.



Optimierung und Bewertung von dezentralen alternierend arbeitenden Wohnungslüftungssystemen

Abbildung 2-6: Schema der Einflüsse, Beschränkungen und Ziele der Lüftungsregelung.

Zusammenfassend ergeben sich aus der Recherche die folgenden Schlussfolgerungen:

- 68 % der kommerziellen Regelungen messen die relative Luftfeuchtigkeit, 39 % messen die Raumtemperatur und 32 % den Kohlendioxidgehalt der Luft (eine Regelung kann gleichzeitig verschiedenen Variablen erfassen).
- Die Volumenströme reichen von $7 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ bis $75 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ je Raum. Es werden mindestens drei Stufen angeboten. Nur 24 % der Regelungen können als „vollautomatische“ Regelungen bezeichnet werden.
- Es sind meist unterschiedliche Regelungsprogramme verfügbar (z.B. Frostschutz, Schlafmodus, Stoßlüftungmodus, Urlaubmodus, usw.). Keines der betrachteten Geräte bietet eine nutzerorientierte Regelung. Lediglich zwei Anlagen prüfen die Anwesenheit der Nutzer. Die eine angebotene intelligente Regelung ist eine Bedarfsregelung (engl. „demand controlled ventilation“).
- 75 % der patentierten Regelungen in dezentralen Anlagen nutzen das „Sollwert-Prinzip“.
- Die Forschung fokussiert sich auf zentrale Lüftungsanlagen. Auf diesen Anlagentyp beziehen sich 82% der analysierten Veröffentlichungen.
- Die Forschung untersucht die Umsetzung von „Machine-Learning“- und Optimierungsmethoden. In einigen Fällen geht es um Simulationsaufgaben, die noch nicht umgesetzt wurden. Zu den neu betrachteten Methoden gehören „Fuzzy-Logic“, Modell-prädiktive Regelung und künstliche neuronale Netzwerke.

Aus dem Überblick können zwei „Stand-der-Technik“-Regelungen definiert werden:

1. Regelung mit stufenweise konstantem Volumenstrom.
2. Bedarfsorientierte Regelung (Luftfeuchtigkeit in Bädern und Küchen und CO_2 in Aufenthaltsräumen).

Ausgehend von der Recherche wurden für die Simulationen zudem die folgenden Randbedingungen definiert.

 Optimierung und Bewertung von
 dezentralen alternierend
 arbeitenden
 Wohnungslüftungssystemen

- Bedarfsgeregelte Lüftung:
 - a. CO₂-geregelt in „trockenen“ Räumen (Wohn- und Schlafzimmer) zwischen den Grenzen 800 ppm und 1 200 ppm für die absolute CO₂-Konzentration.
 - b. Feuchtegeregelt in „feuchten“ Räumen (Küche und Bad) als „open-loop“ mit den drei Drehzahlstufen 1 000 min⁻¹, 2 000 min⁻¹ und 3 600 min⁻¹. Diese entsprechen bei einem vernachlässigbaren Differenzdruck $d\rho$ zwischen Raum und Umgebung den Volumenströmen 7 m³ h⁻¹, 17 m³ h⁻¹ und 36 m³ h⁻¹.
 - c. Die Wärmerückgewinnung wurde vereinfachend über einen konstanten Temperaturänderungsgrad der Zuluftseite [56, S.28] von 85 % berücksichtigt.
- Für die Wetterdaten wurden fünf repräsentative Städte ausgewählt (Berlin, Frankfurt, Hamburg, München und Stuttgart). Die Wetterdatensätze der entsprechenden Testreferenzjahre (TRY) im Winter (01.10 – 31.03) wurden benutzt [57]. Es wurden drei Wochen mit unterschiedlichen Windgeschwindigkeiten und damit Differenzdrücken $d\rho$ ausgewählt:
 - a. "Worst" (höchster $d\rho$ aufgrund von Wind): 14.01 – 20.01
 - b. "Normal" (durchschnittliche $d\rho$ aufgrund von Wind): 16.02 – 22.02
 - c. "Best" (niedrigster $d\rho$ aufgrund von Wind): 01.11 – 07.11



Abbildung 2-7: Zugrunde gelegter Wohnungsgrundriss für die Gebäudesimulation

Für die Analyse der gekoppelten Simulationsmodelle wurde im Anschluss die Anfälligkeit des Systems gegenüber den im Jahresverlauf auftretenden Windsituationen untersucht. Dazu wurden die statistischen Indikatoren aus den Gleichungen 2-5 bis 2-7 angewandt.

 Optimierung und Bewertung von
 dezentralen alternierend
 arbeitenden
 Wohnungslüftungssystemen

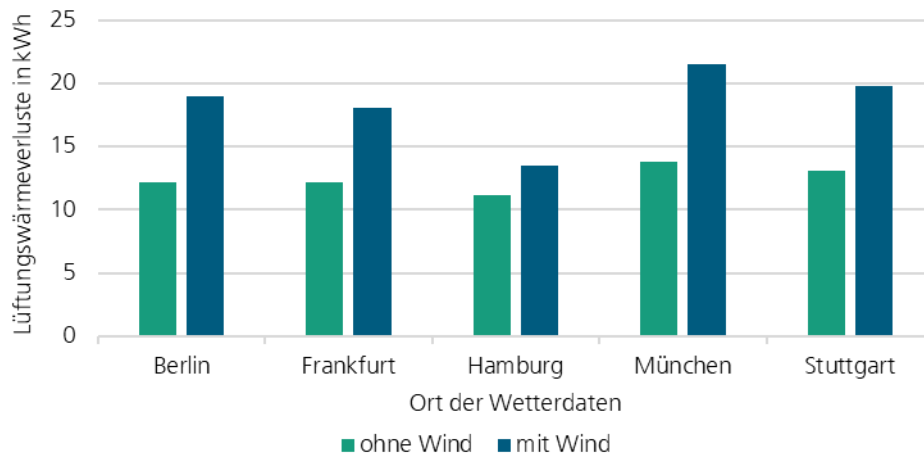
$$RE = \frac{Y_w - Y_{nw}}{Y_{nw}} \quad 2-5$$

$$RMSE = \sqrt{\frac{\sum_n (Y_w - Y_{nw})^2}{n}} \quad 2-6$$

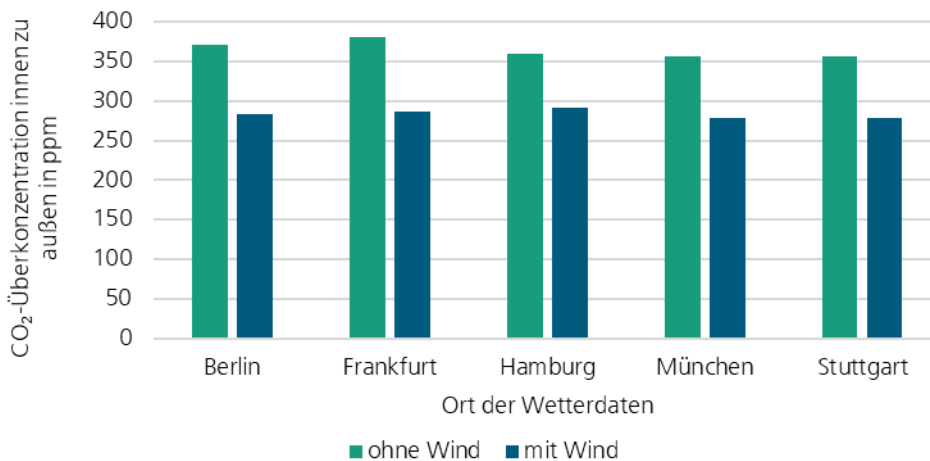
$$MAPE = \frac{100 \%}{n} \cdot \sum_n \left| \frac{Y_w - Y_{nw}}{Y_{nw}} \right|_n \quad 2-7$$

<i>RE</i>	Relative Abweichung (engl. „Relative Error“)	[-]
<i>RMSE</i>	Wurzel der mittleren quadrierten Abweichung (engl. „Root Mean Squared Error“)	n. a.
<i>MAPE</i>	Mittlere absolute prozentuale Abweichung (engl. „Mean Absolute Percentage Error“)	[%]
<i>n</i>	Anzahl berücksichtigter Elemente	[-]
<i>Y_w</i>	Ergebnis der Simulation unter Berücksichtigung der Windsituationen	n. a.
<i>Y_{nw}</i>	Ergebnis der Simulation unter Vernachlässigung der Windsituationen	n. a.

Abbildung 2-8 stellt für eine typische Woche dar, welche Auswirkung die Berücksichtigung der Windverhältnisse auf die Lüftungswärmeverluste sowie die CO₂-Überkonzentration im Innenraum gegenüber der natürlichen Hintergrundkonzentration hat.



a) Simulierten Lüftungswärmeverluste ohne und mit Berücksichtigung der Windsituation



b) Simulierten CO₂-Überkonzentration ohne und mit Berücksichtigung der Windsituation

Abbildung 2-8: Absolute Simulationswerte und Vergleich mit und ohne Wind.

Abbildung 2-9 zeigt die Zusammenfassung der relativen Unterschiede, sowohl für die Lüftungswärmeverluste als auch für die CO₂-Überkonzentration und den Windeinfluss. Die Standorte mit höheren durchschnittlichen Windgeschwindigkeiten (erhöhter Winddruck an der Fassade) zeigen auch höhere Fluktuationen bezüglich der Auswirkungen. Die Unterschiede sind selbst in der „besten Woche“ nicht vernachlässigbar.

Die beste Woche zeigt für die Lüftungswärmeverluste relative Fluktuationen zwischen 18 % und 28 %. Für die typische Woche liegt diese Spannweite zwischen 23 % und 45 %. Im schlechtesten Fall wird eine Spannweite zwischen 25 % und 65% erreicht.

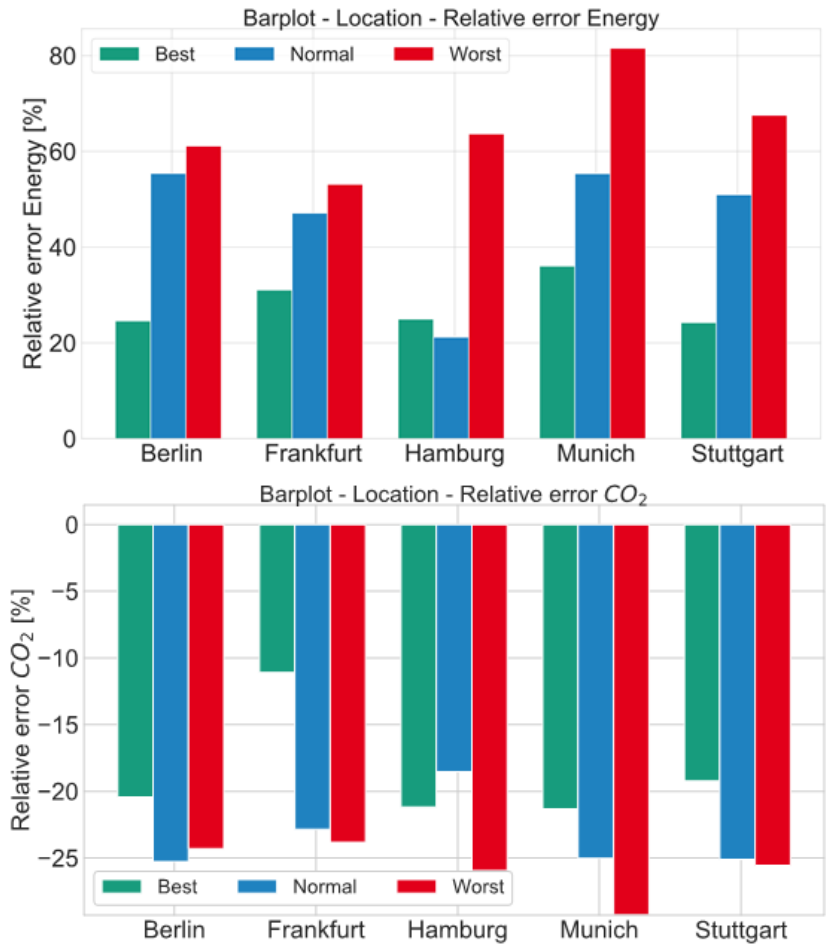


Abbildung 2-9: Relative Fluktuationen für die Lüftungswärmeverluste („Relative error Energy“) und CO₂-Überkonzentration („Relative error CO₂“) als Vergleich zwischen verschiedenen Referenzstandorten. Für beide Parameter und jeden Standort sind jeweils die Ergebnisse für die beste („Best“), eine typische („Normal“) und die schlechteste („Worst“) Woche dargestellt

Bezüglich der CO₂-Überkonzentration in der Raumluft fallen die Schwankungen geringer aus als für die Lüftungswärmeverluste. Der Grund dafür ist, dass vier von den sechs simulierten Räumen eine CO₂-gesteuerte Lüftung haben. Tabelle 2-2 stellt eine Zusammenfassung der Werte (RMSE und MAPE) für jede Variable in jeder Woche dar. Obwohl die Feuchte und der CO₂-Gehalt durch eine Massenbilanz simuliert werden, zeigen die Indikatoren größere Fehler bei der absoluten Feuchte als bei der CO₂-Konzentration. Auch hier ist der Grund dafür, dass mehr Räume eine CO₂-gesteuerte Lüftung als eine feuchtegeregelte Lüftung haben. Diese Werte sind über alle Räumen gemittelt.

Tabelle 2-2: Zusammenfassung der Indikatoren (RMSE und MAPE).

	Woche	Indikator	Werte
Lüftungswärmeverluste	„Best“	RMSE in kWh	2,63
		MAPE in %	28,17
	„Normal“	RMSE in kWh	6,16
		MAPE in %	45,99
	„Worst“	RMSE in kWh	5,96
		MAPE in %	65,38
Absolute Luftfeuchtigkeit	„Best“	RMSE in g kg ⁻¹	0,38
		MAPE in %	20,97
	„Normal“	RMSE in g kg ⁻¹	0,48
		MAPE in %	25,79
	„Worst“	RMSE in g kg ⁻¹	0,53
		MAPE in %	31,03
CO₂-Überkonzentration	„Best“	RMSE in ppm	65,54
		MAPE in %	18,64
	„Normal“	RMSE in ppm	88,09
		MAPE in %	23,36
	„Worst“	RMSE in ppm	84,31
		MAPE in %	25,78

 Optimierung und Bewertung von
 dezentralen alternierend
 arbeitenden
 Wohnungslüftungssystemen

Um den Einfluss des Windes bei jeder Fassadenorientierung zu analysieren, wurde der Standort Berlin in einer typischen („Normal“) Woche ausgewählt. In der ausgewählten Wohnung können bei zwei Räumen jeweils mit 2 Pendellüftern alternierend gelüftet

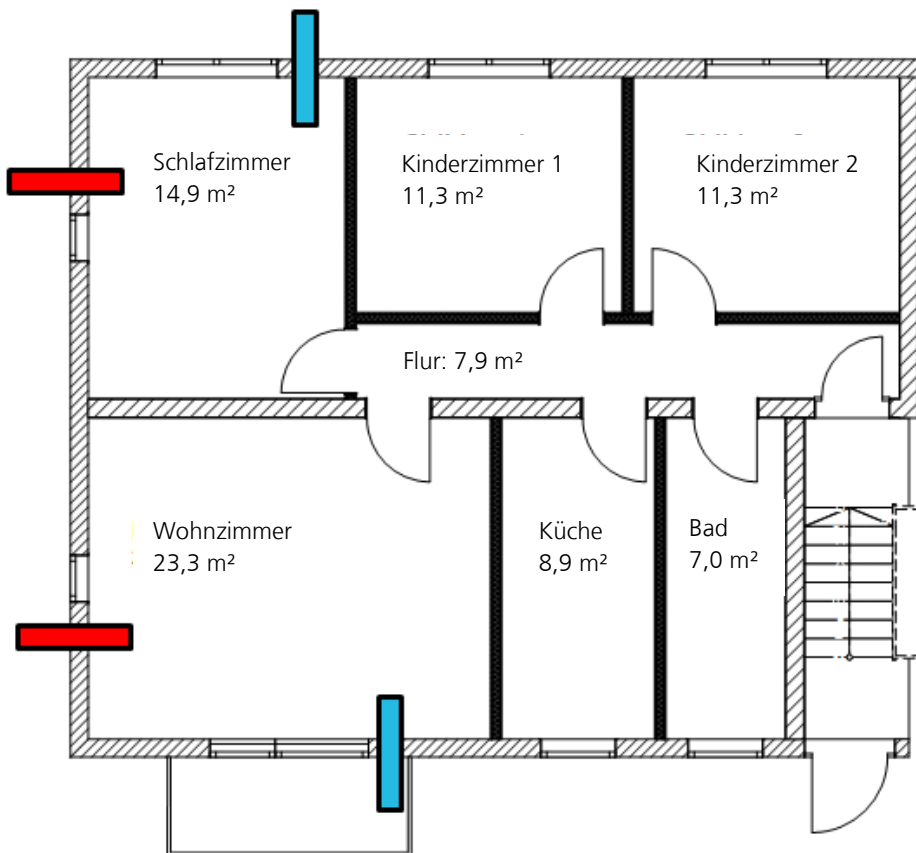


Abbildung 2-10: Positionen der Pendellüfter für die Co-Simulation in den Varianten „West“ (rot) und „Nord/Süd“ (blau). Die Variante „Ost“ ist eine Spiegelung der „West“-Variante nach Nord-Süd Achse

werden (Schlaf- und Wohnzimmer). Dazu wurden die nach Abbildung 2-10 beschriebenen drei möglichen Orientierungen untersucht: „West“, „Ost“ und „Nord/Süd“.

Abbildung 2-11 stellt die durchschnittlichen Volumenströme und den relativen Fehler der Energieverluste in jeder Orientierung dar. Die Ergebnisse zeigen wie erwartet, dass die Orientierung der fassadenintegrierten Pendellüfter eine wichtige Rolle spielt. Demnach sollte für die windanfälligen Pendellüfter eine Positionierung gefunden werden, welche die Wärmeverluste möglichst reduziert.

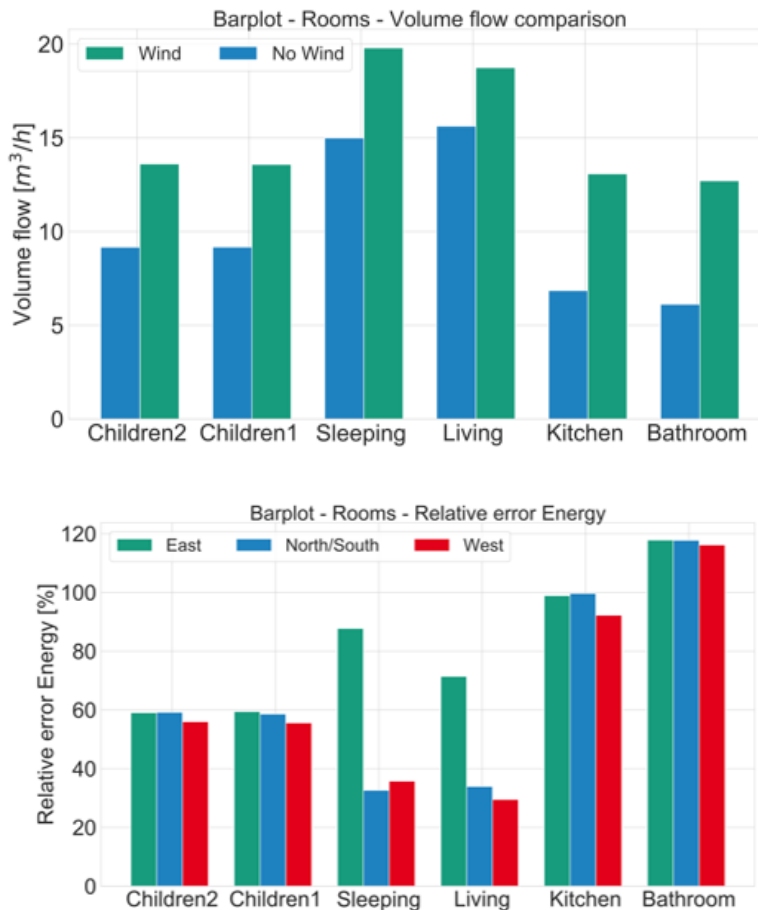


Abbildung 2-11: Windeinfluss in jedem Raum. Volumenstrom (links) und relativer Fehler der Energie (rechts).

Für die Simulation, welche zu den Ergebnissen aus Abbildung 2-11 führte wurden zunächst die beiden Räume Bad und Küche im Detail analysiert. Beide Räume sind südlich orientiert und verfügen über eine Feuchteregelung. Im Allgemeinen ergeben sich für diese Räume die größten Variationen in der ganzen Wohnung. Ursächlich dafür ist, dass diese Räume seltener belegt sind durch die Nutzenden und sich daher über das zeitliche Mittel hier der niedrigste Luftaustausch der Wohnung ergibt. Wie in Abbildung 2-4 nachzuvollziehen ist, ist die Steigung der Ventilator Kennlinie für die Stufe 1 steiler als jene für die Stufen 2 und 3. Daraus ergibt sich, dass niedrigere Volumenströme durch den Winddruck sensibler reagieren. Diese Stufe 1 wird besonders häufig in Bad und Küche verwendet.

Daher können die folgenden Schlüsse gezogen werden:

1. Der Windeffekt bei drehzahlgeregelten Pendellüftern ist nicht vernachlässigbar und muss weiter untersucht werden. Hoher Winddruck an der Fassade kann

höhere Volumenströme verursachen, die Energieverluste, Komfort und Luftqualität beeinflussen. Die Unterschiede zur Simulation ohne Berücksichtigung des Windeinflusses variieren von 20 bis 60%.

2. Energieverluste (Energiebilanz) reagieren stärker auf Winddruck als die Feuchtigkeit und CO₂-Konzentration (Massenbilanz). Niedrigere Lüftungsstufen haben eine höhere Sensitivität zum Winddruck als die höheren Stufen. Als nächster Schritt ist geplant, die variierende Wärmerückgewinnungszahl (aufgrund unterschiedlicher Zu- und Abluftvolumenströme) zu benutzen statt einer konstanten Wärmerückgewinnungszahl, um den Einfluss des Windes auf die Energieverluste genauer untersuchen zu können. Dadurch sollte der Einfluss des Windes noch höher werden.
3. Die Orientierung eines Pendellüfters muss bei der Planung eines Lüftungskonzepts mitberücksichtigt werden (wenn möglich).
4. Winddruck ist ein wesentliches Problem bei fassadenintegrierten Geräten.

2.1.4 Optimierung der Regelungsstrategien und Sensitivitätsanalyse (ISE)

Im Rahmen der Arbeiten in „[LowEx im Bestand - Analyse](#)“ wurde eine neue Regelung, basiert auf einem lernenden Algorithmus, entwickelt. Bevor diese in einer realen Wohnung demonstriert wurde, erfolgte in diesem Projekt „[HEAVEN – Viessmann](#)“ eine weitere Optimierung. Die Ergebnisse wurden in Teilen in einem Zeitschriftenaufsatz und einem Konferenzbeitrag veröffentlicht [52,58].

Die Zielstellung für die entwickelte Regelungsstrategie war es, die Präferenzen der Nutzenden des Systems mit den Einflussgrößen für eine bedarfsgeregelte Lüftung, also der relativen Luftfeuchtigkeit (φ in %r.F.) und der CO₂-Konzentration in der Luft zu koppeln. Die Regelung nimmt dazu an, dass Menschen nicht eindeutig und universell die Behaglichkeit aufgrund der zwei messbaren Parameter unterscheiden können.

Die Lüftungssteuerung erfolgt über vier von den Endnutzenden wählbare Stufen. Diese repräsentieren für diese Regelung jedoch den Rückmeldungen [54, S.28]:

- „Ich will viel weniger Luft“ (-2)
- „Ich will weniger Luft“ (-1)
- „Ich will mehr Luft“ (+1)
- „Ich will viel mehr Luft“ (+2)

Die Regelung stellt einen Zusammenhang zwischen der Rückmeldung (-2, -1, +1, oder +2) und den Werten von Luftfeuchtigkeit und CO₂ her. Dafür wird der Klassifizierungsalgorithmus „Support Vector Machines“ (SVM) benutzt [59]. Ziel ist es, ein Model der Regelungslogik aus einem Trainingsdatensatz von Rückmeldungen und Messwerte zu erlernen. Das Schema für den Lernprozess ist in Abbildung 2-12 dargestellt. Teil der Logik sind auch Gesundheits- und Komfortgrenzen, welche die Regelung einhalten soll und durch X_{\min} und X_{\max} repräsentiert werden. Jede Rückmeldung ändert die Lüftungsstufe für die nächsten 30 Minuten und soll so zur Akzeptanz der Nutzer beitragen.

Der Trainingsdatensatz ist eine Mischung von künstlichen Daten und virtuellen Rückmeldungen der Nutzenden. Durch dieses Lernen entsteht ein Regelungsfeld, der für die raumweise Regelung der Lüfter benutzt wird. Die Daten wurden in Übereinstimmung mit der Norm DIN EN 15251 [60] definiert und berücksichtigt so Behaglichkeitsbereiche. Mit Ende des Projektes gilt diesbezüglich jetzt die DIN EN 16798-1 [61]. Dieses Anfangsregelungsfeld, vor Beginn der Lernphase, wird in Abbildung 2-14 dargestellt. Die Regelung reagiert in festen Zeitintervallen (z.B. 20 oder 30 Minuten) und versucht zunehmend, auf Basis der bereits erfassten Rückmeldungen, Entscheidungen der Nutzenden vorzugreifen.

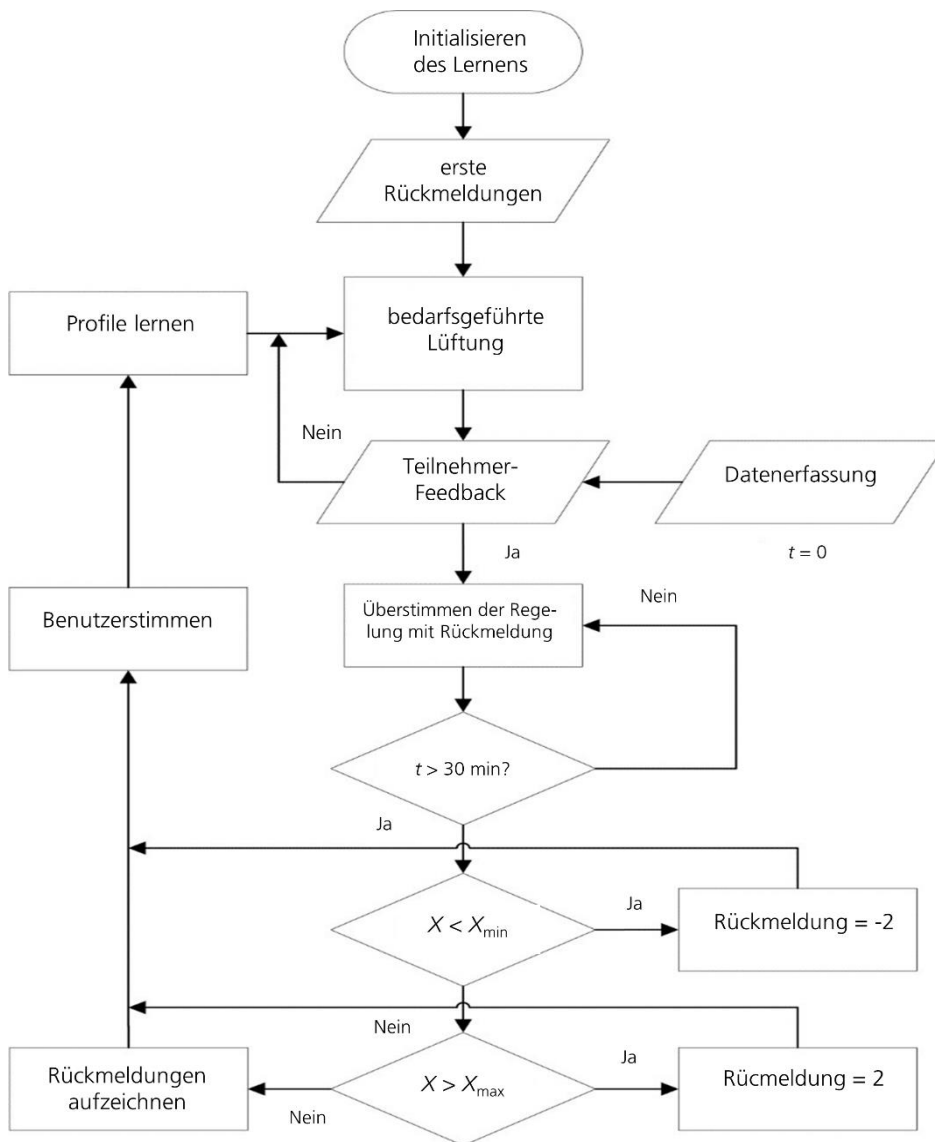


Abbildung 2-12: Logikschema für die Funktionsweise des Lernprozesses der Regelung.

Die Bereiche aus Abbildung 2-14 entsprechen dabei folgenden Nutzerentscheidungen:

- Roter Bereich (-2) – 2 Lüftungsstufen niedriger
- Oranger Bereich (-1) – 1 Lüftungsstufe niedriger
- Gelber Bereich (+1) – 1 Lüftungsstufe höher
- Grüner Bereich (+2) – 2 Lüftungsstufen höher

In einem ersten Versuch wurden vier unterschiedliche Behaglichkeitsprofile für fiktive Nutzende definiert, welche in Abbildung 2-13 dargestellt und in Tabelle 2-3 quantifiziert sind. Das „Normal“-Profil entspricht den Anforderungen aus der DIN EN 15251 [60]. Die Profile „weniger Frischluft“ und „mehr Frischluft“ sind Variationen von diesem Normprofil mit verschobenen Grenzen und basieren auf Erfahrungswerten. Das Profil „unspezifisch“ wäre ein Nutzer, dessen Profil keinen klaren Trend zeigt. Die Rückmeldungen werden mit einer normalen Verteilung simuliert.

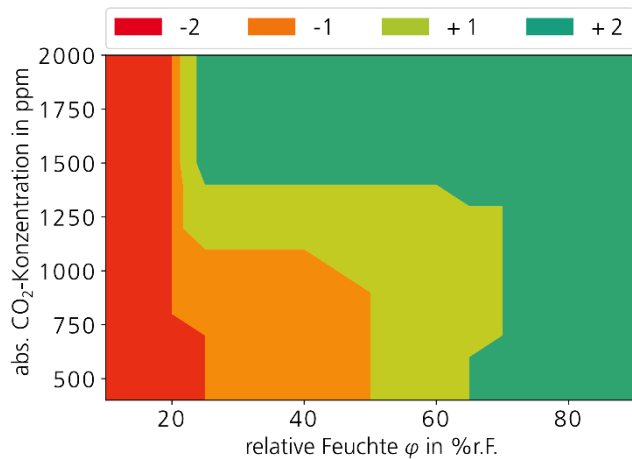


Abbildung 2-14: Anfangsregelfeld vor Beginn der Lernphase für die an den Nutzenden orientierte Regelung. Abbildung 2-15: Anfangsregelfeld vor Beginn der Lern-

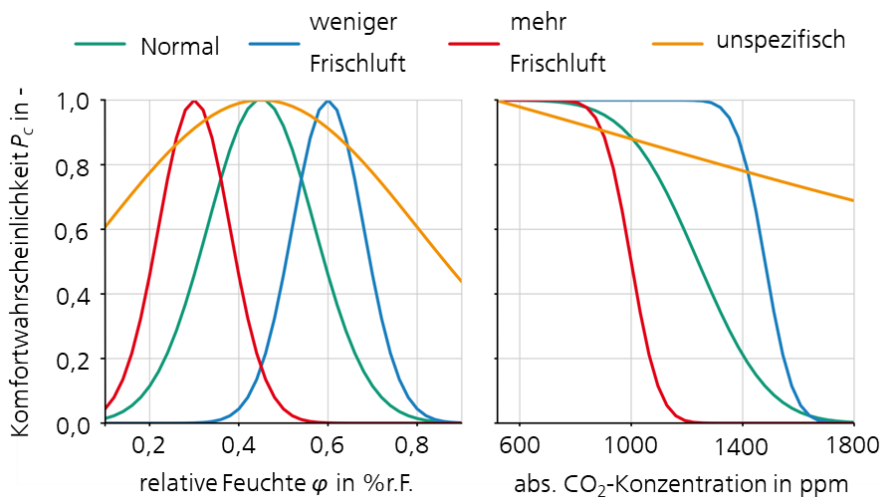


Abbildung 2-13: Künstliche Profile und Komfortwahrscheinlichkeit für Feuchte und CO₂

Tabelle 2-3: Definierte Nutzertypen, die in der Simulation eingesetzt wurden

Nutzertypen	relative Luftfeuchtigkeit in %r.F.		CO ₂ -Konzentration in ppm	
	Mittelwert	Standardabweichung	Mittelwert	Standardabweichung
Normal	45	12	1300	250
mehr Frischluft	30	8	1000	100
weniger Frischluft	60	8	1600	100
unspezifisch	45	35	1000	2000

In Abbildung 2-17 sind die ermittelten Regelfelder nach Abschluss des Lernverfahrens, nach 90 Tagen dargestellt. Es zeigt sich, dass der Algorithmus erfolgreich lernt, was die Nutzenden perspektivisch erwarten. Die Unterschiede zwischen den vier sehr unterschiedlichen Profilen sind sehr gering. Die lernende Regelung schneidet in allen untersuchten Fällen gut ab und liefert nur für wenige Stunden Werte, welche über die empfohlenen Grenzen für die Luftfeuchtigkeit und die CO₂-Konzentration hinausgehen. Die lernende Regelung kann insofern als robust betrachtet werden.

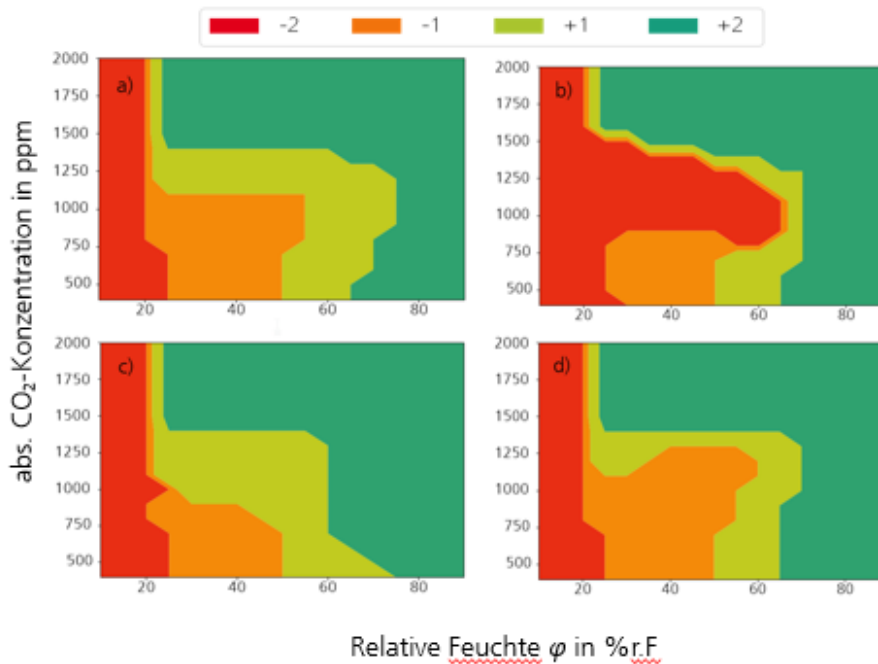


Abbildung 2-16: Profile für künstlich generierte Nutzende: a) „Normal“, b) „weniger Frischluft“, c) „mehr Frischluft“, d) „unspezifisch“.

2.1.5 Implementierung der entwickelten Regelungsstrategien (Viessmann)

Die in Abschnitt 2.1.4 optimierte selbstlernende Regelung unter Berücksichtigung der relativen Luftfeuchtigkeit, der absoluten CO₂-Konzentration und den Rückmeldungen der Nutzenden wurde anschließend im Demogebäude „[Energy Smart Home Lab \(ESHL\)](#)“ auf dem Campus des [KIT](#) in Karlsruhe umgesetzt. Für die Implementierung der Regelung wurden Pendellüfter Vitovent 100-D (Typ H00E A45, Modelljahr: 2021) aus dem Hause Viessmann eingesetzt. Ein Grundrissplan mit dem Aufbau für die Demonstration ist in Abbildung 2-17 dargestellt.

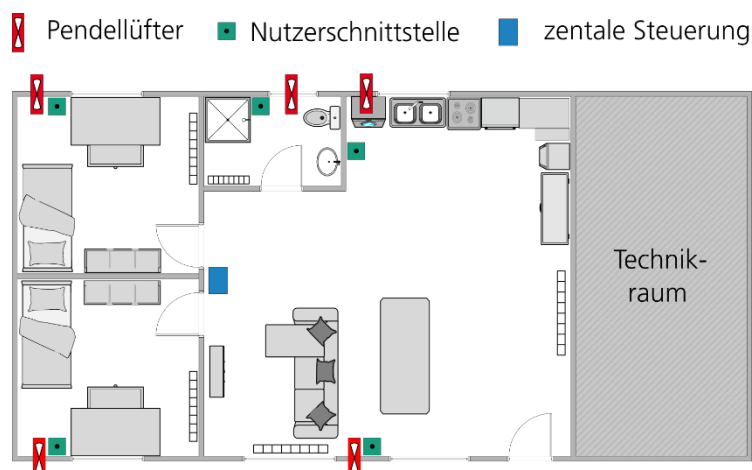


Abbildung 2-17: Grundrissplan mit den Positionen der Pendellüfter, den Nutzerschnittstellen, der zentralen Steuerung sowie den Einrichtungsgegenständen des ESHL.

Das System der Gerätesteuerung entspricht hardwareseitig dem schematischen Überblick aus Abbildung 2-18. Wie dargestellt befinden sich in den dezentral angeordneten

Steuerungseinheiten der Lüftungsgeräte neben den Schnittstellen für die Nutzenden auch alle notwendigen Sensoren für die Regelung. Die Verbindung zur zentralen Steuerungseinheit erfolgt via WiFi-Schnittstelle.

Optimierung und Bewertung von dezentralen alternierend arbeitenden Wohnungslüftungssystemen

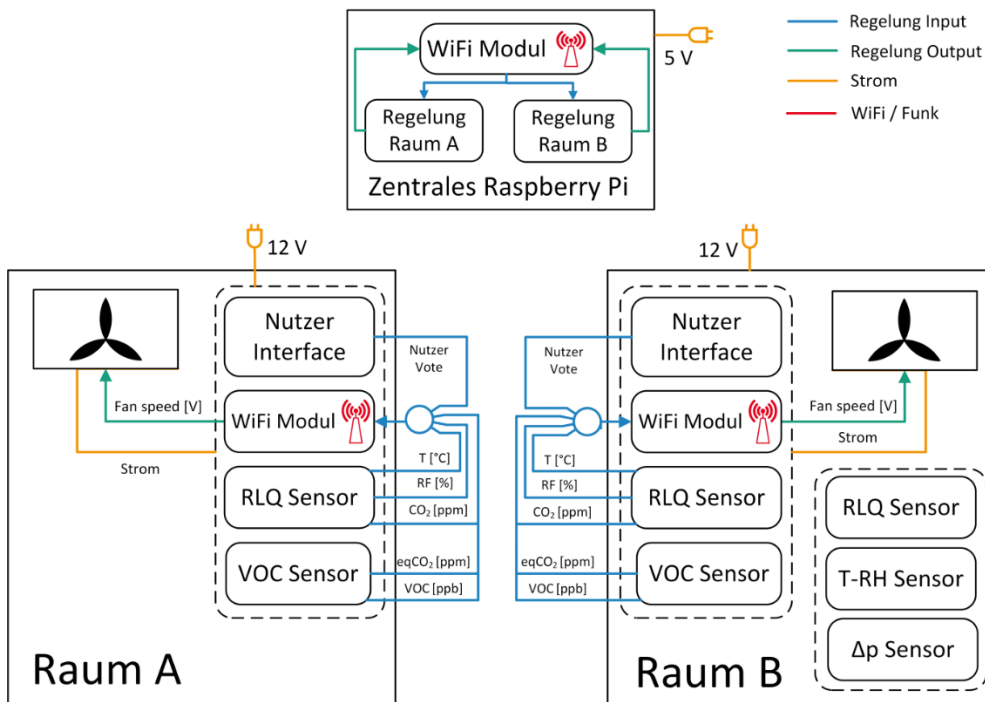


Abbildung 2-18: Schema der Elektronik zur Ansteuerung der Lüftungsgeräte im Demonstratorgebäude. Dargestellt sind zwei Gerätesteuerung sowie die zentrale Steuereinheit, welche auf einem Raspberry Pi basiert. Dargestellt sind zwei Gerätesteuerung sowie die zentrale Steuereinheit, welche auf einem Raspberry Pi basiert

Die eigentliche Regelung der Drehzahlen aller Pendellüfter erfolgt schließlich über einen Raspberry Pi, welcher im zentralen Steuerungsmodul verbaut ist. Die selbstlernende Regelungslogik ist daher auf dem Raspberry Pi implementiert. Die Regelung selbst benötigt von den verbauten Sensoren auf dem Microcontroller aus Abbildung 2-19 nur drei Sensoren pro Lüftungsgerät und diese sind:

- die Nutzerschnittstelle (Drehregler),
- der Sensor für die relative Luftfeuchtigkeit im Raum und
- der Sensor für die CO₂-Konzentration im Raum.

Alle anderen dargestellten Sensoren werden für das gesamte Monitoringkonzept eingesetzt (siehe 2.3.2).



Abbildung 2-19: Microcontrollerplatine für die dezentrale Steuereinheit der selbstlernenden Regelung [34, S.136]

Die Nutzerschnittstelle aus Abbildung 2-20 ist in diesem Fall ein Potentiometer mit Drehregler und RGB-Farbausgabe, mit dem eine Farbe mit einer Stufe kombinierbar sind. Es gibt vier mögliche Rückmeldungen:

- „Ich will viel weniger Luft“ (-2)
- „Ich will weniger Luft“ (-1)
- „Ich will mehr Luft“ (+1)
- „Ich will viel mehr Luft“ (+2)

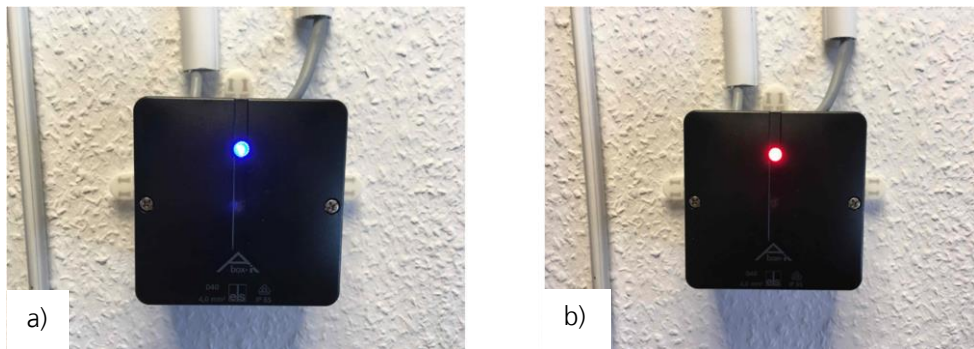


Abbildung 2-20: Dezentrale Steuerung mit der Schnittstelle für die Nutzenden, a) decreasing level, b) increasing level [34, S.138]

2.2 Entwicklung eines Laborprüfverfahrens für dezentrale Lüftung (ISE, Viessmann)

Das Ziel dieses Arbeitspakets war es, zwei Teststände - je einen bei Viessmann und am Fraunhofer ISE - zu planen, zu errichten und in Betrieb zu nehmen, mit denen dezentrale Lüftungsgeräte reproduzierbar geprüft werden können. Kernaspekte hierfür sollten die Energieeffizienz, die Lüftungswirksamkeit sowie die experimentelle Darstellung des Windeinflusses auf die Geräte sein. Als Grundlage für die Erstellung des Lastenhefts sollten dazu die Empfehlungen aus existierenden Normen und Zertifizierungsmethoden für Lüftungsgeräte im Allgemeinen sowie dezentralen Geräten im Speziellen dienen. Im Laufe des Bearbeitungsprozesses ist deutlich geworden, dass die Komplexität, welche sich hinter einem solchen Vorhaben verbirgt, besser umsetzen lässt, indem die Untersuchung der erreichten Energieeffizienz, von der der Lüftungswirksamkeit getrennt wird. Im Zuge der Neuausrichtung der Teststandplanung wurden schließlich bei Viessmann und dem Fraunhofer ISE unterschiedliche Konzepte verfolgt, um nicht mit zwei Testständen möglicherweise den gleichen Unsicherheiten und Herausforderungen zu begegnen.

2.2.1 Entwicklung der Bewertungsmethode und Erstellung eines Lastenhefts (ISE)

Ausgangspunkt für die Entwicklung der Bewertungsmethode für die dezentralen Lüftungsgeräte war eine Literaturrecherche, aus der auch eine Veröffentlichung folgte [62,63]. Außerdem wurden die Ergebnisse der Recherche sowie die Abschätzungen für mögliche Designs in einem Voruntersuchungsbericht zusammengefasst, aus dem im Folgenden zitiert wird [64].

2.2.1.1 Marktanalyse zu dezentralen Wohnungslüftungsgeräten

Betrachtet wurden dezentrale fassadenintegrierte Wohnungslüftungsgeräte mit Wärmerückgewinnung. Diese lassen sich in zwei Arten unterscheiden. Zum einen nach dessen

Funktionsprinzip als kontinuierlich arbeitend mit rekuperativem Wärmeübertrager oder als alternierend arbeitend mit regenerativem Wärmeübertrager.

Optimierung und Bewertung von
dezentralen alternierend
arbeitenden
Wohnungslüftungssystemen

Eine weitere Unterscheidungsmöglichkeit ist die Einbausituation in der Wand. Hier lässt sich der Einbau integriert im Fensterrahmen oder als Brüstungsgerät sowie mithilfe von separaten Kernbohrungen durch die Fassade, welche extra für die Lüftungsgeräte eingebracht werden.

Im Rahmen der Marktanalyse wurden 38 DRV's (engl. Decentralised Residential Ventilation systems) gesammelt und anhand der verpflichtend beizulegenden Datenblätter verglichen. Für den mittleren maximalen Volumenstrom ergibt sich daraus $\dot{V}_{\max} = 51 \pm 19 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ und für den mittleren minimalen Volumenstrom $\dot{V}_{\min} = 16 \pm 7 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. Der mittlere Wärmerückgewinnungsgraden kann aus der Gesamtheit der Datenblätter der DRV's mit $\bar{\eta}_T = 85 \pm 6 \%$ angenommen werden. Die Untergrenze des η_T wurde aus der Standardabweichung von $\bar{\eta}_T$ und dem kleinsten tatsächlichen η_T zu 60 % nach unten abgeschätzt. Die Wärmerückgewinnungsgrade müssen mit Vorsicht betrachtet werden, da es sich um Herstellerangaben handelt.

2.2.1.2 Energieströme am Lüftungsgerät

Die Untersuchung der Energieströme, welche durch den Einbau der Lüftungsgeräte beeinflusst oder erst hervorgerufen werden, hängen auch von einigen Stoffgrößen, sowie Betriebs- und Einbaubedingungen ab. Insbesondere sei an dieser Stelle auf die veränderlichen Eigenschaften der Feuchten Luft hingewiesen.

Fragestellung

Für die energetische Bewertung von dezentralen Lüftungsgeräten wurden in der Dissertation von F. Coydon [65] verschiedene Effekte gesammelt:

- Über die Luft übertragene Wärmeströme
- Einfluss von Kondensation
- Unausgeglichene Luftströme zwischen Zu- und Abluft
- Elektrische Leistungsaufnahme der Ventilatoren und resultierende Temperaturerhöhung der Luftströme
- Einfluss von Wärmebrücken über das Gehäuse des Lüftungsgerätes
- Einfluss von Frostschutzeinrichtungen wie Vorheizern
- Einfluss von Leckage (Intern and Extern)
- Einfluss der Zu- und Abluftströme auf der Energieperformanz der Gebäudehülle
- Einfluss der Dissipationswärme der Ventilatoren auf Luftströme

Daraus ergibt sich für jeden Punkt folgende Fragenstellung:

- Welche Größenordnung haben die gesammelten Energieströme und Effekte?
- Welche Mess- und Berechnungsmethoden gibt es jeweils?

Über die Luft übertragene Wärmeströme

In diesem Absatz wurden die Wärmeströme berechnet, welche über den Luftstrom durch das Gerät vom Innenraum nach außen oder umgekehrt übertragen werden sollten. Aus der Abschätzung der Wärmeströme ergaben sich für die beiden Fälle Sommer und Winter, in Abhängigkeit vom Volumenstrom und des Temperaturänderungsgrades, die in Tabelle 2-4 zusammengefassten Wärmeströme.

Tabelle 2-4: Wärmeströme durch von außen nach innen übertragen durch die Luftvolumenströme

	Sommer		Winter	
	$\eta_T = 60 \%$	$\eta_T = 93 \%$	$\eta_T = 60 \%$	$\eta_T = 93 \%$
\dot{V}_{22} in $\text{m}^3(\text{fL}) \cdot \text{h}^{-1}$				
			\dot{Q}_{22} in W	
20	38,5	6,73	-97,2	-17,0
51	98,1	17,2	-248	-43,4
110	212	37,0	-535	-93,6

Optimierung und Bewertung von dezentralen alternierend arbeitenden Wohnungslüftungssystemen

Zunächst wurden für die Abschätzung Annahme getroffen und Randbedingung festgelegt und dazu die Werte aus Tabelle 2-5 als Referenzzustand angesetzt.

Tabelle 2-5: Referenzzustand feuchte Luft

Größe	FZ, Wert und Einheit
Temperatur	$\theta = 20 \text{ °C}$ ($T = 273,15 \text{ K}$)
Feuchte	$\varphi = 40\%rF$ ($X = 5,97 \text{ g}(\text{H}_2\text{O}) \cdot \text{kg}(\text{trL})$) ($\theta_{FK} = 12,32 \text{ °C}$)
Druck	$p_a = 98,4 \text{ kPa}$
CO ₂ -Konzentration trockener Luft	$\hat{y}_{1+X}(\text{CO}_2) = 450 \text{ ppm}$

Mittlere TKT der Außenluft im Winter und Sommer: $\bar{T}_{TK,au} = \{-15; 35\} \text{ °C}$

Feuchte der Außenluft:

a. Sommer:

$$\varphi_{amb,S} = 50 \%rF \quad \text{mit } X_{amb,S} = 18 \text{ g}(\text{H}_2\text{O}) \cdot \text{kg}(\text{trL})$$

b. Winter:

$$\varphi_{amb,W} = 100 \%rF \quad \text{mit } X_{amb,W} = 1 \text{ g}(\text{H}_2\text{O}) \cdot \text{kg}(\text{trL})$$

Dichte der feuchten Luft: (bei der thermodynamischen Mitteltemperatur der Zustandsänderung)

c. Sommer:

$$\rho_{fL,S} = 1,137 \pm 0,001 \text{ kg}(\text{fL}) \cdot \text{m}^{-3} \quad \text{mit } \bar{T}_{therm,S} = 26 \text{ °C},$$

$$\bar{X}_S = 12 \text{ g}(\text{H}_2\text{O}) \cdot \text{kg}(\text{trL})$$

d. Winter:

$$\rho_{fL,W} = 1,242 \pm 0,001 \text{ kg}(\text{fL}) \cdot \text{m}^{-3} \quad \text{mit } \bar{T}_{therm,W} = 2 \text{ °C},$$

$$\bar{X}_W = 3,5 \text{ g}(\text{H}_2\text{O}) \cdot \text{kg}(\text{trL})$$

Wärmekapazität der feuchten Luft: (bei der thermodynamischen Mitteltemperatur der Zustandsänderung)

e. Sommer:

$$c_{p,fL,S} = 1,0150 \pm 0,0001 \text{ kJ} \cdot \text{kg}(\text{fL}, X \leq X_S)^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad \text{mit } \bar{T}_{therm,S} = 26 \text{ °C};$$

$$\bar{X}_S = 12 \text{ g}(\text{H}_2\text{O}) \cdot \text{kg}(\text{trL})$$

f. Winter:

$$c_{p,fL,W} = 1,0067 \pm 0,0001 \text{ kJ} \cdot \text{kg}(\text{fL}, X \leq X_S)^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad \text{mit } \bar{T}_{therm,W} = 2 \text{ °C};$$

$$\bar{X}_W = 3,5 \text{ g}(\text{H}_2\text{O}) \cdot \text{kg}(\text{trL})$$

Die von den Herstellern angegebenen Temperaturrückgewinnungsgrade repräsentieren den Maximalwert $\eta_{T,max}$. Diese Werte bewegen sich zwischen 66 % und 93 % mit einem Mittelwert von $83 \pm 6 \%$. Gewählter schlechtester Fall:

$$\eta_T = 60 \%$$

Aus folgender Gleichung wurde die Zulufttemperatur T_{22} berechnet [66,67]:

$$\eta_T = \frac{T_{22} - T_{21}}{T_{11} - T_{21}} \quad 2-8$$

Optimierung und Bewertung von
dezentralen alternierend
arbeitenden
Wohnungslüftungssystemen

η_T	zuluftseitiger Temperaturrückgewinnungsgrad	[-]
T_{22}	Temperatur der Zuluft auf der Innenseite	[°C]
T_{21}	Temperatur der Außenluft (Außenseite)	[°C]
T_{11}	Temperatur der Abluft auf der Innenseite	[°C]

Über den Luftstrom wird so ein Wärmestrom \dot{Q}_{22} dem Innenraum zugeführt. Negative Werte von \dot{Q}_{22} entsprechen einer Wärmeabfuhr.

$$\dot{Q}_{22} = \frac{\dot{V}_{22}}{3600 \text{ s} \cdot \text{h}^{-1}} \cdot \rho_{fL} \cdot c_{p,fL} \cdot (T_{22} - T_{11}) \quad 2-9$$

ρ_{fL}	Dichte der feuchten Luft	[m ³ (fL) h ⁻¹]
$c_{p,fL}$	massenspezifische, isobare Wärmekapazität der feuchten Luft	[J kg(fL) ⁻¹ K ⁻¹]
\dot{V}_{22}	Zuluftvolumenstrom	[m ³ (fL) h ⁻¹]

Unausgeglichene Luftströme zwischen Zu- und Abluft

Ursachen für unausgeglichene Massenströme bei DRVs können vielfältig sein. Die Wichtigsten sind:

- Druckdifferenzen zwischen Außen- und Innenseite der Fassade
 - g. Winddruck durch variierende Windgeschwindigkeiten und -richtungen
 - h. Temperatur- und Dichtdifferenzen zwischen verschiedenen Gebäudeseiten sowie zwischen dem Innenraum und der Gebäudeumgebung
- Bauliche Bedingungen
- unterschiedliche Ventilator Kennlinien für Zu- und Abluftbetrieb (besonders bei alternierenden Geräten)

Als Konsequenz aus den unausgebalancierten Luftströmen ergeben sich sowohl:

- eine Verminderung des Wärmerückgewinnungsgrades (siehe 0), als auch
- Variationen des effektiven Luftaustauschs und der Luftaustauscheffizienz

Für die Prüfung von DRVs wird gefordert, dass die Massenströme \dot{m}_{22} und \dot{m}_{11} für Zuluft und Abluft maximal um ± 3 % voneinander abweichen dürfen [68, S.19; 56, S.28]. Zudem müssen für die Prüfung die Kammern für die Außen- und Innenseite eine statische Druckdifferenz von $\Delta p = 0$ Pa aufweisen. Das bedeutet, aber gleichzeitig auch, dass eine Beurteilung des Windeinflusses auf die Energiebilanz nicht vorgenommen wird. Es erfolgt lediglich eine Überprüfung der Volumenströme bei $\Delta p = \pm 20$ Pa [68, S.16; 56, S.23f]. Die auftretenden Windgeschwindigkeiten liegen in der Größenordnung $0,5 \text{ m s}^{-1} \leq v \leq 4,5 \text{ m s}^{-1}$, welche 95 % der Auftrittswahrscheinlichkeiten abdecken [69].

Im Extremfall, wenn der Wind die Fassade mit einem Winkel 90° orthogonal anströmt, berechnet sich der Staudruck vereinfacht mit einem Widerstandskoeffizient $C_p = 1$ nach Gleichung 2-10. Für weiterführende Informationen zur Windgeschwindigkeit sei auf die Norm DIN EN 1991-1-4 [70–72] inklusive Anhänge verwiesen.

 Optimierung und Bewertung von
 dezentralen alternierend
 arbeitenden
 Wohnungslüftungssystemen

$$\rho_W = \frac{\rho_{fl,au} \cdot (C_p v_W)^2}{2} \quad 2-10$$

ρ_W	Winddruck unter der Annahme einer orthogonalen Anströmung	[Pa]
$\rho_{fl,au}$	Dichte der feuchten Luft außen	[kg m ⁻³]
v_W	Betrag der Windgeschwindigkeit	[m s ⁻¹]

Bei einer Windgeschwindigkeit von 4,5 m s⁻¹ und eine Dichte von $\rho_{fl,W}$ ist für die meisten Fälle mit einem Staudruck von mindestens $\rho_W \approx 12,15$ Pa zu rechnen.

Elektrische Leistungsaufnahme und resultierende Temperaturerhöhung der Luft

Die analysierten dezentralen Lüftungsgeräte haben eine durchschnittliche (für alle analysierten Geräte) maximale Leistungsaufnahme von 10,4 W. Beim Gerät mit der höchsten maximalen Leistungsaufnahme beträgt diese 39 W. Die durchschnittliche minimale Leistungsaufnahme beträgt 2,9 W. Beim Gerät mit der kleinsten minimalen Leistungsaufnahme beträgt diese nur noch 1 W.

Die daraus resultierende Temperaturerhöhung der Luftströme wäre als Wärme dissipierte elektrischen Leistung. Dadurch wird sowohl der Zu- als auch der Abluftstrom erwärmt, also ein Teil an die Innenraumluft übertragen und ein anderer als Verlustwärmestrom nach außen befördert. Abschätzungsweise ist damit mit einer minimalen Temperaturerhöhung von 0,015 K, sowie einem Maximalwert von 0,36 K zu rechnen. Die durchschnittliche Erhöhung zwischen dem maximalen und dem minimalen Betriebspunkt aller Geräte beträgt 0,24 K. Für die Abschätzung dieser Werte wurden die folgenden Annahmen getroffen sowie die Gleichungen 2-11 und 2-12 verwendet.

Annahmen:

1. die vom Gerät dissipierte elektrische Energie wird ausschließlich durch den/die Lüfter hervorgerufen (Dissipationen durch die Regelung, usw. sind vernachlässigbar)
2. der elektrische Gerätewirkungsgrad wird mit $\eta_{ges,el} = 0,6$ abgeschätzt.
3. Die Dissipationswärme wird vollständig auf den Luftstrom durch das Gerät übertragen. In der Realität verlässt ein Teil der Wärme die Systemgrenzen auch über das Gehäuse.

$$\Delta T_{max} = \frac{(1 - \eta_{ges,el}) \cdot P_{el,max}}{\left(\rho_{fl} \cdot \frac{\dot{V}_{min}}{3600}\right) \cdot C_{p,fl}} \quad 2-11$$

$$\Delta T_{\min} = \frac{(1 - \eta_{\text{ges,el}}) \cdot P_{\text{el,min}}}{\left(\rho_{\text{fL}} \cdot \frac{\dot{V}_{\text{max}}}{3600}\right) \cdot c_{p,\text{fL}}}$$

2-12

 Optimierung und Bewertung von
 dezentralen alternierend
 arbeitenden
 Wohnungslüftungssystemen

ΔT_{max}	maximale durch Dissipation verursachte Temperaturerhöhung	[K]
ΔT_{min}	minimale durch Dissipation verursachte Temperaturerhöhung	[K]
$\eta_{\text{ges,el}}$	elektrischer Gesamtwirkungsgrad des Geräts	[-]
P_{el}	zugeführte elektrische Leistung	[W]

Dabei werden sich die Extrema der Temperaturänderung durch den Ventilator für folgende beiden Fällen einstellen:

1. Minimaler Volumenstrom bei ohne Temperaturgradient zwischen innen und außen bei $T = 24 \text{ °C}$ und $\varphi = 30 \text{ %rF}$
 - a. $\overline{\dot{V}_{\min}} = 5 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$
 - b. $\rho_{\text{fL}} = 1,107 \pm 0,001 \text{ kg(fL)} \cdot \text{m}^{-3}$
 - c. $c_{p,\text{fL}} = 1,0097 \pm 0,0001 \text{ kJ} \cdot \text{kg(fL}, X_{\leq Xs})^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
2. Maximaler Volumenstrom bei maximalem Temperaturgradienten zwischen innen und außen (Winter)
 - a. $\overline{\dot{V}_{\max}} = 110 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$
 - b. $\rho_{\text{fL,W}} = 1,242 \pm 0,001 \text{ kg(fL)} \cdot \text{m}^{-3}$
 - c. $c_{p,\text{fL,W}} = 1,0067 \pm 0,0001 \text{ kJ} \cdot \text{kg(fL}, X_{\leq Xs})^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

Einfluss von Wärmebrücken über die Hülle des Lüftungsgerät

Im Folgenden werden die Ergebnisse einer Wärmebrückenberechnung für ein kommerzielles fassadenintegriertes Lüftungsgerät mit dem Simulationsprogramm [Therm 7.2](#) vom [LBNL](#) vorgestellt. Die Rechnung wurde konservativ mit folgenden Annahmen und Randbedingungen durchgeführt:

$R_{\text{si}} = 0,13 \text{ m}^2 \text{ K W}^{-1}$, $T_{11} = 20 \text{ °C}$ mit idealer Durchmischung der Raumluft

$R_{\text{se}} = 0,13 \text{ m}^2 \text{ K W}^{-1}$, $T_{21} = -15 \text{ °C}$

Wandkonstruktion von außen nach innen:

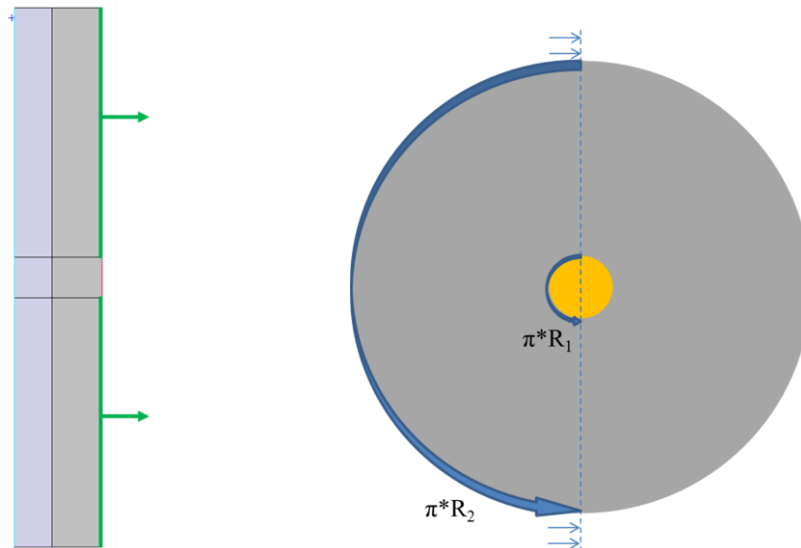
- i. 150 mm EPS ($\lambda = 0,038 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$)
- j. 200 mm Beton ($\lambda = 1,6 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$)
- k. Wärmedurchgangskoeffizient der Wand: $k = 0,236 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$

Wärmeübertrager:

- l. Durchmesser des Lüftungsgerätequerschnitts: $d = 162 \text{ mm}$
- m. Länge Wärmetauschers: $l_{\text{WRG}} = 150 \text{ mm}$.
- n. Wärmeleitfähigkeit Keramik: $\lambda = 2 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$
- o. Lösung als 2D Problem

Im Gerät ändert sich die Temperatur nur im Wärmeübertrager. Die Temperatur an der Außenseite des Wärmetauschers ist der Mittelwert zwischen außen T_{21} , und der Fortluft nach der Wärmerückgewinnung T_{12} . Die Temperatur an der Innenseite des Wärmeübertragers ist der Mittelwert zwischen Raumtemperatur T_{11} , und Zulufttemperatur nach der Wärmerückgewinnung T_{22} . Nach der Wärmerückgewinnung ist die Luft isotherm, wobei es keinen thermischen Widerstand zwischen der Feststoffoberfläche und Luft gibt. Die Luft selbst wird als trocken angenommen.

Unter diesen Voraussetzungen wurde der Wärmestrom durch die grüne Fläche aus Abbildung 2-21 a) (an der Innenwandoberfläche) nach Innen ohne das Lüftungsgerät berechnet und verglichen. Daraus ergibt sich ein Wärmestrom über eine Länge quer zur Rechenebene. Ein Wärmestrom in W ergibt sich, indem die Rechenebene rotiert und dementsprechend mit der Bogenlänge multipliziert wird.



a) berechnete Wärmeflussrichtung

b) Rotation der Rechenebene. Der graue Bereich repräsentiert den Beton und der orangefarbene Bereich den Ausschnitt für das Lüftungsgerät. Die dünnen blauen Pfeile und die gestrichelte Linie zeigen die Bezugsebene für die die Berechnung durchgeführt wurde

Abbildung 2-21: Beschreibung des Modells für die Wärmebrückenberechnung durchgeführt wurde

In Tabelle 2-6 werden $\Delta\dot{Q}_{\text{int,linear}}$ in W und \dot{Q}_{int} sowie $\Delta\dot{Q}_{\text{int}}$ jeweils in W m^{-1} angegeben. Dabei ist \dot{Q}_{int} ein mittlerer Wärmestrom auf der Innenoberfläche der Außenwand, gemittelt über einen charakteristischen Radius, um den Durchbruch der Wand. $\Delta\dot{Q}_{\text{int}}$ entspricht dann der Abweichung des betrachteten Falls zum Referenzfall 1.

Referenzfall 1: thermisch bester Zustand

- p. nicht beeinträchtigtes Mauerwerk 15 cm EPS + 20 mm
- q. Homogene Temperaturschichtung durch die Wand

Referenzfall 2: thermisch schlechtesten Zustand

- r. das Gerät arbeitet im stationären Zuluftbetrieb
- s. keine Wärmerückgewinnung: $\eta_T = 0$
- t. die Gerätetemperatur entspricht der Temperatur der Außenluft
- u. hohe Wärmeverluste um das Gerät

Fall 1

- v. Wärmerückgewinnung: $\eta_T = 90 \%$
- w. die Wandinnenoberflächentemperatur um das Gerät ändert sich im Vergleich zum Referenzfall 1 kaum
- x. Der zusätzliche Wärmestrom ist vernachlässigbar und nicht messbar.

Fall 2

- y. Wärmerückgewinnung: $\eta_T = 60\%$
- z. die Wärmebrücke ändert die Wandinnenoberflächentemperatur deutlich.
- aa. Der zusätzliche Wärmestrom steigt von zirka 3 W auf 64 W, und ist jetzt vergleichbar mit dem über Luft übertragenen Wärmestrom.

Fall 3 & 4

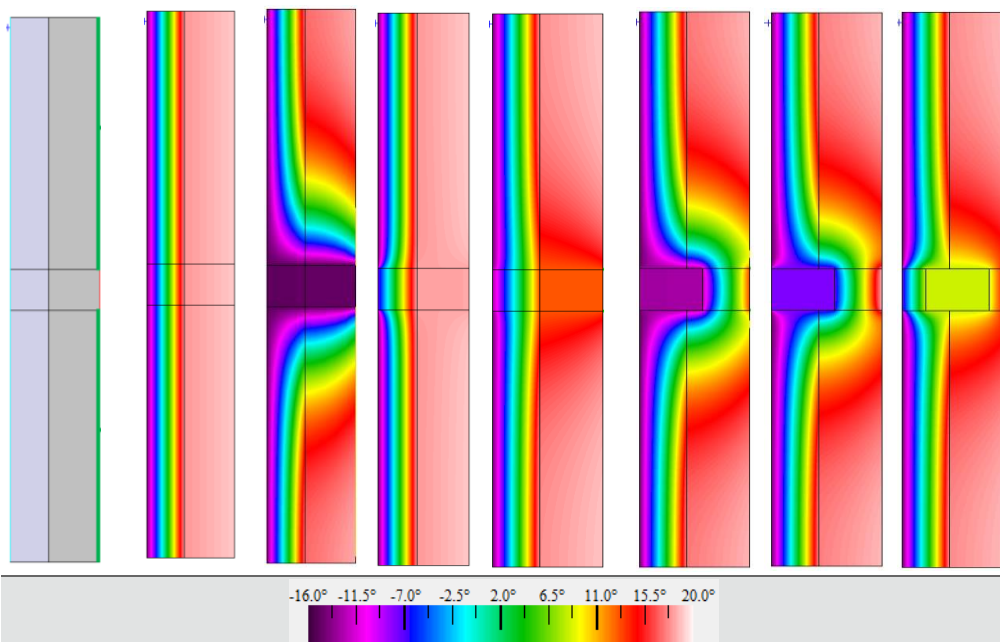
- bb. Wandeinbauten mit WRG innen
- cc. deutliche Wärmebrücken, bei denen die Wärmeströme größer sein könnten als die über die Luft übertragene Wärme.

Fall 5

- dd. Wärmetauscher vor und nach dem Ventilator
- ee. Geringere Ausprägung der Wärmebrücke als bei Fall 3 & 4
- ff. Wärmeströme durch die Wärmebrücke sind nicht vernachlässigbar

Tabelle 2-6: Ergebnisse Wärmebrückensimulation. WT= Wärmetauscher, WRG= Temperatur- bzw. Wärmerückgewinnungsgrad

Wert	Ref (kein Lüfter)	Mit Lüfter ohne WRG	WT links (normal) mit WRG 90 %	WT links (normal) mit WRG 60 %	WT rechts mit WRG 60 %	WT rechts mit WRG 90 %	WT links und rechts mit WRG 90 %
\dot{Q}_{int} in $W\ m^{-1}$	17	111	17	32	67	53	36
$\Delta\dot{Q}_{int,linear}$ in $W\ m^{-1}$	0	94	1	15	50	37	20
$\Delta\dot{Q}_{int}$ in W	0	391	3	64	209	153	81



2.2.1.3 Fazit

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass alle bisher berücksichtigten Einflüsse in sehr ähnlichen Größenordnungen liegen, was die jeweils zu erwartenden Wärmeströme betrifft. Eine Aufschlüsselung der abgeschätzten Leistungen und Wärmeströme ist in Abbildung 2-22 dargestellt. Die Darstellung erfolgt anhand eines Teststandkonzeptes wie es ähnlich bereits für den Antrag vorgeschlagen wurde.

 Optimierung und Bewertung von
 dezentralen alternierend
 arbeitenden
 Wohnungslüftungssystemen

Außenklimakammer (AKK):

T_A in °C	-15	25	35	35
X_A in g(H ₂ O)·kg(trL) ⁻¹	1	21	1	21

Innenklimakammer (IKK):

T_i in °C	13	13	23	25	29
X_i in g(H ₂ O)·kg(trL) ⁻¹	2	9	15	19	19

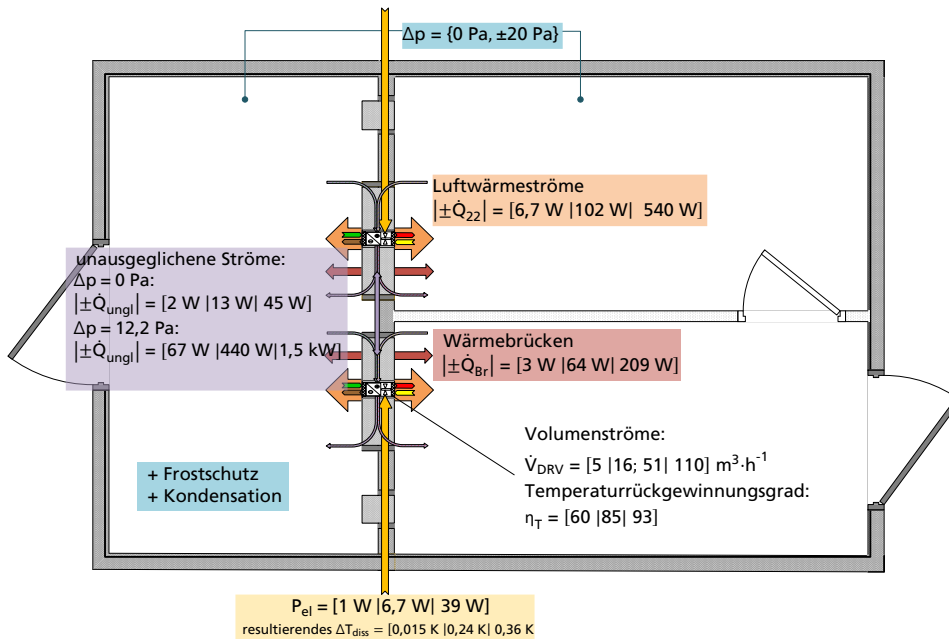


Abbildung 2-22: Zusammenfassung der zu erwartenden Größenordnungen für die Wärmeströme der Lüftungsgeräte

2.2.2 Planung und Aufbau des Teststandes (ISE+Viessmann)

Wie bereits eingangs zu Abschnitt 2.2 erwähnt wurde vor Beginn dieses Arbeitspaketes entschieden, dass im Sinne der Risikostreuung bei Viessmann und am Fraunhofer ISE zwei unterschiedliche Teststandkonzepte verfolgt wurden. Diese sollen im Folgenden jeweils getrennt voneinander erläutert werden.

2.2.2.1 Berichtsteil Teststand Viessmann

Viessmann hat zunächst firmenintern und in Abstimmung mit dem ISE die wesentlichen Anforderungen an den bei Viessmann zu errichtenden Prüfstand ausgearbeitet. Der Fokus lag hier auf der Vergleichbarkeit von dezentralen und zentralen Lüftungssystemen. Die allgemeinen Erfordernisse zur Prüfung von zentralen Lüftungsgeräten sind bekannt. Wie in der Vorhabensbeschreibung dargestellt, ist es Ziel dieses Forschungsprojekts, für dezentrale Lüftungsgeräte eine geeignete Bewertungsmethode zu finden. Entsprechend konnte bei den Anforderungen an den Prüfstand keine konkrete Methode berücksichtigt werden. Die bisherigen Ergebnisse des ISE, des Forschungsvorhabens EwWalt und der Stand der Technik haben es aber erlaubt, den Prüfstand insoweit vorzuplanen, dass er für die letztendliche Bewertungsmethode geeignet weiterentwickelt werden konnte.

Darauffolgend wurde von mehreren potenziellen Zulieferern Angebote eingeholt und bewertet. Seitens der beauftragten Firma erfolgten dann in enger Abstimmung mit Viessmann eine konkrete Planung und der Aufbau des Prüfstands.

 Optimierung und Bewertung von
 dezentralen alternierend
 arbeitenden
 Wohnungs Lüftungssystemen

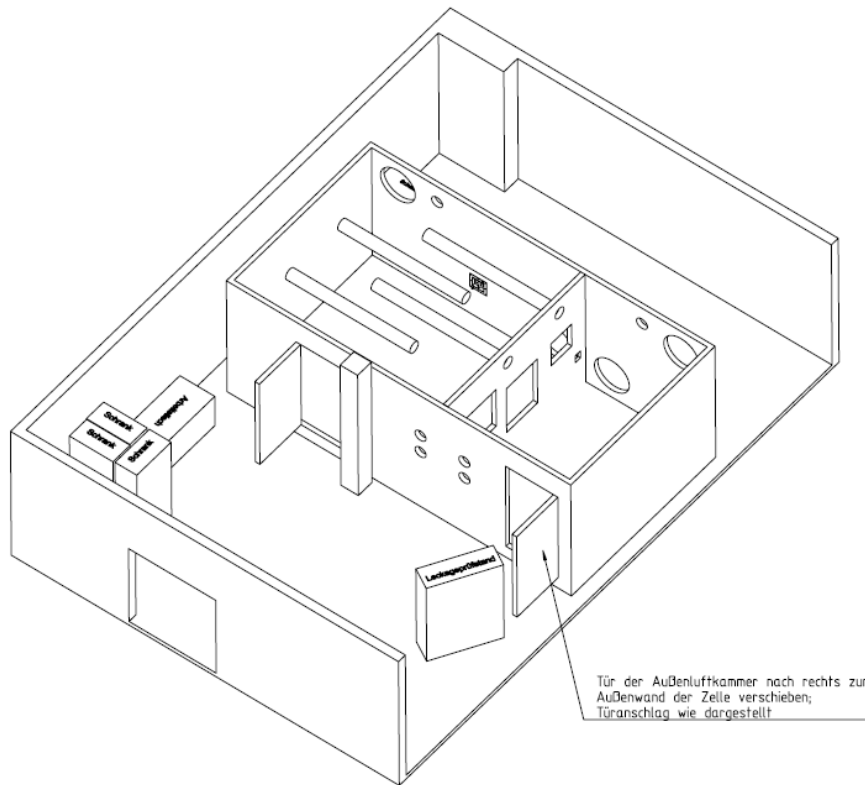


Abbildung 2-23: Skizze des Planungsstandes der Klimakammer des Teststandes bei Viessmann



Abbildung 2-24: Der aufgebaute Prüfstand bei Viessmann.

2.2.2.2 Berichtsteil Spülluftteststand Fraunhofer ISE

Der schematische Aufbau für den am Fraunhofer ISE geplanten Teststand folgt dem Spülluftverfahren nach den Ansätzen der Prüfinstitute (TÜV-Süd, TZWL, HLK) [73,74]. Dieses Verfahren wird auch verwendet für die DIBt-Zertifizierung und entspricht dem Vorschlag für die Überarbeitung der EN 13141-8 [56]. Wesentlich ist, dass mit dem Verfahren für die Bewertung der Wärmerückgewinnung von Pendellüftern folgende drei Herausforderungen adressiert, werden:

1. Die Geräte sind klein und erschweren die Positionierung mehrerer Sensoren an der Systemgrenze.
2. Die Zu- und Abluft eines Pendellüfters wird über einen zeitlichen Versatz nicht aber durch eine Trennung der Strömungskanäle realisiert.
3. Durch den alternierenden Betrieb der Geräte ergeben sich dauerhaft transiente Messgrößen an der Systemgrenze der Pendellüfter selbst.

Um diesen Herausforderungen zu begegnen wurden folgende Ansätze mit dem Spülluftverfahren verfolgt:

1. Die Verlagerung und Vergrößerung des Bilanzraumes außerhalb der Gerätehülle.
2. Die gleichzeitige Vermessung von mindestens zwei Geräten im entgegengesetzten Betrieb, sodass die Messaufgabe von einem transienten in ein stationäres Problem überführt wird.
3. Die Bilanzierung erfolgt gleichzeitig über zwei Bilanzräume an der Innen- und Außenseite der Geräte mit Innen- und Außenklima.

Das grundsätzliche Verfahren ist in Abbildung 2-25 dargestellt. Der Teststand besteht dabei aus vier Kammern, wobei jeweils zwei die beiden Klimata für die Innenraumkonditionen sowie die Außenumgebung emulieren. Im Falle eines Pendellüfters werden zwei Exemplare der zu vermessenden Lüftungsgeräte eingebaut. Die zwei Lüftungsgeräte werden synchronisiert und arbeiten paarweise entgegengesetzt alternierend. Befindet sich das eine Gerät in der Zuluftphase, läuft das andere in der Abluftphase. Somit sind die beiden Hälften des Teststands näherungsweise pneumatisch abgeglichen. Jede Hälfte des Teststands wird durch eine eigene Luftstrecke mit konditionierter feuchter Luft versorgt. Damit können verschiedene hygrothermische Bedingungen auf der Raum- und Außenseite des Teststands gefahren werden. Der Enthalpieunterschied zwischen Ein-

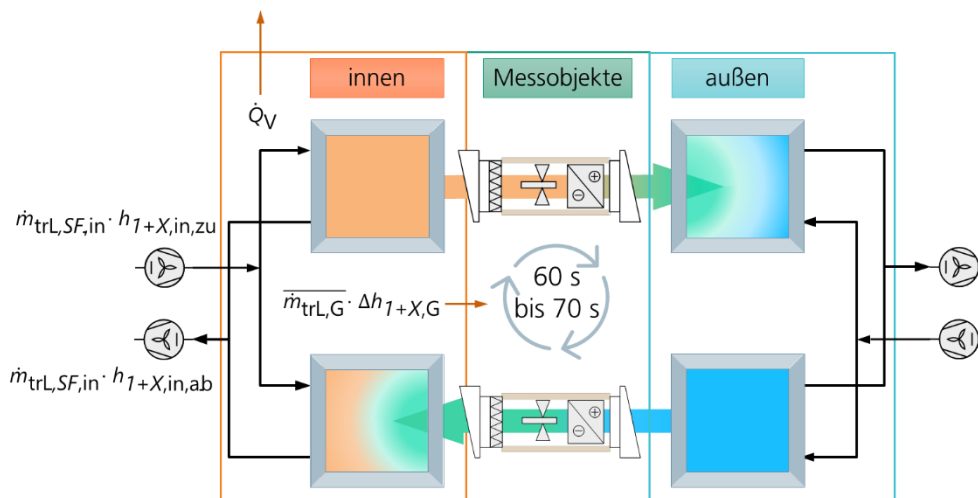


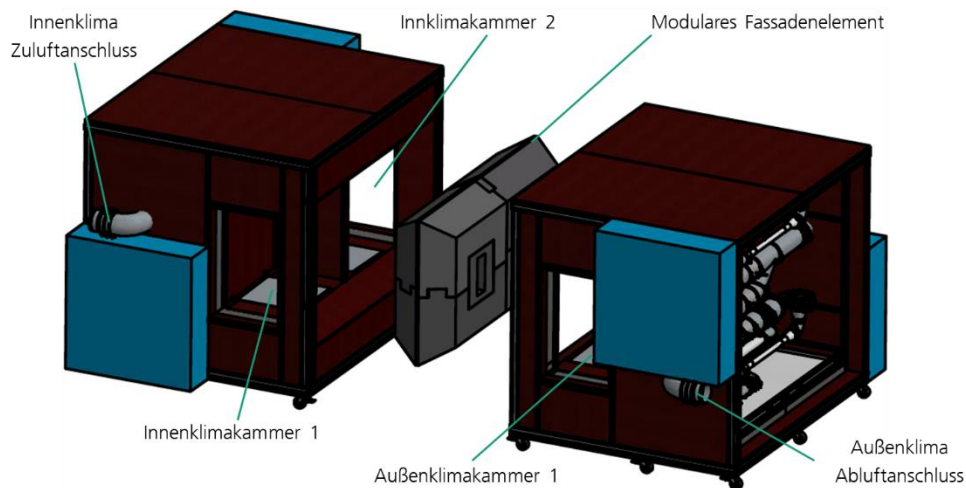
Abbildung 2-25: Skizze des Spülluftteststands und erreichbare hygrothermischen Bedingungen in beiden Kammern [55].

und Austritt einer Teststandhälfte wird gemessen und daraus der Wärmerückgewinnungsgrad berechnet. Auf der Innenklimaseite lässt sich die Wärmerückgewinnung dabei typischerweise besser bestimmen, da hier niedrigere Volumenströme für die Konditionierung benötigt werden und der Wärmeeintrag aus der Laborumgebung geringer ausfällt. Dadurch sind auf der Innenklimaseite die Unsicherheiten für die Energiebilanz geringer. Diese Energiebilanz entspricht der Gleichung 2-13.

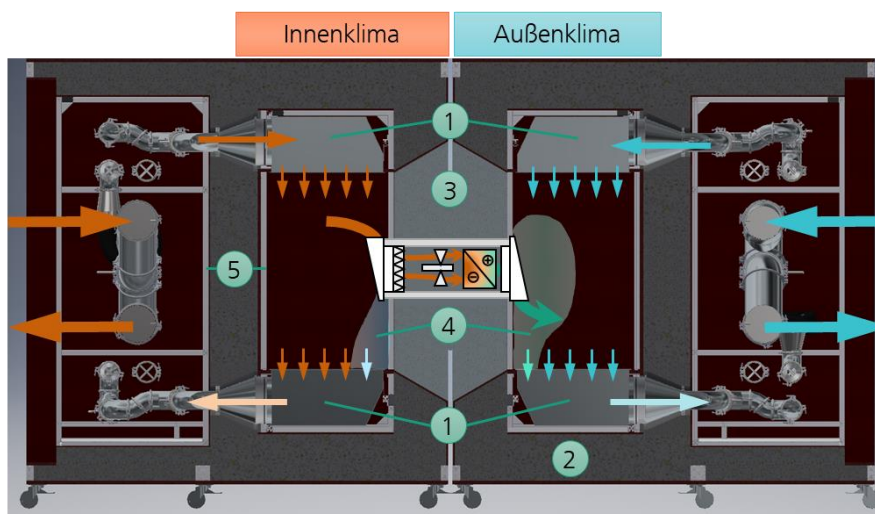
$$\overline{\dot{m}}_{\text{trL,G}} \cdot \Delta h_{1+X,G} = \dot{m}_{\text{trL,SF,in}} \cdot (h_{1+X,\text{in,zu}} - h_{1+X,\text{in,ab}}) - \dot{Q}_V \quad 2-13$$

$\overline{\dot{m}}_{\text{trL,G}}$	Effektiv geförderter Massenstrom trockener Luft durch die beiden Geräte des Lüftungssystems	$[\text{kg}_{\text{trL}} \text{s}^{-1}]$
$\Delta h_{1+X,G}$	Massenspezifische Enthalpiedifferenz, welche durch den Betrieb der Geräte zum emulierten Außenklima abgeführt wird.	$[\text{kJ kg}_{\text{trL}}^{-1}]$
$\dot{m}_{\text{trL,SF,in}}$	Massenstrom trockener Luft der Spülluft für die Messkammern	$[\text{kg}_{\text{trL}} \text{s}^{-1}]$
$h_{1+X,\text{in,zu}}$	massenspezifische Enthalpie der feuchten Luft im Zuluftstrang der Innenklimaspülkammern	$[\text{kJ kg}_{\text{trL}}^{-1}]$
$h_{1+X,\text{in,ab}}$	massenspezifische Enthalpie der feuchten Luft im Abluftstrang der Innenklimaspülkammern	$[\text{kJ kg}_{\text{trL}}^{-1}]$
\dot{Q}_V	Verlustwärmestrom an die Teststandumgebung	$[\text{W}]$

Der Teststand am Fraunhofer ISE wurde 2019 geplant und die 3D-Struktur gemäß Abbildung 2-26 und Abbildung 2-27 konstruiert. Dabei wurden auch die Anforderungen der EN 131418 [56] berücksichtigt. Die Details der Teststandeigenschaften wurden in der Dissertation von Auerswald [75] beschrieben. Zwei wesentliche Eigenschaften des sind, dass dieser mit zwei externen Luftkonditionsstrecken betrieben werden muss und dass die Luft in den Kammern über eine Verdrängungsströmung ausgetauscht wird.

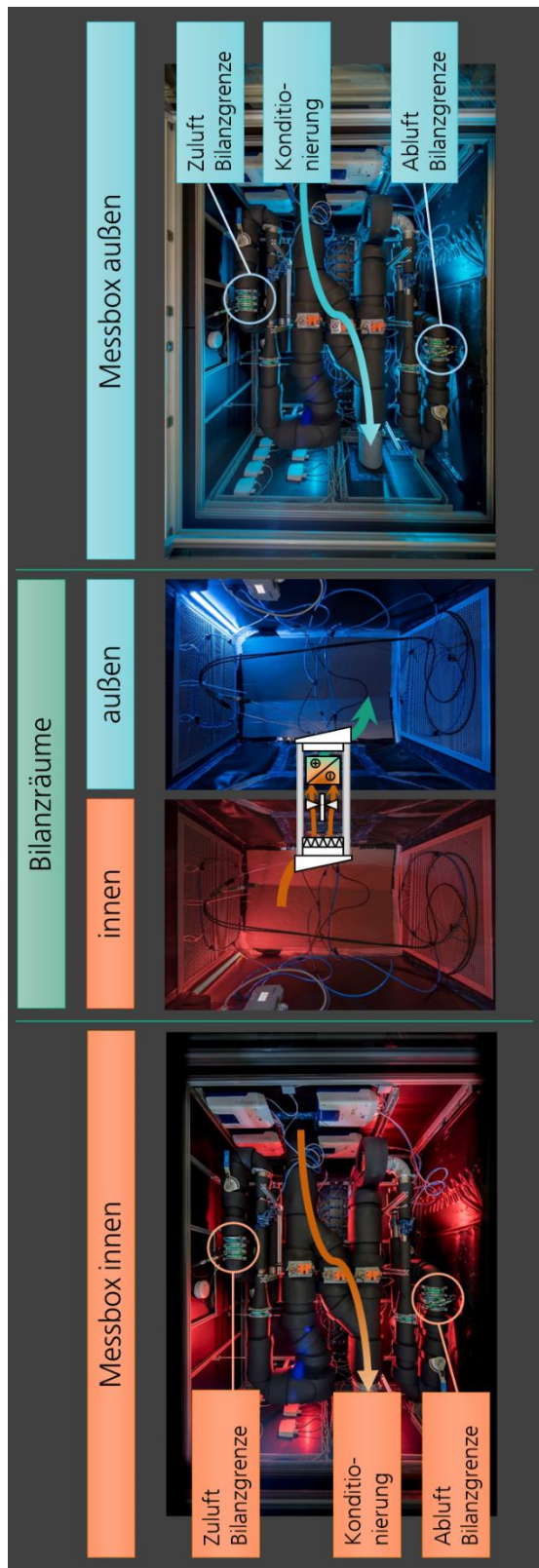


a) Beschriftete Explosionsdarstellung der drei Teststandhauptmodule



b) Vertikalschnitt durch den zusammengebauten Teststand, 1) Quellluftdurchlässe, 2) Expandiertes Polystyrol als Dämmmaterial, 3) Modulares Fassadenelement, 4) Auszuspülende Luft, 5) Innere Aluminiumtragstruktur mit Holzverkleidung, 6) Äußere Aluminiumtragstruktur mit Holzverkleidung

Abbildung 2-26: 3D Konstruktion und Planung des Spülluftteststands am Fraunhofer ISE [55].



 Optimierung und Bewertung von
 dezentralen alternierend
 arbeitenden
 Wohnungslüftungssystemen

Abbildung 2-27: Bilder des fertigen Teststandes mit den eingezeichneten Bilanzgrenzen [55]

2.2.3 Inbetriebnahme des Teststandes und der Messtechnik (ISE+Viessmann)

Optimierung und Bewertung von
dezentralen alternierend
arbeitenden
Wohnungslüftungssystemen

2.2.3.1 Berichtsteil Teststand Viessmann

Auf Seiten Viessmann wurde unter großen Herausforderungen der Lüftungsprüfstand in Betrieb genommen. Einzelne Komponenten der Hardware entsprachen nicht den geforderten Spezifikationen, was zu Verzögerungen bei der Inbetriebnahme führte. Aufgrund des höheren Erfahrungsschatzes von Viessmann bei der Prüfung und Vermessung von zentralen Lüftungsgeräten, wurde der Teststand inklusive der Messtechnik zunächst mit einem zentralen Lüftungsgerät geprüft. Eine Innenansicht mit dem aufgestellten Prüfling sowie eines Teils der Messtechnik ist in Abbildung 2-28 dargestellt.



Abbildung 2-28 - Linker Innenraum des Prüfstandes, augenblicklich mit einem Prüfling einer zentralen Lüftung inklusive der entsprechenden Sensorik. Die beiden schwarzen Griffe im Hintergrund markieren die Position einer der beiden Klappen, die entfernt werden können zur Prüfung von dezentralen Lüftungsgeräten.

Nach erfolgreicher Herstellung stabiler Druckverhältnisse in den Kammern konnte auch das Temperieren der Kammern auf die gewünschten Temperaturen erfolgreich getestet werden. Allerdings erwiesen sich die Tests bei Außenlufttemperaturen unterhalb des Gefrierpunktes als schwierig, wodurch bedeutsame Baumängel aufgedeckt wurden und aufwändig beseitigt werden mussten.

An diversen Komponenten der Außenluft-RLT trat nach wenigen Betriebsstunden Korrosion auf (Abbildung 2-29), was auf fehlerhafte Materialauswahl zurückzuführen war. Weiterhin wurde festgestellt, dass Lötarbeiten zum Teil nicht fachgerecht ausgeführt wurden (Abbildung 2-30).

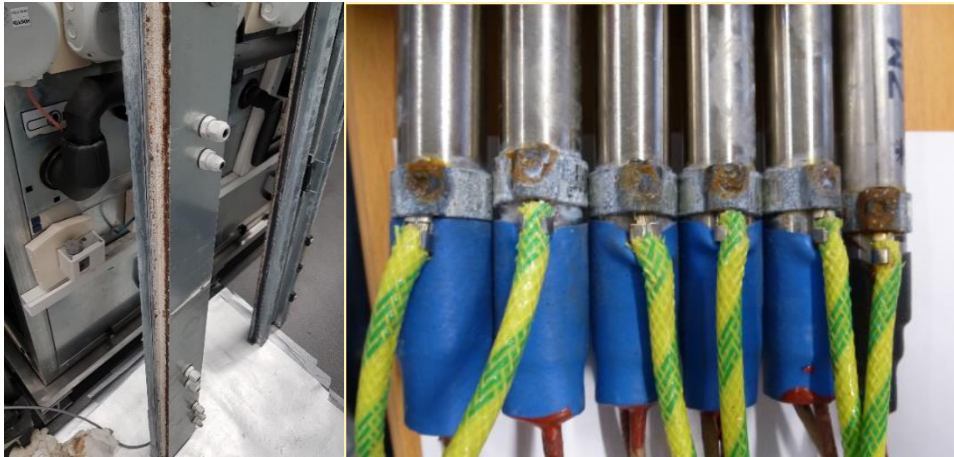


Abbildung 2-29 - Korrosionserscheinungen an Komponenten der Außenluft-RLT.



Abbildung 2-30 - Nicht fachgerecht ausgeführte Lötarbeiten.

Eine weitere Herausforderung stellte die unzureichende Leistung der Einzelkomponenten der thermodynamischen Infrastruktur dar. Die Verbundanlage der Außenluft-Klimakammer musste in dem Zuge ausgetauscht werden, sowie die Verdampfer der Außenluft-RLT. Die Stützventilatoren zur Druckregelung in den Messstrecken waren ebenfalls nicht geeignet und mussten getauscht werden.

Planungsmängel in Form von fehlender Isolation an der Außenseite der Außenluft-RLT führten zu Kondensation und Reifbildung sowohl an den Luftleitungen als auch an den Kältemittelleitungen. Eine Kondensatwanne und die Isolierung mussten nachgerüstet und die Elektrik zum Teil abgesetzt werden (Abbildung 2-31). Die Umschaltklappen zwischen den zwei Verdampfern in der Außenluft-RLT waren ebenfalls von der gleichen Problematik betroffen (Abbildung 2-32). Das lag an einer fehlerhaften Regelstrategie und Funktionsreife der Software, in der die Kälteleistung der Kältemaschinen nicht reduziert, sondern durch massive Zuheizung ausgeglichen wurde.



Abbildung 2-31 - Kondensation und resultierende Reifbildung an Luftleitungen.



Abbildung 2-32 - Kondensation und resultierende Reifbildung an Umschaltklappen.

Die aufgetretenen Baumängel wurden während der Inbetriebnahme umfassend behoben, um einen störungsfreien Betrieb des Prüfstands zu ermöglichen. Zur Vermeidung von Reifbildung an den Oberflächen wurde die Isolierung der RLT-Anlagen und der zugehörigen Kältemittelleitungen optimiert. Weiterhin wurde eine zusätzliche Pendelklappe für Verdampferumschaltung sowie zusätzliche Heizelemente im Verdampfer-Klappensystem eingebracht (Abbildung 2-33). Weiterhin ist ein Heißgas-Bypass System in jede RLT-Anlage verbaut sowie die Regelstrategie der Kälte-Verbundanlagen und der Luftstrecken optimiert worden.



 Optimierung und Bewertung von
 dezentralen alternierend
 arbeitenden
 Wohnungslüftungssystemen

Abbildung 2-33 - Zusätzliche Pendelklappe und Heizelemente an den Umschaltklappen.

Mit den getroffenen Maßnahmen ist ein stabiler Betrieb des Prüfstands ermöglicht worden. In Abbildung 2-34 sind die Verläufe von Messwerten einer mehrstündigen Messreihe dargestellt, die einen erfolgreichen Betrieb des Teststands demonstrieren. Somit ist eine kontinuierliche Nutzung im Tagesgeschäft der Forschung und Entwicklung möglich. In Bezug auf dezentrale Lüftungsgeräte ist die Prüfung von realen Einbaubedingungen in einer Fassade möglich (Abbildung 2-35), sodass Aspekte wie Taupunkt-Untersuchung, Wärme-/Feuchterückgewinnung, Windlast- und Leckageversuche sowie Lüfterkennlinien untersucht werden können. Weiterhin ist auch das Spülluft-Verfahren durch eine Adaption der existierenden Luftstrecken sowie der Herstellung der benötigten Prüfboxen möglich.

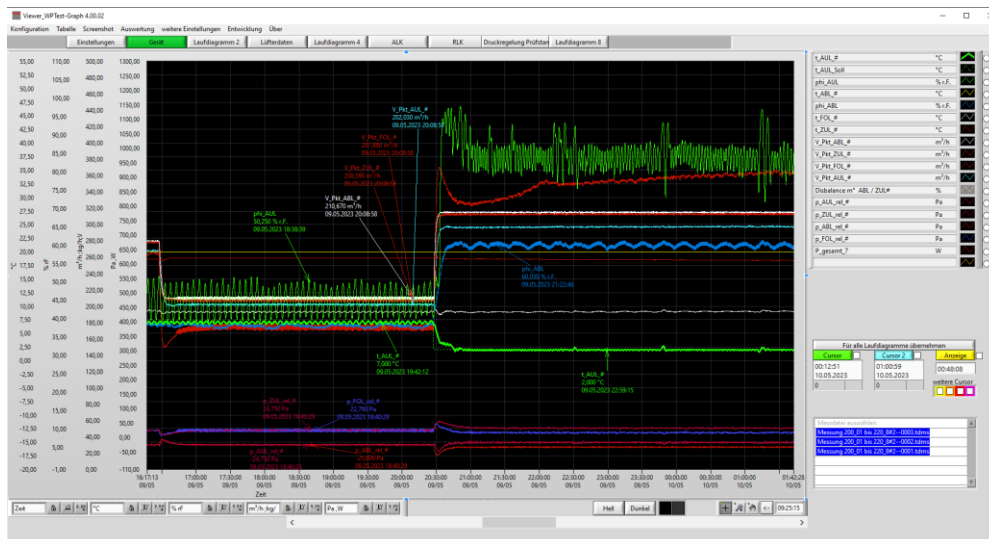


Abbildung 2-34 - Messwertverläufe während einer mehrstündigen Messreihe am Teststand.



 Optimierung und Bewertung von
 dezentralen alternierend
 arbeitenden
 Wohnungslüftungssystemen

Abbildung 2-35 - Fassadendurchbrüche zwischen den beiden Klimaten.

2.2.3.2 Berichtsteil Spülluftteststand Fraunhofer ISE

Die Inbetriebnahmephase umfasste zunächst die Implementierung und den Test aller Sensoren und Aktoren in die Steuerung des Teststandes. Hierfür wurde auf die Programmiersprache [Codesys](#) (Controller Development System) in der Version 2.3 gesetzt. Ein Eindruck von der erstellten grafischen Benutzeroberfläche (Graphical User Interface - GUI) ist in Abbildung 2-36 dargestellt. Durch diese GUI ist eine übersichtliche Überwachung und Steuerung des Teststandes möglich.

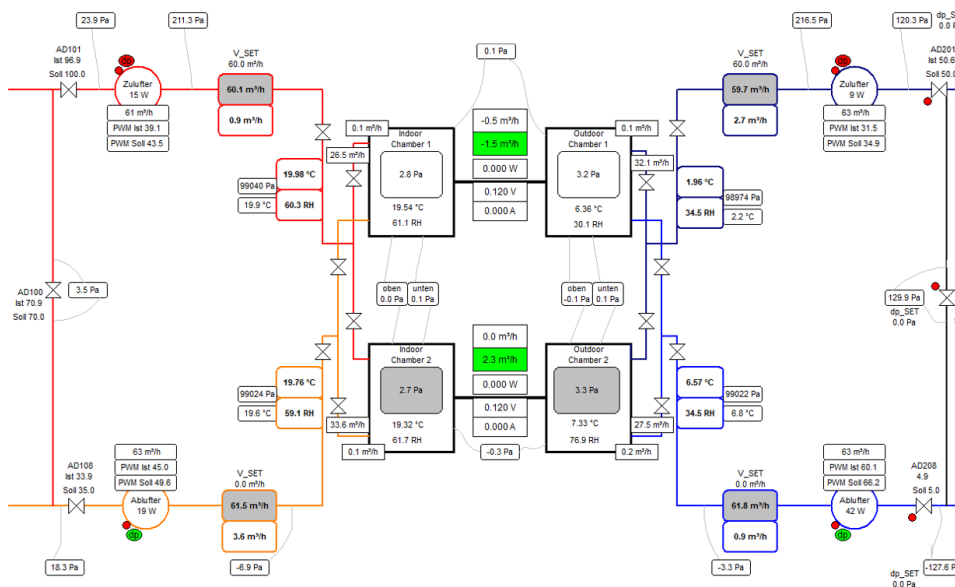


Abbildung 2-36: Grafische Benutzeroberfläche des Teststandes. Bestehend aus einer schematischen Darstellung des Prüfstandes und seiner vielfältigen Messtechnik.

Mit Hilfe der Ressourcen von WAGO und Codesys 2.3 wurde auch ein Datenlogger und ein Live-Datenplotter eingeführt, um die Steuerung, Einrichtung und Begleitung von Tests zu erleichtern (Abbildung 2-37). Der Datenlogger speichert die Daten direkt auf einer an die WAGO-SPS angeschlossenen SD-Karte. Um sicherzustellen, dass keine Daten

verloren gehen, wurde mit Remus, eine am Fraunhofer ISE entwickelte Logger-Software, ein redundantes sekundäres Datenprotokollierungssystem erstellt, das die Daten direkt in einer sicheren Datenbank auf einem institutsinternen zentralen Server sichert. Somit werden alle Daten zweimal auf unabhängigen Systemen gespeichert.

Optimierung und Bewertung von dezentralen alternierend arbeitenden Wohnungslüftungssystemen

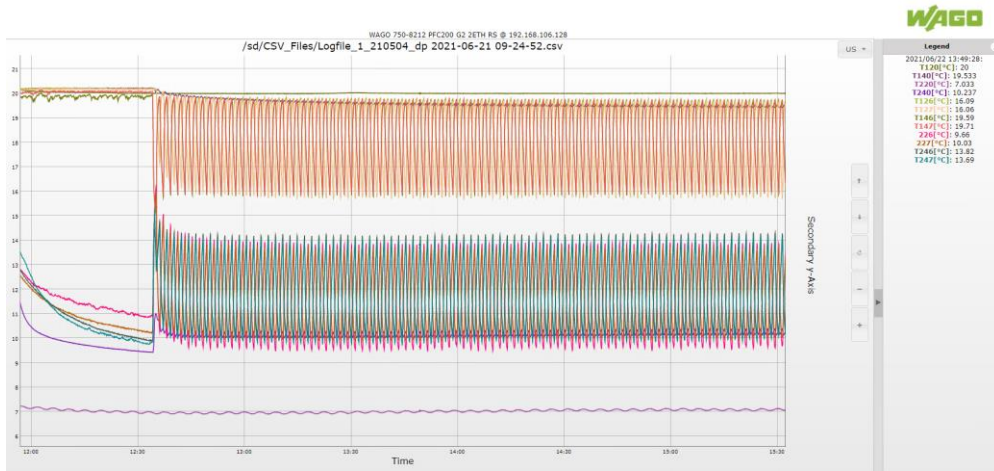


Abbildung 2-37: Datenlogger und Live-Datenplotter im Falle von Temperatursensoren.

Außerdem ist die Einbindung des Teststandes in die IT-Infrastruktur auch erforderlich oder zumindest hilfreich, da so eine direkte Kopplung der Steuerung des Teststandes mit denen der Luftkonditionierstrecken erfolgen kann. Die beiden unabhängige Klimaanlage auf die der Teststand angewiesen ist stellen die gewünschten Luftkonditionen bereit. Die große Luftstrecke (GLS) sorgt für Luft bei winterlichen Bedingungen, die -20°C erreichen kann, und die mittleren Luftstrecke sorgt für Raumklima, z.B. 20°C . Die Kombination des Spülkammerteststands (SKT) mit den zwei Luftstrecken ist in Abbildung 2-38 dargestellt.

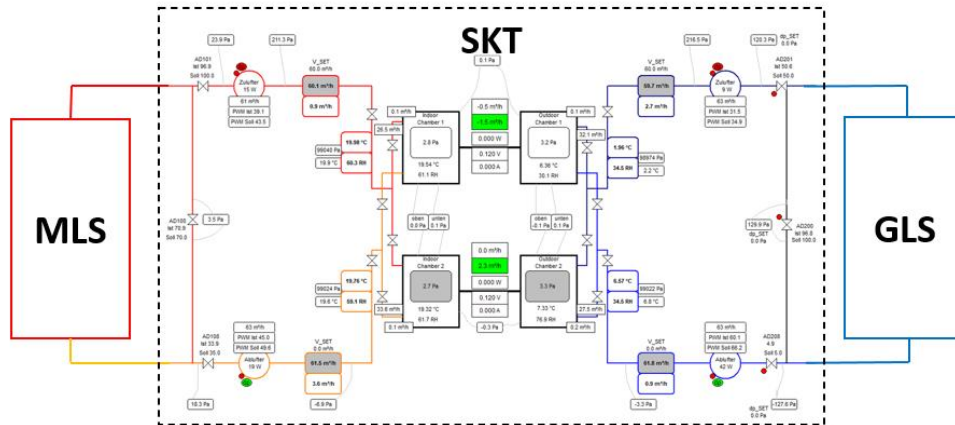


Abbildung 2-38: Schematische Darstellung vom Gesamtsystem.

Teil des Anschlusses des Teststandes war außerdem die thermische Isolierung des Verbindungsrohrsystems zwischen dem SKT und den Luftkonditionierungsstrecken. Hierbei wurden einerseits die thermischen aber auch die logistischen Anforderungen berücksichtigt. So wurden die Luftleitungen durchgängig mit einer 26 mm starken Isolierschicht aus [Armaflex](#) ausgestattet. Diese wurde jedoch an flexiblen Leitungsabschnitten so ausgeführt wurde, dass eine Vergrößerung des Abstandes zwischen den Teststahlfälten um bis zu 50 cm keine größere Kondensation auf den Leitungen verursacht.

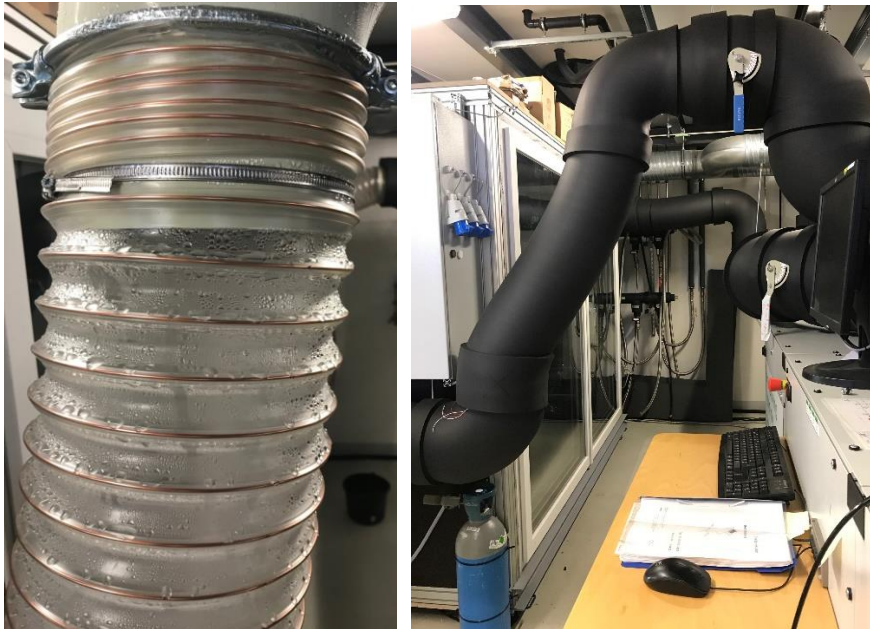


Abbildung 2-39: Kondenswasserbildung am Verbindungsrohrsystem vor der Isolierung (links). Verbindungsleitungen mit Isolierung (rechts).

Abschließend wurden Dichtheitstests durchgeführt, um die Luftdichtheit der Kammern zu quantifizieren. Als Methode wurde eine Variante des Blower Door Tests nach ISO 9972 [76] verwendet. Der Test besteht darin, mit den existierenden Spülluftventilatoren und Klappen einen Druckunterschied zwischen Kammern und Labor zu kreieren. Dabei wurde die Volumenstromdifferenz zwischen zugeführter und aus den Kammern abgeführter Luft gemessen.

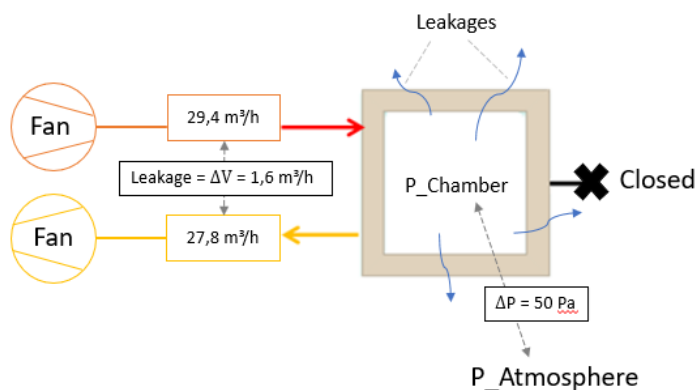


Abbildung 2-40 – Messprinzip der Dichtheitstests. Beispiel: Leakage 1,6 m³/h bei 50 Pa.

Die Vermessung erfolgte für alle 4 Kammern, anschließend wurden die gemessenen Punkte für eine Kurvenanpassung genutzt. Mithilfe dieser Leckagekurven, aus Abbildung 2-41, können für jede Kammer die Leckagevolumenströme im Testbetrieb berechnet werden.

 Optimierung und Bewertung von
 dezentralen alternierend
 arbeitenden
 Wohnungslüftungssystemen

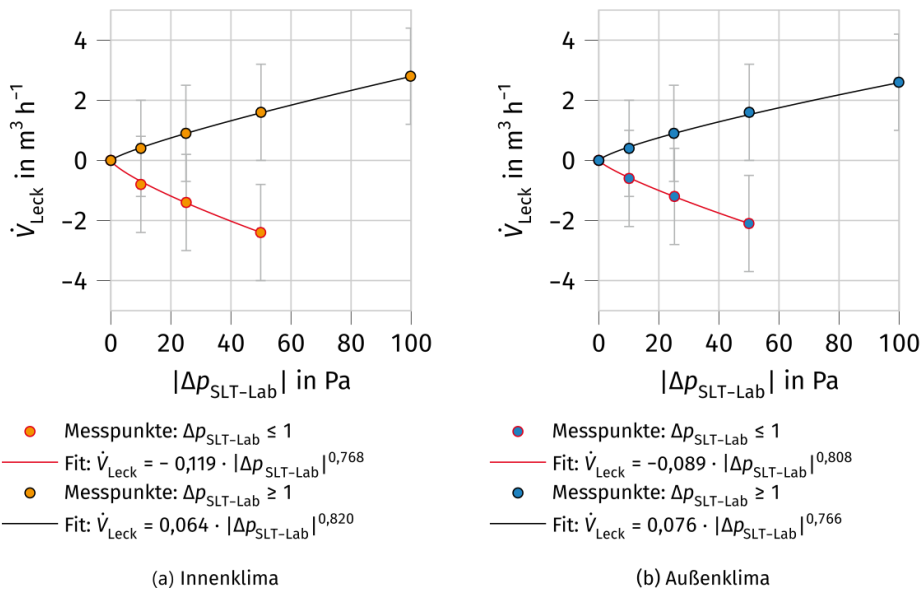


Abbildung 2-41: Leckagen der Spülkammern zum Labor [55]

In einem letzten Schritt wurde außerdem noch der Wärmedurchgangskoeffizient für den Spülluftteststand bestimmt. Dazu wurde der Teststand mithilfe der Luftkonditionierstrecken auf bestimmte konstante Temperaturdifferenzen zum Labor eingestellt und mithilfe der verbauten Sensorik jeweils der Wärmeverlust vom Eintritt zum Austritt aus den Bilanzraum gemessen. Für einen Temperaturbereich des Labors zwischen 16 °C und 24 °C konnte so bei Temperaturdifferenzen von maximal 30 °C ein Wärmedurchgangskoeffizient von $k_{\text{SLT}} = (0,46 \pm 0,54) \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ ermittelt werden [75]. Der Spülluftteststand am Fraunhofer ISE kann somit die Anforderungen der DIN EN 13141-8 [56] erfüllen.

2.2.4 Erstellung eines reproduzierbaren Messverfahrens (ISE)

Das im Rahmen dieses Forschungsprojektes untersuchte Messverfahren zur Bewertung von Pendellüftern fokussiert sich auf den erzielten energetischen Mehrwert. Dazu wurde in drei Masterarbeiten [77–79] sowie einer Dissertation [75] auf den Erkenntnissen der Studien zur Entwicklung des Spülluftverfahrens nach [73,74] aufgebaut. Im Laufe der Arbeiten sowie unter Berücksichtigung der Arbeiten zur Aktualisierung der EU 1254/2014 [80] kristallisierten sich zwei Schwerpunkte zur Weiterentwicklung der Methodik heraus:

- 1) Die in der Luftfeuchte gespeicherte und übertragene Wärme sollte für die Bewertung der Wärmerückgewinnung auch bei Pendellüftern zukünftig mitberücksichtigt werden.
- 2) Die durch Pendellüfter eingestellte Strömungssituation ist nicht endgültig geklärt und hat möglicherweise einen Einfluss auf die Energieeffizienz, welcher berücksichtigt werden sollte.

Für den ersten Aspekt wurde der Teststand bereits in der Planungsphase mit entsprechenden Feuchtesensoren ausgestattet, sodass die Energiebilanz jederzeit unter Berücksichtigung der Feuchten aufgestellt werden kann. Zur Berücksichtigung der sich einstellenden Strömungssituation von Pendellüftern im realen Einbau wurden Feldmessungen durchgeführt auf die in Abschnitt 2.3 detaillierter eingegangen wird. Die Ergebnisse aus diesen Untersuchungen sind auch im Folgenden mit eingeflossen.

Die Bewertung des energetischen Mehrwertes von Lüftungsgeräten erfolgt seit Bestehen der EU 1254/2014 [80] unter Berechnung des „Spezifischen Energieverbrauchs“ *SEV* nach Gleichung 2-19. In diesen gehen wiederum der jährliche Stromverbrauch *JSV* nach Gleichung 2-20 sowie die jährliche Einsparung Heizenergie *JEH* nach Gleichung 2-21 ein, welche ebenfalls in der EU-Verordnung definiert sind. Mit dem *SEV* soll eine Abschätzung bereitgestellt werden, wie weit sich der Gesamtenergieumsatz eines Wohnraumes von 100 m² unter Berücksichtigung von Stromverbrauch und Wärmebereitstellung reduzieren sollte.

$$SEV = p_{ef} \cdot (JSV - Q_{defr}) - JEH + Q_{defr} \quad 2-14$$

$$JSV = t_a \cdot q_{net} \cdot MISC \cdot STRG^X \cdot SEL + Q_{defr} \quad 2-15$$

$$JEH = t_h \cdot \Delta T_h \cdot \eta_{Heiz}^{-1} \cdot c_{air} \cdot [q_{ref} - q_{net} \cdot STRG \cdot MISC \cdot (1 - \eta_{\Delta T,EU})] \quad 2-16$$

<i>SEV</i>	Spezifischer „Energieverbrauch“	[kW h m ⁻² a ⁻¹]
<i>p_{ef}</i>	Primärenergiefaktor für die Bereitstellung elektrischer Energie	[-]
<i>JSV</i>	jährl. Stromverbrauch	[kW h m ⁻² a ⁻¹]
<i>Q_{defr}</i>	Jährl. Heizenergie je beheizter Grundfläche zum Abtauen per regelbarer el. Heizung.	[kW h m ⁻² a ⁻¹]
<i>JEH</i>	jährl. Einsparung an Heizenergie	[kW h m ⁻² a ⁻¹]
<i>t_a</i>	jährliche Betriebsdauer	[h a ⁻¹]
<i>q_{net}</i>	Luftwechselbedarf je beheizter Grundfläche	[m ³ h ⁻¹ m ⁻²]

<i>MISC</i>	aggregierter Typologiefaktor der Lüftungswirksamkeit (siehe Gleichung 2-22)	[-]	----- Optimierung und Bewertung von dezentralen alternierend arbeitenden Wohnungslüftungssystemen -----
<i>STRG</i>	Lüftungssteuerungsfaktor	[-]	
<i>x</i>	Exponent der Antriebsart	[-]	
<i>SEL</i>	spezifische Eingangsleistung	[W m ⁻³ h]	
<i>t_h</i>	Dauer der Heizperiode	[h]	
ΔT_h	Mittlere Differenz zwischen Innen- (19 °C) und Außen-temperatur in der Heizperiode minus 3 K für Wärmebeiträge (Sonne & interne Quellen).	[K]	
η_{Heiz}	mittlere Raumheizungseffizienz	[-]	
<i>c_{air}</i>	spezifische Wärmekapazität von Luft bei konstantem Druck und konstanter Dichte	[kW h m ⁻³ K ⁻¹]	
<i>q_{ref}</i>	Bezugs-Luftvolumenstrom der natürlichen Lüftung je beheizter Grundfläche	[m ³ h ⁻¹ m ⁻²]	
$\eta_{\Delta T,EU}$	Temperaturänderungsgrad der Wärmerückgewinnung über das kontrollierte Wohnungslüftungsgerät	[-]	

Die meisten der aufgelisteten Eingangsgrößen für den *SEV* sind feste Vorgabewerte oder werden anhand der Geräteeigenschaften aus einer Parameterliste gewählt [67]. Die festen Vorgabewerte sind in Tabelle 2-7 aufgeführt.

Tabelle 2-7: Vorgabewerte und Charakteristik der berücksichtigten Heizperioden zur Berechnung des *SEV* nach Verordnung (EU) Nr. 1254/2014 (2014).

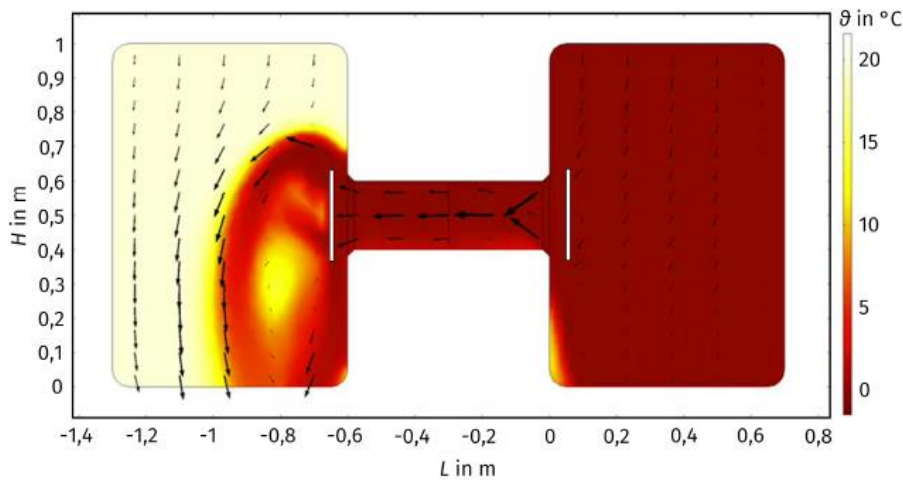
Vorgabewerte					
<i>c_{air}</i>	<i>q_{net}</i>	<i>q_{ref}</i>	<i>t_a</i>	<i>p_{ef}</i>	η_{Heiz}
kW h m ⁻³ K ⁻¹	m ³ h ⁻¹ m ⁻²	m ³ h ⁻¹ m ⁻²	h a ⁻¹	-	
0,344·10 ³	1,3	2,2	8 760	2,5	75
Heizperiode nach drei klimatischen Zonen					
		Kalt	Durchschnitt	Warm	
<i>t_h</i>	in h	6552	5112	4392	
ΔT_h	in K	14,5	9,5	5	

Für den *MISC*, den *STRG* und *x* gibt es Auswahllisten in der Verordnung. Zu den letzten beiden wurde aus einer Marktrecherche über 31 Pendellüfter übliche Mittelwerte von $\bar{x} = 1,83$ und $\overline{STRG} = 0,76$ gefunden. Diese Werte bedeuten, dass die meisten Geräte eine Regelung mit einem kontinuierlich steuerbaren Drehzahlband sowie eine zentrale oder lokale Bedarfssteuerung bieten [75]. In Bezug den *MISC* ist für Pendellüfter der Wert 1,21 anzusetzen, welcher für „Lüftungsgeräte ohne Kanalanchlussstutzen“ gilt. Hier konnte wie in Abschnitt 2.3.4 ausgeführt festgestellt werden, dass dieser Wert realistisch eher im Bereich von 2 bis 2,25 anzusetzen ist.

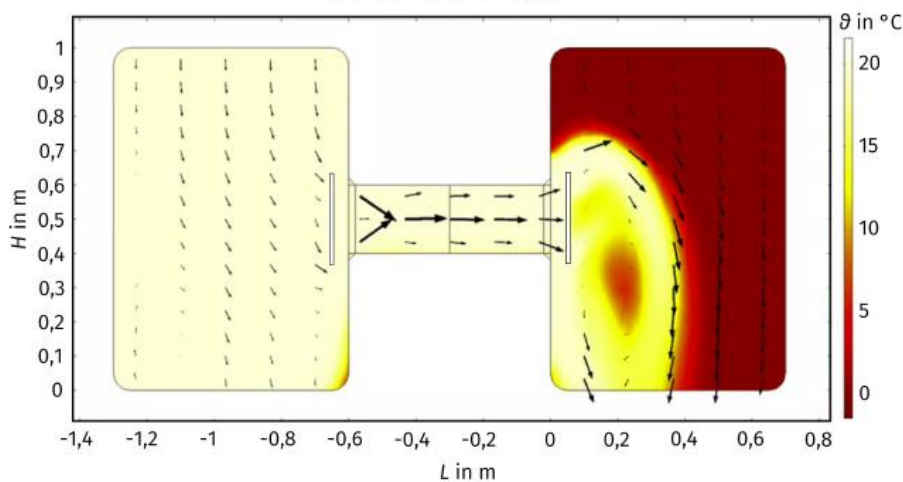
Übrig bleiben dann noch die gerätespezifischen Messwerte für die spezifische Leistungsaufnahme *SEL* sowie $\eta_{\Delta T,EU}$ für die Bewertung der erzielten Wärmerückgewinnung. Für ersteren wurde ebenfalls aus der Marktrecherche ein Mittelwert von $\overline{SEL} = 0,17 \text{ W m}^{-3} \text{ h}$ gefunden. Zur Bewertung der Wärmerückgewinnung wurde der in Abschnitt 2.2.2.2

vorgestellte Spülluftteststand am Fraunhofer ISE eingesetzt. Hier wurde als Voruntersuchung eine einfache CFD-Simulation durchgeführt, welche im Strömungs- und Temperaturfeld nach jene direkten Einflusszonen der Pendellüfter aufzeigte für die es auch schon in den Feldmessungen Hinweise gab.

 Optimierung und Bewertung von
 dezentralen alternierend
 arbeitenden
 Wohnungslüftungssystemen



(a) 30 s nach Start der Periode



(b) 90 s nach Start der Periode

Abbildung 2-42: Momentaufnahmen einer Strömungssimulation des Spülluftteststandes unter der Annahme alternierender Druckverhältnisse mit einer Periodendauer von 120 s zur Modellierung des Volumenstroms der Pendellüfter [79]

Ausgehend davon wurden für die Messungen eine Parametervariation des Verhältnisses auf Spülvolumenstroms der Bilanzräume zum Volumenstrom der Pendellüfter vorgenommen. Dieses Verhältnis wird als Spülluftfaktor SF bezeichnet. Für das untersuchte Gerätepaar konnte dabei bei dem in der DIN EN 13141-8 [56] empfohlenen Wertebereich für den $SF = 1,5$ der Datenblattwert für den Temperaturänderungsgrad reproduziert werden. Anschließend wurden noch vier weitere Spülfaktoren bis zu einem $SF = 5$ untersucht und dabei auch die Auswertung des enthalpischen Wärmerückgewinnungsgrades mit eingeschlossen. Die Ergebnisse der Messreihen sind in Abbildung 2-43 dargestellt. Deutlich zu erkennen ist, dass mit zunehmenden SF die resultierende Wärmerückgewinnung abnimmt und beginnt gegen ein Plateau zu streben. Grund dafür ist, dass ein Teil der Wärmerückgewinnung von Pendellüftern aus der Rezirkulation R und dem Kurzschluss K der Luftbereiche um die Geräteblenden resultiert. Werden diese Bereiche vollständig unterdrückt bleibt die Wärmerückgewinnung des regenerativen Speicherelements, welche durch die Werte $\eta_{\Delta T, \infty}$ und $\eta_{\Delta h, \infty}$ charakterisiert werden kann.

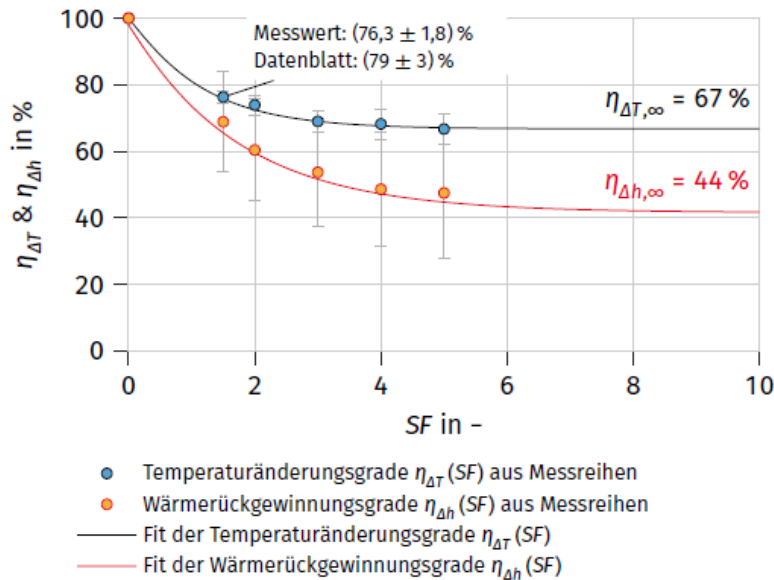


Abbildung 2-43: Gemessene Raten zur bereitgestellten Wärmerückgewinnung von Pendellüftern in Abhängigkeit des Teststandbetriebsparameters SF [75]

Um diese beiden Werte bei einem theoretischen unendlich großen Spülfaktor berechnen zu können wurde eine parametrierbare Fitfunktion entwickelt, welche an die Messdaten beliebiger Geräte in dem Teststand angepasst werden kann [75]. Grundlage für diese Fitfunktion nach Gleichung 2-22 sind die folgend drei wesentlichen Eigenschaften:

- 1) Die Funktion muss den Punkt $\eta(SF = 0) = 100\%$ umfassen, da bei einem Spülfaktor von null keine Wärme aus den Bilanzräumen ausgespült wird.
- 2) Die Reduktion der Wärmerückgewinnungsraten muss gegen einen Grenzwert streben, der kleiner als 100% , aber größer als null ist, da es regenerative Wärmerückgewinnung gibt.
- 3) Der größte Gradient des Fits muss im Schnittpunkt mit der Ordinatenachse liegen, da hier das höchste Potenzial liegt.

$$\eta(SF) = \exp[-\zeta \cdot (SF + \Delta_0 SF)] - \exp[-\gamma \cdot (SF + \Delta_0 SF)] + \eta_\infty \quad 2-17$$

$$\text{Mit: } \Delta_0 SF = \frac{1}{\gamma - \zeta} \cdot \ln \left[\left(\frac{\gamma}{\zeta} \right)^2 \right], \gamma \geq \zeta, 0 \leq \{\gamma, \zeta, \Delta_0 SF, \eta_\infty\}$$

$\eta(SF)$	Rate für die Effizienz der Wärmerückgewinnung	[%]
SF	Spülfaktor	[-]
$\Delta_0 SF$	Wendepunktverschiebung der Fitfunktion für die Wärmerückgewinnung	[-]
ζ	Parameter der Fitfunktion für die Wärmerückgewinnung.	[-]
γ	Parameter der Fitfunktion für die Wärmerückgewinnung	[-]
η_∞	Rate für die Effizienz der Wärmerückgewinnung ohne Rezirkulation und Kurzschluss	[%]

Die Werte $\eta_{\Delta T, \infty}$ und $\eta_{\Delta h, \infty}$ stellen jedoch noch nicht die Wärmerückgewinnung bei einer realen oder realitätsnahen Einbau- und Strömungssituation dar. Hierfür muss noch

mithilfe des gefundenen Blockschaltbildes für den Luftaustausch aus den Feldmessungen nach Abbildung 2-60 die Energiebilanz nach Abbildung 2-44 aufgestellt werden.

 Optimierung und Bewertung von
 dezentralen alternierend
 arbeitenden
 Wohnungslüftungssystemen

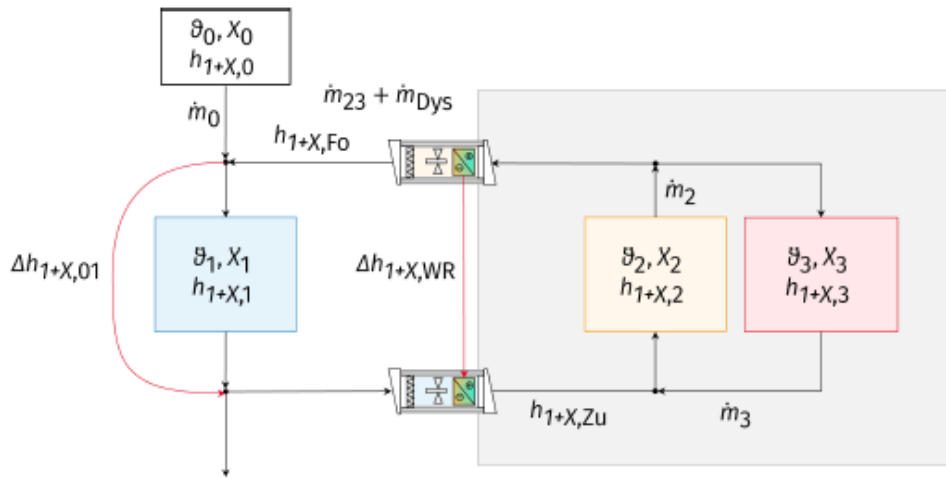


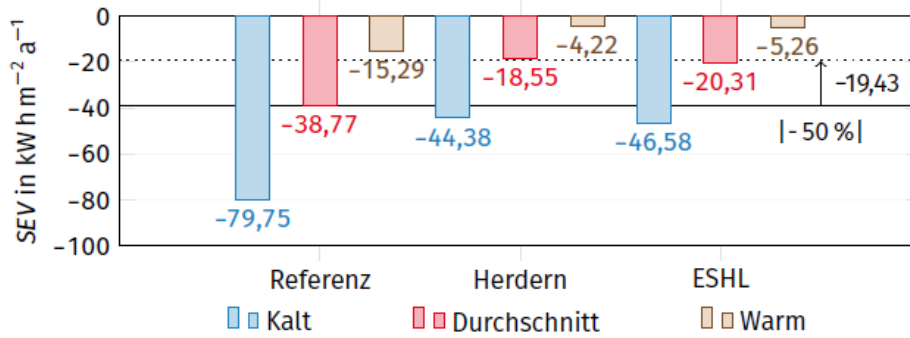
Abbildung 2-44: Blockschaltbild für die Wärmerückgewinnung [75]

Das Gleichungssystem für diese Energiebilanz lässt dann aufstellen aus fünf Gleichungen mit sechs Unbekannten. Zwei der wesentlichen Parameter sind darin die Kurzschlussrate von Luft, die in den Innenraum eintritt, aber direkt im nächsten Gerätezyklus aus dem Teilvolumen V_2 wieder nach außen abgeführt wird ohne das Volumen V_3 zu betreten. Der zweite wesentliche Parameter ist die Rezirkulationsrate, welche den Luftmengenanteil angibt, der nach außen abgeführt wird, aber im nächsten Gerätezyklus wieder angesaugt wird. Im Rahmen der Feldmessungen konnte gemessen werden, dass schon geringe Windgeschwindigkeiten ausreichen, um die Luft an der Außenseite der Fassade sehr viel schneller mit der Umgebung zu vermischen als das an der Innenseite der Fall ist. Konkret ergibt sich daraus, dass insbesondere für die ausgeglichenen Fälle die Rezirkulationsrate $R_{e0} \approx 0$ gesetzt werden kann, sodass sich ein bestimmtes Gleichungssystem ergibt. Die Kurzschlussrate für die gleichen Fälle ist hingegen signifikant und konnte zu $K'_{e0} = 47\%$ bestimmt werden. Die enthalpische Wärmerückgewinnung unter Berücksichtigung des sich einstellenden rezirkulierenden Kurzschlussystems der Pendellüfter ergibt sich somit aus Gleichung 2-18.

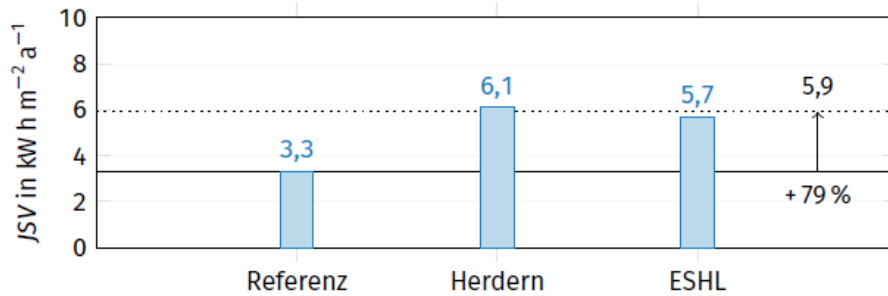
$$\eta_{\Delta h, \text{RKS}} = \frac{\eta_{\Delta h, \infty} \cdot (h_{1+X,3} - h_{1+X,0})}{(1 - K'_{e0}) \cdot (h_{1+X,3} - h_{1+X,0}) + K'_{e0} \cdot \Delta h_{1+X,WR}} = 60\% \quad 2-18$$

$\eta_{\Delta h, \text{RKS}}$	Wärmerückgewinnungsgrad mit Rezirkulation und Kurzschluss	[%]
$h_{1+X,0}$	massenspezifische Enthalpie der Gebäudeumgebung	$[\text{kJ kg}_{\text{trL}}^{-1}]$
$h_{1+X,3}$	massenspezifische Enthalpie des Innenraums	$[\text{kJ kg}_{\text{trL}}^{-1}]$
$\Delta h_{1+X,WR}$	Zurückgewonnene Wärme im regenerativen Wärmeübertrager	$[\text{kJ kg}_{\text{trL}}^{-1}]$

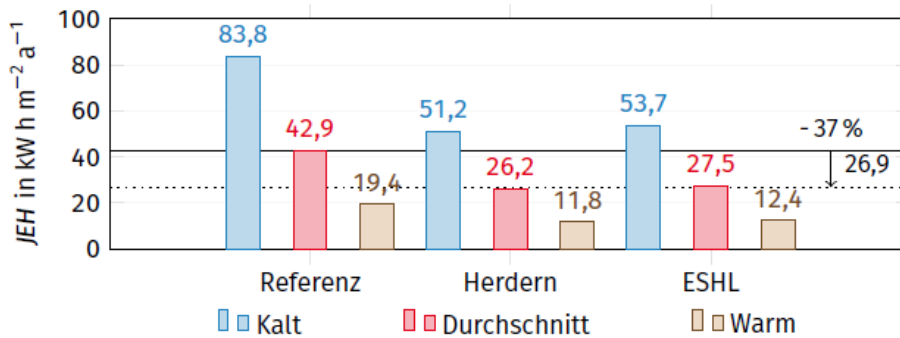
Werden diese gefundene Wärmerückgewinnung sowie die aus den Feldmessungen resultierenden Luftaustauscheffizienzen für die Bewertungsgrößen der EU 1254/2014 [80] verwendet so ergibt sich das Bild aus Abbildung 2-45. Als Referenz dient ein fiktives Lüftungsgerät, für das die Eingangsgrößen aus den Datenblättern von insgesamt 31 markverfügbaren Geräten gemittelt wurden.



(a) „Spezifischer Energieverbrauch“ SEV



(b) Jahresstromverbrauch JSV



(c) Jährliche Einsparung Heizenergie JEH

Abbildung 2-45: Gegenüberstellung der Energieeinsparung durch Pendellüftersysteme basierend auf den angesetzten Marktmittelwerten zu einem Fall mit den eingesetzten Messwerten für die Lüftungswirksamkeit und der Effizienz der Wärmerückgewinnung. Zu Einordnung der Ergebnisse wurde am Beispiel des durchschnittlichen Klimas als horizontale gepunktete Linie der Mittelwert der beiden untersuchten Fälle sowie die prozentuale Differenz eingetragen [75]

Im Ergebnis zeigt sich, dass für die Sicherstellung eines ausreichenden Raumlufwechsels in der Aufenthaltsbereich bzw. Atembereich bei Pendellüftersystemen mehr Luft gefördert werden müsste als dies bisher angenommen wird. Dadurch wird der JSV bisher tendenziell unterschätzt. Wird zudem der Feuchteanteil der Luft sowie die Strömungssituation für die Wärmerückgewinnung mit berücksichtigt zeigt sich, dass JEH derzeit überschätzt wird. Resultierend aus diesen beiden Ergebnissen wird der energetische Mehrwert durch Energieeinsparung nach dem SEV für Pendellüftersysteme derzeit etwa um einen Faktor 2 überschätzt.

2.3 Feldtest wohnungsweise und raumweise Lüftung (ISE)

Optimierung und Bewertung von
dezentralen alternierend
arbeitenden
Wohnungslüftungssystemen

Im Rahmen der Feldtests wurden zwei voneinander unabhängige Untersuchungen durchgeführt. Die erste ist dabei die Demonstration der entwickelten Regelungen im bewohnten Zustand der hierfür gefundenen Wohnungen. Diese Untersuchungen wurden bereits in 2.1.5 Implementierung der entwickelten Regelungsstrategien (Viessmann) vorgestellt.

Die zweite Reihe von Untersuchungen hat sich im Laufe des Projektes ergeben als klar wurde, dass die angedachten Labormessungen zu den resultierenden Raumlufteigenschaften nicht umsetzbar sein würden. Hier wurden schließlich Feldmessungen zur erzielten Luftaustauscheffizienz durch das eingebaute Pendellüftersystem durchgeführt, welche im Folgenden vorgestellt werden.

2.3.1 Auswahl der Technologien und Standorte und Bereitstellung von Lüftungsgeräten (Viessmann)

Für die Untersuchung der erzielten Lüftungswirksamkeit und des Raumkomforts wurden zur Absicherung der Methodik zunächst Labormessung am [INES der Hochschule Offenburg](#) durchgeführt. Dazu wurde die dortige Trippelklimakammer (Abbildung 2-48) mit der eingesetzten Passivhaus-Fassade benutzt, welche bereits von Kuber [81] und Coydon [65] zu Untersuchung von Pendellüftern (kein Fabrikat von Viessmann) eingesetzt wurde.

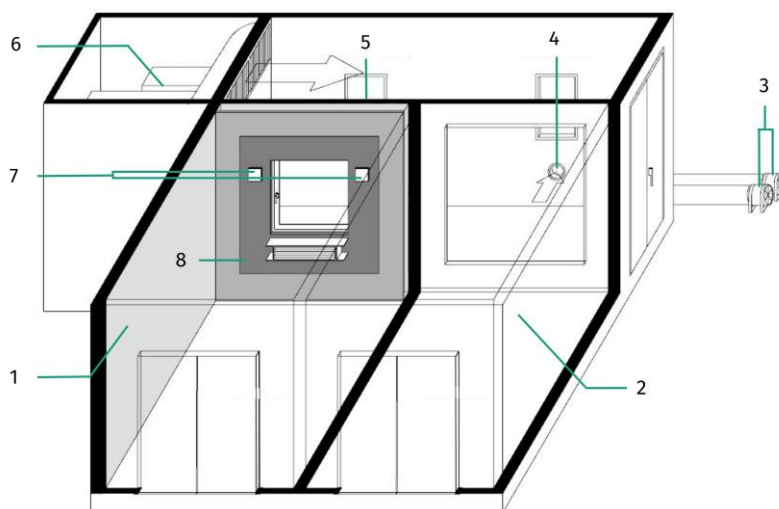


Abbildung 2-46: Trippelklimakammer mit Luftkonditionierung und eingebauter Passivhaus-Fassade mit dezentralen alternierenden Wohnungslüftungsgeräten [59]; 1 = Innenklimakammer 1, 2 = Innenklimakammer 2, 3 = mobile Entrauchungsventilatoren zur Be- und Entlüftung der Außenklimakammer (AKK) mit Umgebungsluft, 4 = Abluftöffnung der AKK, 5 = Zuluftöffnung der AKK (unter dem Fenster), 6 = Klimaanlage der AKK, 7 = Pendellüfterpaar, 8 = flexibel einsetzbares Fassadenmodell

Anschließend wurde die Messmethodik auf zwei Wohnungen für Feldmessungen übertragen. Da bei Lüftungsgeräten jedoch keine aktive Steuerung oder Regelung der Lufttemperatur und Luftfeuchte erfolgt wurde den Raumkomfortmessungen eine geringere Bedeutung beigemessen und stattdessen die Lüftungswirksamkeit untersucht.

Der erste Standort für die Feldmessungen war das Erdgeschoss einer Doppelhaushälfte in Freiburg im Breisgau, im Stadtteil Herdern. Hier wurde ein bereits vor dem Projekt und unabhängig von diesem eingebautes Pendellüftersystem untersucht. Das Fabrikat der

Pendellüfter ist nicht mit denen den Projektpartners Viessmann identisch. Als zweiter Standort wurde das bereits in Abschnitt 2.1.5 vorgestellte „[Energy Smart Home Lab \(ESHL\)](#)“ auf dem Campus des [KIT](#) in Karlsruhe verwendet, wo die Pendellüfter Vito-vent 100-D (Typ H00E A45, Modelljahr: 2021) im Rahmen des Projektes installiert wurden. Die Umgebung der beiden Standorte ist jeweils in Abbildung 2-47 dargestellt.



a) Herdern [82]

b) ESHL [83]

Abbildung 2-47: Satellitenansichten der beiden Feldmessorte [75].

Um die durch die Pendellüfter eingestellte Raumlufstromung zu untersuchen, wurde in der Klimakammer in Offenburg unter anderem untersucht, ob sich die Temperaturdifferenz zwischen innen und außen auf die Messergebnisse auswirken könnte. Da hierfür Hinweise gefunden wurden, wurden die Messungen im Feld aufgeteilt in je eine Sommer- und eine Wintermesskampagne für die beiden Standorte Herdern und ESHL.

Für die Untersuchung der Lüftungswirksamkeit existieren mehrere verwandte Konzepte von denen primär die Luftaustauscheffizienz (engl. Air change efficiency, ACE) und die Wirksamkeit zur Schadstoffabfuhr (engl. Contaminant removal effectiveness, CRE) zu unterscheiden sind [84]. Bei beiden werden Konzentrationszeitreihen eines Spürgases (engl. tracer) gemessen. Während jedoch mit dem CRE ein bestimmter luftgetragener Schadstoff untersucht wird, soll beim ACE die Abfuhr verbrauchter Luft, sowie Bereitstellung frischer Luft bewertet werden. Da häufig die relevanten Schadstoffe und deren Quellen sowie Positionen der Quellen nicht genau spezifizierbar sind bietet es sich an, wie hier, eine ACE zu untersuchen. Dazu muss ein Spürgas gewählt werden, welches möglichst ähnliche Mischungseigenschaften wie Luft hat, sich aber anhand einer Eigenschaft detektieren lässt. Basierend auf einer Berechnung der Mischungseigenschaften nach Tabelle 2-8 sowie unter Berücksichtigung der einfachen Beschaffung und Handhabung wurde hier CO₂ als Spürgas gewählt.

Tabelle 2-8: Berechnete Schmidtzahlen zur Einschätzung der Mischungseigenschaften möglicher Spürgase für die Untersuchung der Luftaustauscheffizienz [55]

Stoff j	Diffusionsvolumen Δ_v in -	Molare Masse M in g mol ⁻¹	Resultierende binäre Diffusionskoeffizienten $D_{M,j}$ in $\cdot 10^{-6}$ m ² s ⁻¹	Schmidtzahlen der Stoffe j im Medium Luft $Sc_{M,j}$ in -
H ₂ O	13,1	18,0153	25,1 ± 3,5	0,63 ± 0,14
O ₂	16,3	31,9988	20,0 ± 2,8	0,79 ± 0,17
Luft	19,7	28,799 ± 0,079	19,3 ± 2,7	0,82 ± 0,18
CO ₂	26,9	44,0095	15,8 ± 2,2	1,00 ± 0,22
N ₂ O	35,9	44,0128	14,2 ± 2,0	1,11 ± 0,24
SF ₆	71,3	146,0554192	9,3 ± 1,3	1,7 ± 0,4

2.3.2 Erstellung eines Monitoringkonzepts (ISE)

In Bezug auf die Lüftungswirksamkeit stellt sich bereits seit dem Aufkommen der ersten Pendellüfter die Frage, wie diese einzuschätzen ist. Herausfordernd ist dabei sowohl messtechnisch wie auch simulativ die alternierende Betriebsweise der Geräte, sodass bisher die Art der Raumdurchströmung als noch nicht endgültig geklärt gilt, es aber verschiedene Erklärungsansätze gibt [74,85,86]. Vereinfachend wird häufig davon ausgegangen, dass Pendellüftersysteme eine „Mischlüftungscharakteristik“ erreichen.

Die Bewertung der Lüftungswirksamkeit erfolgte für diese Arbeit zunächst anhand der lokalen Luftaustauscheffizienzen nach Gleichung 2-19. Diese geben zwar punktuell einen Eindruck vom Luftaustausch im System sind aber von der absoluten Luftaustauscheffizienz nach 2-20 dahingehend zu unterscheiden, dass sie nicht die Aufenthaltszeiten aller Fluidelemente im gesamten belüfteten Raum erfassen. Insbesondere gilt das in Bezug auf die Voruntersuchungen für die Luftalter der Zu- und Abluft über die Geräte. Detailliertere theoretische Grundlagen zu Aufenthaltszeitverteilungen, wurden von Auerswald [75] basierend auf einer Literaturrecherche zusammengefasst.

$$\epsilon_{j,i}^a = \frac{1}{2} \cdot \frac{\tau_j}{\bar{\alpha}_i} \quad \text{mit: } \bar{\alpha}_i = \bar{\alpha}(\mathbf{x}_i) \quad 2-19$$

$\epsilon_{j,i}^a$	Lokale Luftaustauscheffizienz an Koordinate \mathbf{x}_i im System j	[-]
τ_j	Nominale Zeitkonstante für den Luftaustausch in j	[h]
$\bar{\alpha}(\mathbf{x}_i)$	Statistischer Erwartungswerte der Aufenthaltsverteilung für das Luftalter an den Koordinaten \mathbf{x}_i	[h]

$$\epsilon_j^a = \frac{\tau_j}{\langle \bar{t} \rangle_j} = \frac{1}{2} \cdot \frac{\tau_j}{\langle \bar{\alpha} \rangle_j} = \frac{1}{1 + \mu_2^*(\tau_j)} = \frac{1}{2} \cdot \frac{\langle \bar{n} \rangle_j}{n_j} = \frac{\langle \bar{n}_e \rangle_j}{n_j} \quad 2-20$$

ϵ_j^a	Absolute Luftaustauscheffizienz des Systems j	[-]
$\langle \bar{t} \rangle_j$	Räumlicher Erwartungswert der Verweilzeit im System j basierend auf Aufenthaltszeitverteilungen im Systemaustritt	[h]
$\langle \bar{\alpha} \rangle_j$	Räumlicher Erwartungswert des Alters im System j basierend auf Aufenthaltszeitverteilungen im gesamten System	[h]
$\mu_2^*(\tau_j)$	Dimensionslose Varianz der äußeren Verweilzeitverteilung des Systems j mit dem Erwartungswert τ_j	[-]

$\langle \bar{n} \rangle_j$	Räumlich über den gesamten Raum j gemittelter Raumluftwechsel als Kehrwert von $\langle \bar{\alpha} \rangle_j$	$[h^{-1}]$
n_j	Nominale Luftwechselrate (Anlagenluftwechsel) als Kehrwert von τ_j	$[h^{-1}]$
$\langle \bar{n}_e \rangle_j$	Luftwechsel in der Austrittsebene oder auch der Umschließungsfläche des Systems j als Kehrwert von $\langle \bar{t} \rangle_j$	$[h^{-1}]$

 Optimierung und Bewertung von
 dezentralen alternierend
 arbeitenden
 Wohnungslüftungssystemen

Nach den beiden Definitionen aus den Gleichungen 2-19 und 2-20 sind alle im Rahmen dieser Arbeit genannten Luftaustauscheffizienzen auf einen Wertebereich zwischen 0 und 1 normiert. Der Wert 0 entspricht dabei einem vollständigen Kurzschluss, bei dem der bereitgestellte Anlagenluftwechsel keinen Effekt für den Luftaustausch im System j hat. Eine Luftaustauscheffizienz von 1 liegt vor, wenn das System die Charakteristik einer Block- oder Kolbenströmung erreicht. Die häufig pauschal angenommene Mischlüftungscharakteristik entspricht einem Wert von 0,5.

Neben der Berechnung der nominalen Zeitkonstante τ_j aus dem geförderten Volumenstrom und dem zu belüftenden Volumen müssen für die Berechnung der Luftaustauscheffizienzen auch die Aufenthaltszeitverteilungen bestimmt werden. Hierfür wurde mithilfe von CO₂ als Spürgas die Abklingmethodik angewandt. Jede Messreihe folgt dazu den anhand von einer Beispielmessung in Abbildung 2-48 dargestellten Ablauf aus Anreicherung, Homogenisierung und Abklingphase. Für die Bestimmung der Aufenthaltszeiten wird anschließend die Fläche zwischen den Abklingkurven und der Außenluftkonzentration mithilfe der Simpson-Regel ausgewertet [75].

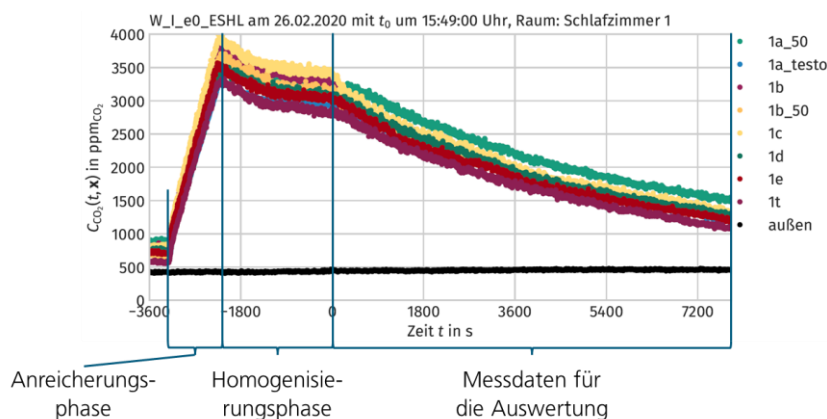


Abbildung 2-48: Beispielmessreihe für die Spürgasmessungen zur Bestimmung der Luftaustauscheffizienz im Volumen eines Raumes [55]

Um mögliche bisher nicht gefundene Charakteristika der Raumströmung erfassen zu können wurde im Rahmen von ersten Untersuchungen zur Absicherung der Messmethodik Labormessungen in der Innenklimakammer 1 aus Abbildung 2-46 durchgeführt [77]. Neben den Messungen bei emulierten sommerlichen und winterlichen Bedingungen wurde die Sensorik über ein dreidimensionales gedachtes Netz verteilt. Die Auswahl der Sensorpunkte erfolgte in Anlehnung an Normen zu Raumkomfortmessungen [87].

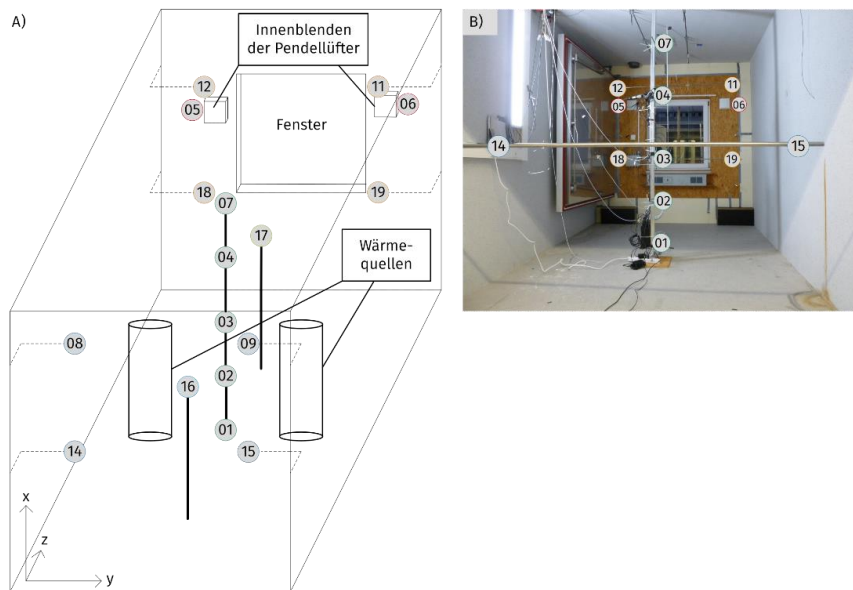


Abbildung 2-49: Zeichnung mit Sensorpositionen (A) und Foto (B) der Innenklimaseite der Tripel-Klimakammer [57,69]

Für die sich anschließenden Feldmessungen an den beiden Messorten aus Abbildung 2-47 wurde sich schließlich auf die Sensorebene auf 1,7 m über dem Boden konzentriert. Ansonsten erfolgten die Messreihen im Feld jedoch demselben Prinzip wie zuvor in der Klimakammer. Abbildung 2-50 zeigt Eindrücke von der installierten Messtechnik in den beiden Versuchswohnungen.

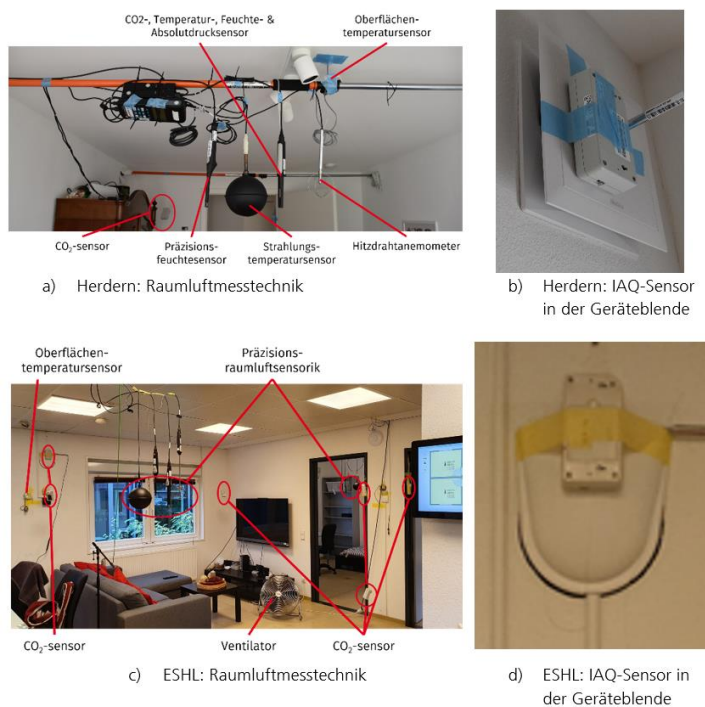
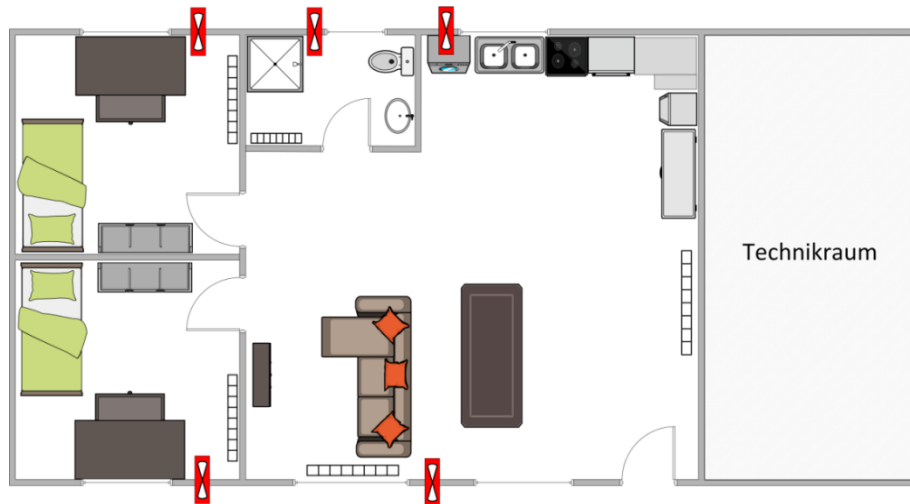


Abbildung 2-50: Eindrücke von der installierten Messtechnik in den beiden Feldmessorten



 Optimierung und Bewertung von
 dezentralen alternierend
 arbeitenden
 Wohnungslüftungssystemen

Abbildung 2-52: Verteilung der Lüftungsgeräten in der Wohnung

Vor dieser Wohnphase wurden dazu, wie in Abbildung 2-52 dargestellt, das Pendellüftersystem installiert. Der im Bad installierte Pendellüfter wurde dazu auf der minimalen Stufe ($10 \text{ m}^3/\text{h}$) und bei Präsenz im Abluftbetrieb ($43 \text{ m}^3/\text{h}$, keine Wärmerückgewinnung mit 15 min Nachlauf) betrieben. Wenn der Badlüfter im Abluftbetrieb ist, gleichen alle übrigen Geräte in der Wohnung die Volumstrombilanz aus. Die vier andere Pendellüfter werden paarweise betrieben, um die Durchströmung der Wohnung zu gewährleisten und Druckunterschiede zu kompensieren. Es ist dann vorstellbar, dass zwei in der gleichen Fassade installierten Pendellüfter in dieselbe Richtung betrieben werden (Synchronisation). Die Tabelle 2-9 listet die resultierenden Lüftungsstufen und zugehörigen Volumenströme auf.

Tabelle 2-9: Geförderter Maximalvolumenstrom der Lüftungsstufen der Einzelgeräte im ESHL bei alternierender Betriebsweise.

Lüftungsstufen Schlafz. unten und Wohnz.	Stufe 1 (Grund)	Stufe 2 (Reduziert)	Stufe 3 (Normal)	Stufe 4 (Intensiv)
Volumenstrom in $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	10	23	34	43
Drehzahl in min^{-1}	600	1375	2030	2750
Drehzahl in %	21,2	50	74	100

Mit diesen Stufen erreicht das Lüftungssystem im ESHL unter Berücksichtigung des alternierenden Betriebs und der nach der DIN 1946-6 [89] abgeschätzten Infiltration einen maximalen effektiven Volumenstrom von $89,8 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. Damit kann das System die Auslegungsempfehlung nach der DIN 1946-6 [89] weitgehend erfüllen. Für das bereits vor und unabhängig vom Projekt installierte System in Herdern ergibt sich ein maximaler effektiver Volumenstrom im alternierenden Modus von $48,2 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ sowie mit Unterstützung des Badabluftgerätes von $95 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. Dieses System wurde demnach zu klein ausgelegt. Für die durchgeführten Messungen wurde das System so verwendet wie es seitens der auslegenden Firma angedacht war, sodass sich für die Intensivlüftungsstufe ohne Unterstützung durch Abluftgeräte und unter Berücksichtigung des An- und Abfahrverhaltens der Lüfter $47 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ bei einem zu belüftenden Volumen von 195 m^3 (Wohnfläche $88,56 \text{ m}^2$) ergeben. Die Lüftung zum Feuchteschutz beträgt noch $36 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. Beim ESHL ergeben sich hier $87 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ und $26,5 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ bei 134 m^3 ($58,34 \text{ m}^2$) [75].

Tabelle 2-10: Empfohlene Betriebsstufen nach der Auslegungsempfehlung der DIN 1946-6 [89] angewendet auf die beiden Messorte ESHL und Herdern [75]. \dot{V}_{23} = effektiver Volumenstrom für den belüfteten Raum unter Berücksichtigung der Infiltration, n'_{23} = Anlagenluftwechsel der Messorte basierend auf \dot{V}_{23}

 Optimierung und Bewertung von
 dezentralen alternierend
 arbeitenden
 Wohnungslüftungssystemen

Betriebsstufe	ESHL		Herdern	
	\dot{V}_{23} in $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	n'_{23} in h^{-1}	\dot{V}_{23} in $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	n'_{23} in h^{-1}
Infiltration	8,7	0,06	11,7	0,06
Feuchteschutz	22,0	0,15	26,6	0,14
Red. Lüftung	49,7	0,34	62,1	0,32
Nennlüftung	71,0	0,49	88,8	0,45
Intensivlüftung	93,0	0,64	115	0,59

Die Positionen für Spürgasmessungen zur Untersuchung des Luftaustausches sind für die beiden Messorte ESHL und Herdern in beiden Grundrisspläne der Abbildung 2-53 und der Abbildung 2-54 dargestellt.

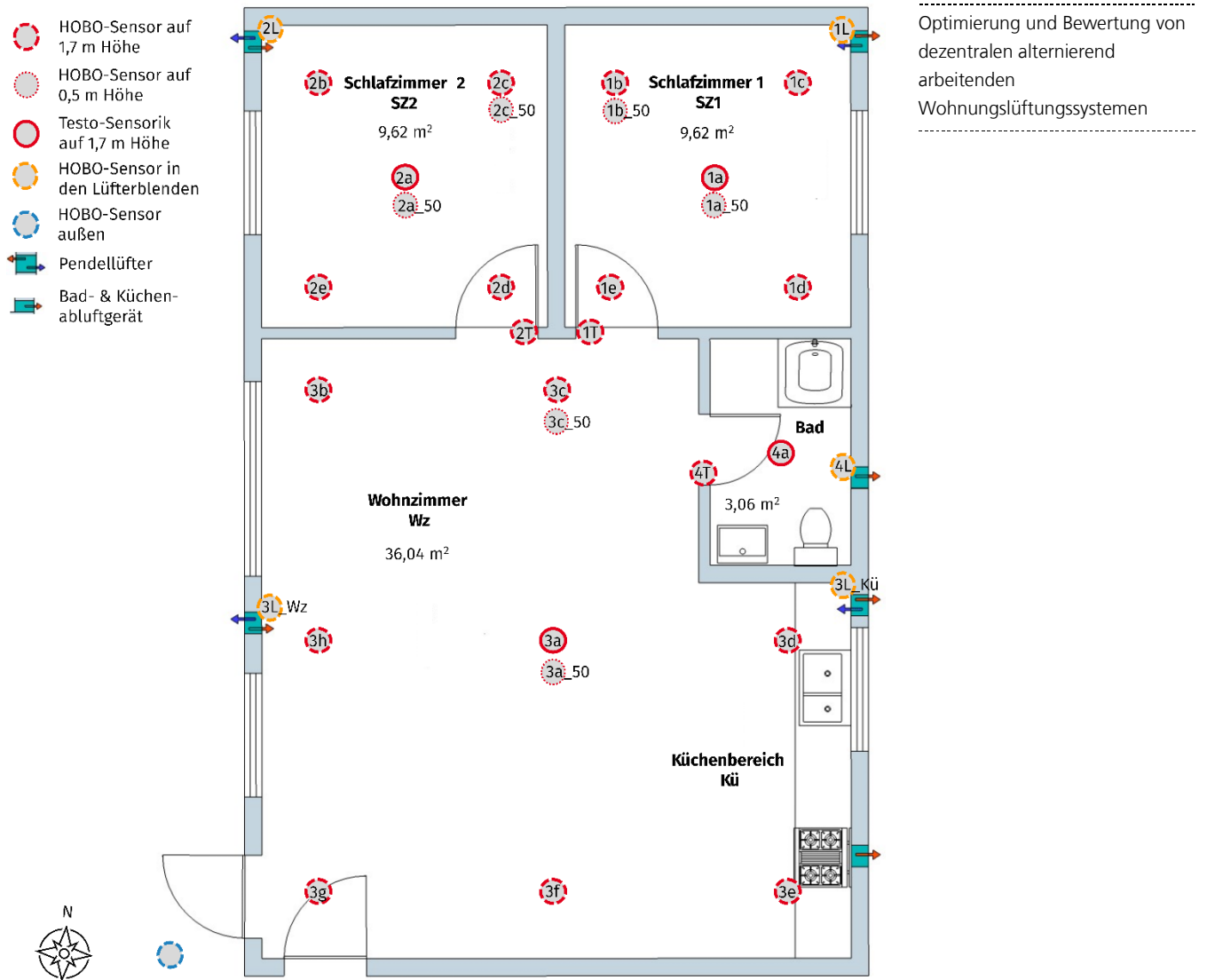
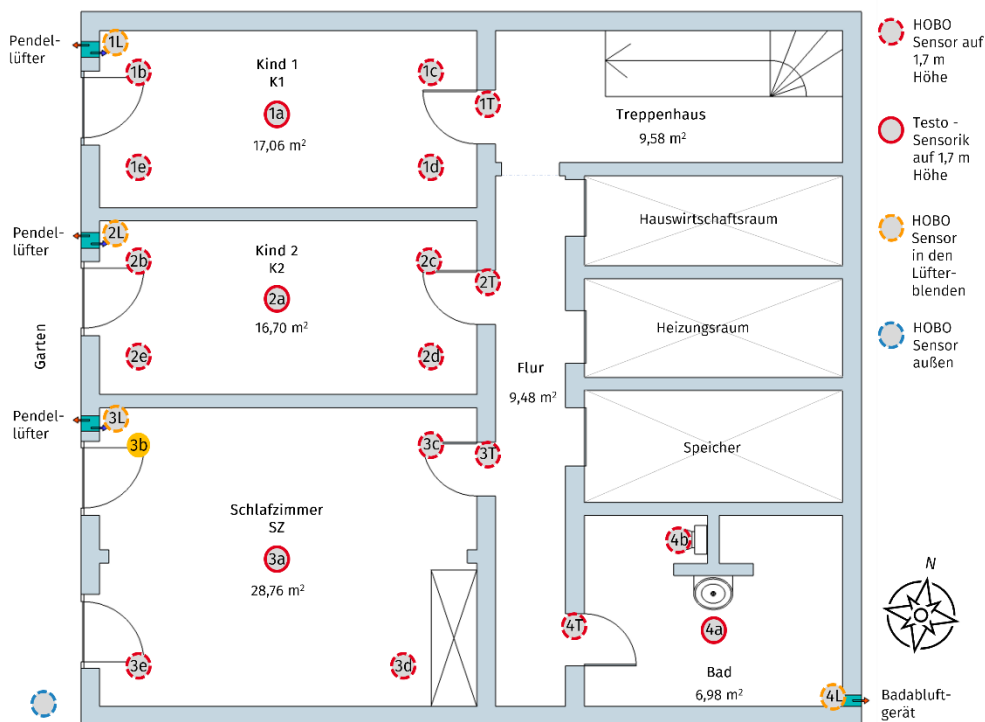


Abbildung 2-53: Sensorpositionen für die Spürgasmessungen mit CO₂ zur Untersuchung der Luftaustauscheffizienz im Messort ESHL [75]



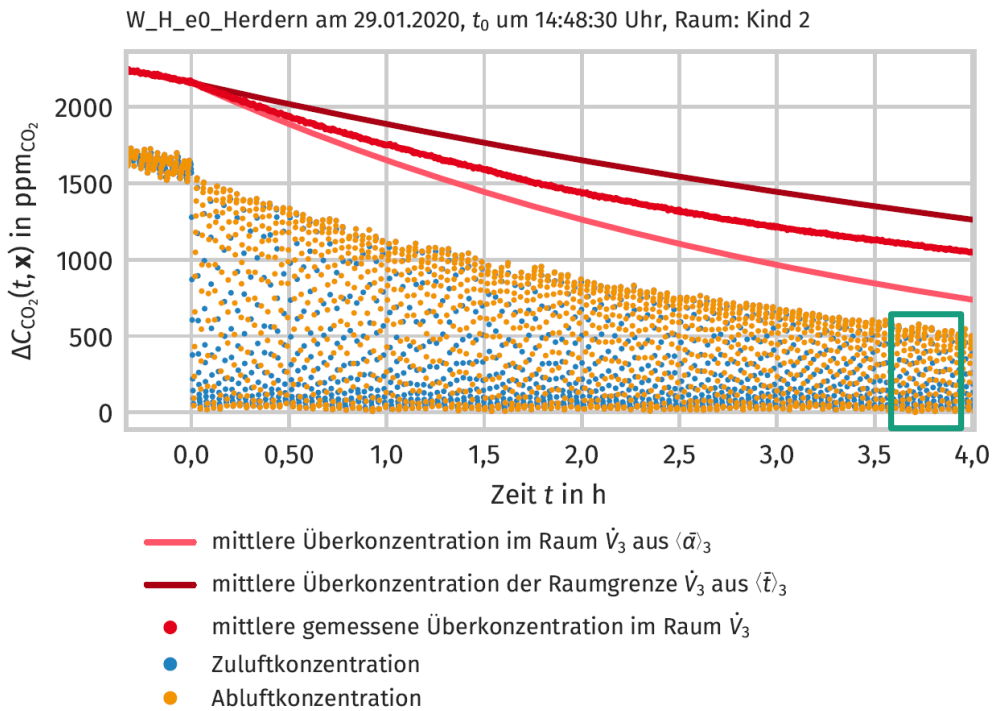
Optimierung und Bewertung von dezentralen alternierend arbeitenden Wohnungslüftungssystemen

Abbildung 2-54: Sensorpositionen für die Spürgasmessungen mit CO₂ zur Untersuchung der Luftaustauscheffizienz im Messort Herdern [55]

2.3.4 Auswertung der Messergebnisse und Validierung der Simulationsergebnisse (ISE)

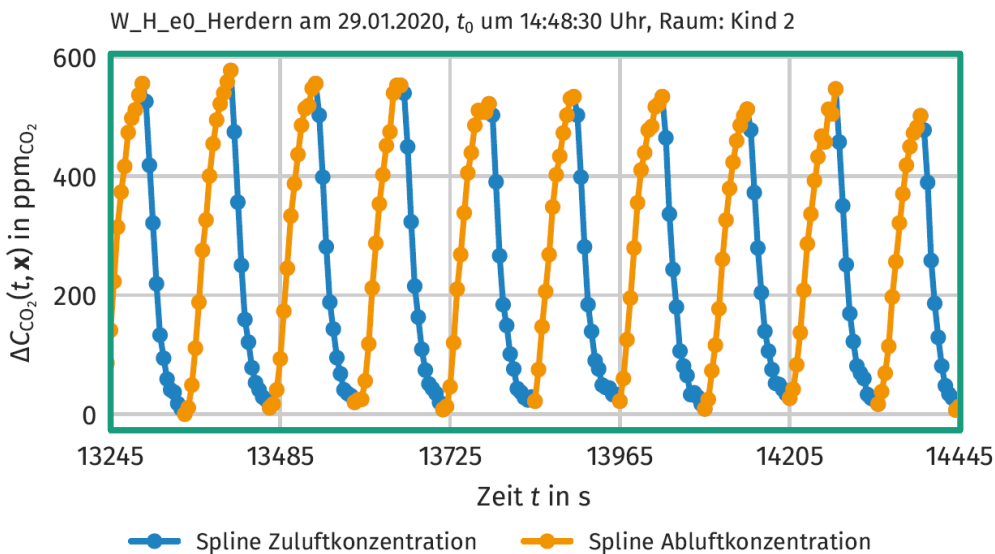
Für die Auswertung der Messdaten zur Luftaustauscheffizienz wurden zunächst alle Daten in ein einheitliches Format überführt und in eine MySQL-Datenbank geladen. Dies umfasst sowohl die Messdaten aus den Innenräumen als auch die Wetterdaten sowie die Messdaten für die Volumenstrommessungen und Kalibrierdaten der Sensoren. Auf alle diese Daten wird schließlich für die Auswertung mithilfe eines Python™-Skriptes zugegriffen, sodass über die bestimmten Aufenthaltszeiten der Luft an den ausgewerteten Raumkoordinaten die lokalen Luftaustauscheffizienzen $\epsilon_{23,i}^a$ (nach Gleichung 2-19), die relative Luftaustauscheffizienz $\langle \epsilon_{23}^a \rangle_3$ und die absolute Luftaustauscheffizienz ϵ_{23}^a (nach Gleichung 2-20), bestimmt werden können [75]. Die relative Luftaustauscheffizienz ergibt sich im Kern ebenfalls nach der Gleichung 2-19, wobei hierfür die Luftalter mehrere Sensorpositionen räumlich gemittelt wurden. Dies ist sinnvoll, wenn Raumzonen anhand ähnlicher Aufenthaltszonen klassifiziert und derart zusammengefasst werden können. Dies reduziert die Komplexität des zu beschreibenden Modells für den Luftaustausch.

Die verwendeten Zahlen für die Indizes der Luftaustauscheffizienzen verweisen auf die unterschiedlichen Zonen, welche im Rahmen dieses Projektes für Pendellüftersysteme gefunden werden konnten. Konkret konnte gefunden werden, dass die Raumluft der Aufenthaltszone für alle 20 durchgeführten Messreihen im Wesentlichen den Verläufen aus Abbildung 2-48 entsprechen. Die primären Unterschiede zwischen den Messreihen sind leicht variierende homogenisierte Startkonzentrationen, sowie ein schnelleres oder langsames Abklingverhalten in Abhängigkeit des verwendeten Anlagenvolumenstroms \dot{V}_{23} . Völlig anderes stellte sich hingegen das aufgezeichnete Verhalten der CO₂-Konzentrationszeitreihen dar, welche, wie in Abbildung 2-55 exemplarisch dargestellt, in den Innenblenden der Pendellüftergeräte aufgezeichnet wurden.



 Optimierung und Bewertung von
 dezentralen alternierend
 arbeitenden
 Wohnungslüftungssystemen

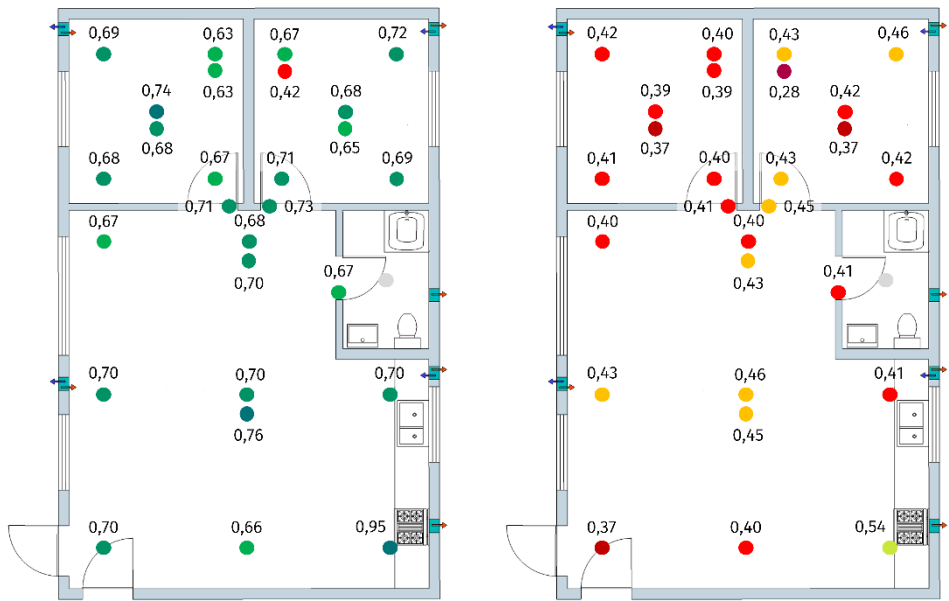
- a) Vergleich der Spürgaskonzentrationszeitreihen aus der Aufenthaltszone mit denen für die Zu- und Abluftphasen in den Geräteblenden.



- b) Vergrößerung der für die Auswertung der Aufenthaltszeiten in den Geräteblenden verwendeten Anreicherungs- und Abklingkurven, welche aus den Betriebsphasen der Geräte resultieren.

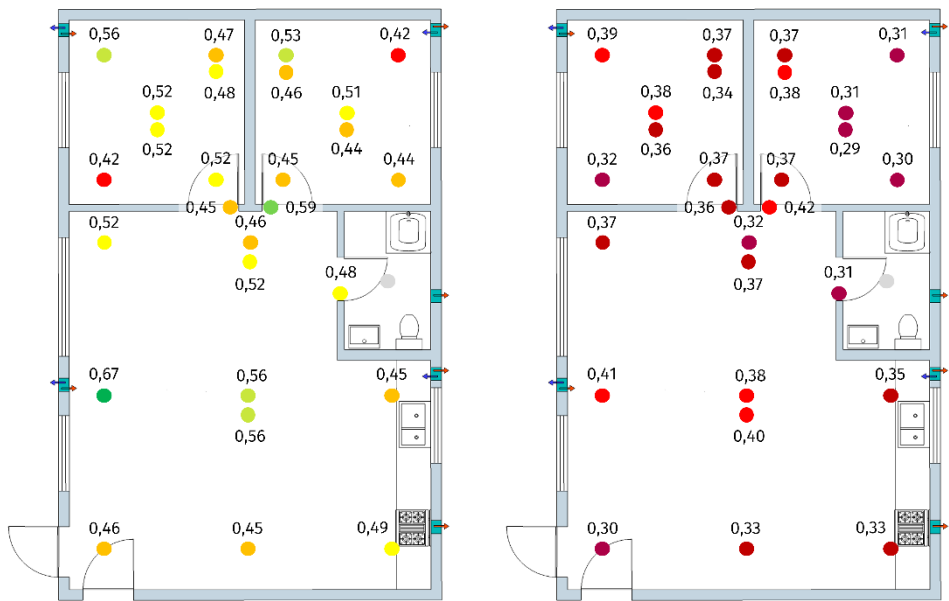
Abbildung 2-55: Vergleich der Konzentrationszeitreihen für die Luftaustauschmessungen zwischen den mittleren Zeitreihen in der Aufenthaltszone und den alternierenden Zeitreihen in den Geräteblenden der Pendellüfter

Aus den sehr gleichmäßig verlaufenden Konzentrationszeitreihen für die ausgewerteten Sensorpositionen in der Aufenthaltszone auf 1,7 m über dem Boden ergeben sich, wie in Abbildung 2-56 und Abbildung 2-57 exemplarisch dargestellt, konsequenterweise je Messreihe sehr ähnliche lokale Luftaustauscheffizienzen.



a) Winter, Feuchteschutz, ohne Abluftgeräte

b) Winter, Intensivlüftung, ohne Abluftgeräte

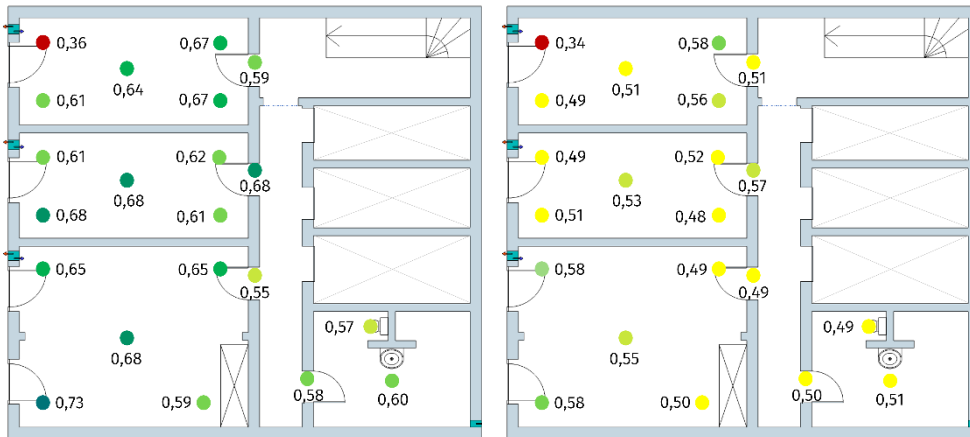


c) Sommer, Feuchteschutz, ohne Abluftgeräte

d) Sommer, Intensivlüftung, ohne Abluftgeräte

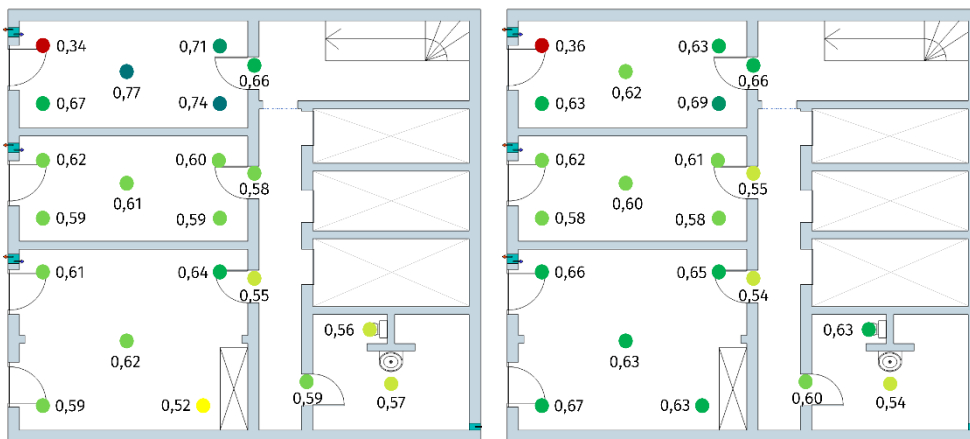


Abbildung 2-56: Lokale Luftaustauscheffizienzen $\epsilon_{23,i}^a$ im Aufenthaltsbereich des Messortes ESHL nach dem einfachen Rezirkulations- und Kurzschlussystem ohne zugeschaltete Abluftgeräte [75]



a) Winter, Feuchteschutz, ohne Abluftgerä-
te

b) Winter, Intensivlüftung, ohne Ab-
luftgeräte



c) Sommer, Feuchteschutz, ohne Ab-
luftgeräte

d) Sommer, Intensivlüftung, ohne Ab-
luftgeräte



Abbildung 2-57: Lokale Luftaustauscheffizienzen $\epsilon_{23,i}^a$ im Aufenthaltsbereich des Messortes Herdern nach dem einfachen Rezirkulations- und Kurzschlussystem ohne zugeschaltete Abluftgeräte [75]

Isoliert auf das Rauminnere bezogen könnte in erster Näherung auch für die hier durchgeführten Untersuchungen der Schluss gezogen werden, dass Pendellüfter eine Mischlüftungscharakteristik erreichen und dass die Positionierung der Pendellüfter einen vernachlässigbaren Einfluss hat [74]. Da aber der Systemzustand ideale Mischung (Luftaustauscheffizienz 0,5) für den Luftaustausch real nicht erreichbar ist müssen bei einer vollständigen, durch die Geräte induzierten Durchströmung des Raumes in der Nähe Geräte sehr junge und relativ alte Luftaufenthaltszeiten detektierbar sein. Diese Zonen wären dann die Zu- und Abluftzonen für die bisherige Vorstellung des Luftaustausches durch Pendellüfter, nach Abbildung 2-58, wonach diese Systeme eine den gesamten zu belüftenden Raum erfassende zirkulierende Strömung hervorrufen. Eine solche Betrachtung lässt jedoch einen Teil des Innenraumes, insbesondere um die Blenden außen vor.

Da im EwWalt-Projekt [74] die Volumenströme der Pendellüfter als Rechtecksignal angenommen wurden konnten hier für die Simulation der Konzentrationszeitreihen, um die Blenden keine klassischen Anreicherungs- und Abklingkurven festgestellt werden. Daraus ergibt sich, dass durch die für Modelle notwendige Vereinfachung ein Teil der Realität nicht erfasst wurde.

 Optimierung und Bewertung von
 dezentralen alternierend
 arbeitenden
 Wohnungslüftungssystemen

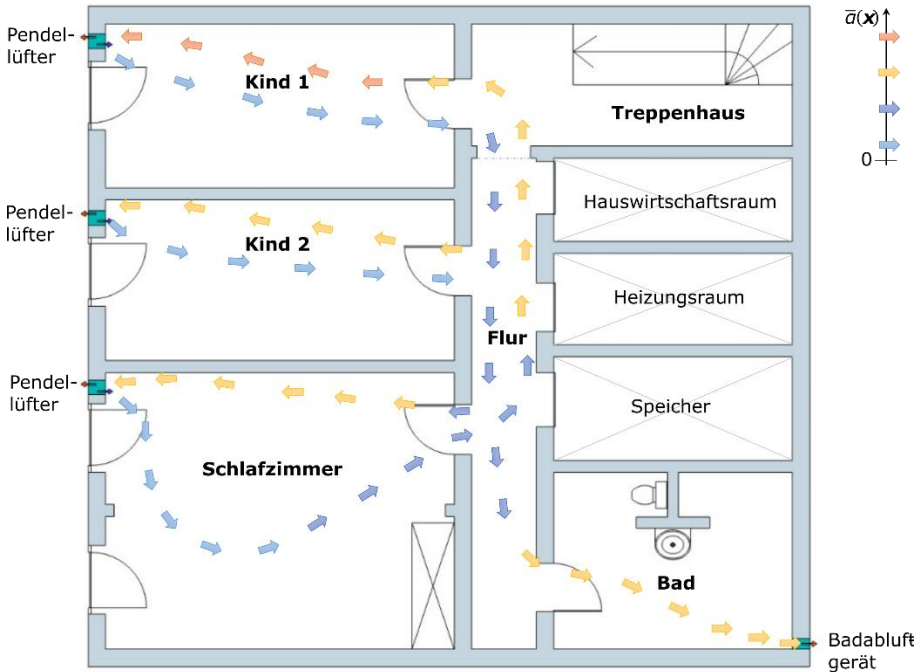


Abbildung 2-58: Nicht bestätigte Vorstellung der prinzipiellen Funktionsweise zum Luftaustausch durch Pendellüftersystem am Beispiel des Grundrisses vom Messort Herdern [75]

Da sich die bisher übliche Vorstellung zum Luftaustausch durch Pendellüftersysteme nicht bestätigen ließ wurde im Rahmen der Dissertation von Auerswald [75] eine eigene Vorstellung dazu entwickelt. Danach stellt sich wie in Abbildung 2-59 dargestellt keine den gesamten Innenraum erfassende zirkulierende Raumströmung ein, sondern der durch die Geräte direkt induzierte Luftaustausch erfolgt lediglich in unmittelbare Nähe (Radius < 1 m) um die Innenblenden der Pendellüfter. Der Luftaustausch für die übrigen Raumbereiche erfolgt lediglich über Sekundärströmungen, induziert durch Dichtedifferenzen wie sie in jedem realen Raum vorkommen.

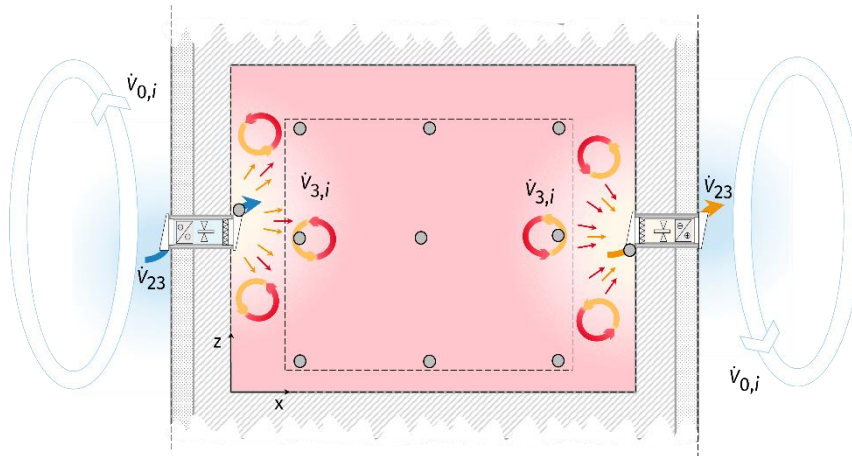


Abbildung 2-59: Vorstellung zur Funktionsweise des Luftaustausches durch Pendellüfter [75]

Übersetzt in ein Blockschaltbild verschalteter Mischungszone ergibt sich aus Abbildung 2-59 und unter Anwendung der relevanten Grundschilder [90] ein rezirkulierendes Kurzschlussystem wie in Abbildung 2-60 dargestellt.

 Optimierung und Bewertung von
 dezentralen alternierend
 arbeitenden
 Wohnungslüftungssystemen

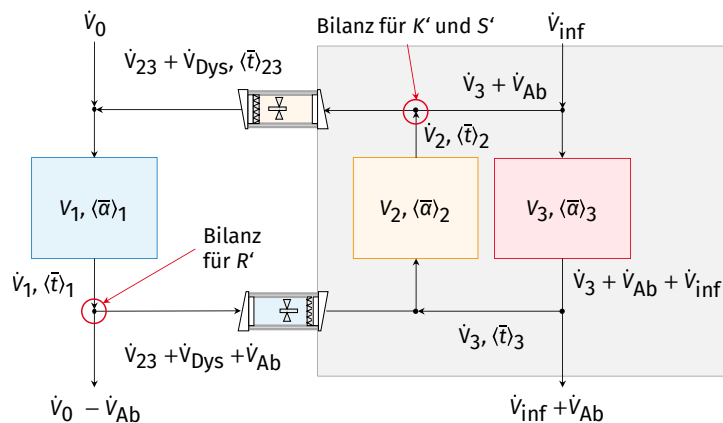


Abbildung 2-60: Blockschaltbild eines rezirkulierenden Kurzschlussystems [75]

Für die im Rahmen dieses Projektes durchgeführten Messungen konnte durch Auerwald [75] gezeigt werden, dass insbesondere das innere System bestehend aus den Volumina \dot{V}_2 und \dot{V}_3 als beschreibendes Modell für die beiden untersuchten Messorte anwendbar ist. Dazu konnte die Gleichung 2-21 im Rahmen der Unsicherheit, für volumetrisch ausgeglichene Fälle (Dysbalancen $\dot{V}_{Dys} \approx 0$), ohne Abluftgeräte (Volumenstrom reiner Abluftgeräte $\dot{V}_{Ab} = 0$) und unter Vernachlässigung von Infiltrationen (Dysbalancen $\dot{V}_{inf} \approx 0$) mit Abweichungen unter 3 % bestätigt werden.

$$\tau_{23} = \frac{V_{23}}{\dot{V}_{23}} \approx \underbrace{(-1)^1 \cdot \lim_{s \rightarrow 0} \frac{d^1}{ds} \ln[F_{23}(s)]}_{\substack{\text{Bestimmungsgleichung} \\ \text{stat. Kumulanten 1. -Ordnung}}} \quad 2-21$$

τ_{23}	Nominale Zeitkonstante für den Luftaustausch in des zusammengefassten Subsystems 23 aus den Volumina V_2 und V_3	[h]
V_{23}	zusammengefasstes Volumen des Subsystems 23 aus den Volumina V_2 und V_3	[m ³]
\dot{V}_{23}	Effektiver Volumenstrom für die das Subsystem 23 / Anlagenvolumenstrom	[m ³ ·h ⁻¹]
s	komplexwertiger ($\in \mathbb{C}$) Frequenzparameter der Laplace-Transformation	[h ⁻¹]
$F_{23}(s)$	Resultierende Übertragungsfunktion basierend auf den Aufenthaltszeitmessungen der Luft in den beiden Mischungszone und um die Geräteinblenden durch Anwendung des rezirkulierenden Grundsystems.	[-]

Die resultierenden absoluten Luftaustauscheffizienzen ϵ_{23}^a , nach Gleichung 2-20 liegen danach für die beiden Messorte im volumetrisch ausgeglichenen Betrieb, also ohne zusätzliche Abluftgeräte bei $\epsilon_{23}^a = 23,6 \%$ für ESHL und bei $\epsilon_{23}^a = 22,3 \%$ für Herdern. Diese Werte können unter Berücksichtigung von Mundt, Mathisen, et. al. [84], den Empfehlungen der EN 13779 [91] zur Verwendung von CO₂ als Spürgas für die „Lüftungseffektivität“ sowie dem Verweis des FGK [92] auf die EN 13779 für Erstellung der EU 1254/2014 [67] nach Gleichung 2-22 in einen *MISC* umgerechnet werden. Ebenfalls relevant ist hierfür die Veröffentlichung von Novoselac and Srebric [93].

$$\epsilon^c = \frac{1}{MISC} = \frac{C_T(t, \mathbf{x}_e) - \bar{C}_{T,BG}}{\langle C_T(t) \rangle - \bar{C}_{T,BG}} \cong 2 \cdot \epsilon_j^a \quad \text{mit } T = \text{CO}_2 \quad 2-22$$

 Optimierung und Bewertung von
 dezentralen alternierend
 arbeitenden
 Wohnungslüftungssystemen

ϵ^c	Wirksamkeit zur Schadstoffabfuhr, engl. Contaminant Removal Effectiveness (CRE) entspricht der „Lüftungseffektivität“ aus der EN 13779 [91]	[-]
$C_T(t, \mathbf{x}_e)$	Konzentration Spürmittel (engl. tracer) im Medium im Abstrom	[ppm]
$\bar{C}_{T,BG}$	mittlere, natürliche Hintergrundkonzentration des Spürmittels	[ppm]
$\langle C_T(t) \rangle$	Konzentration Spürmittel (engl. tracer) als räumliches Mittel	[ppm]
ϵ_j^a	Absolute Luftaustauscheffizienz des Systems j	[-]

Aus den Ergebnissen für die absolute Luftaustauscheffizienz ϵ_{23}^a und der Anwendung der Gleichung 2-22 ergeben sich die Werte für den *MISC* nach Tabelle 2-11. Die sich aus den Messwerten ergebenden Werte für den *MISC* liegen damit im Bereich des Wertes von 2, welcher nach Gunner [94] für Lüftungssysteme ohne Kanalanschluss bereits als Vorschlag für die Aktualisierung der EU 1254/2014 [67] angedacht war.

Tabelle 2-11: Umrechnung der absoluten Luftaustauscheffizienzen ϵ_{23}^a aus den Feldmessungen in äquivalente Werte für den *MISC* [75].

Messort	ϵ_{23}^a in %	<i>MISC</i> in -
ESHL	23,6	2,12
Herdern	22,3	2,25

Im Vergleich zu den Ergebnissen aus dem EwWalt-Projekt [74] wurden im hier durchgeführten Projekt teils ähnliche Resultate erzielt, denn wie die Abbildung 2-56 und Abbildung 2-57 zeigen, konnten auch hier homogene lokale Luftaustauscheffizienzen um den Wertebereich der Mischlüftung gefunden werden. Allerdings führt eine Berücksichtigung der Infiltrationen dazu, dass der bereitgestellte Referenzvolumenstrom entsprechend höher anzusetzen ist, was die Luftaustauscheffizienzen entsprechen, verringert. Auch zeigt sich bereits die Tendenz, welche bereits von Sandberg und Sjöberg [95] sowie von Skåret und Mathisen [96] gefunden wurde, dass höherer Anlagenluftwechselraten tendenziell zu niedrigeren Luftaustauscheffizienzen führen. Eine höhere Anlagenluftwechselrate tauscht die Raumluft zwar schneller aus, aber der Aufwand dafür steigt tendenziell überproportional. Für die hier untersuchten niedrigen Anlagenluftwechsel n_{23} ergeben sich inklusive Infiltration, relative Luftaustauscheffizienzen $\langle \epsilon_{23}^a \rangle_3$ für das Subsystem V_3 nach Tabelle 2-12. Dieses V_3 umfasste für alle untersuchten Fälle auch den Atembereich auf 1,7 m über dem Boden mit 50 cm Abstand zu den Wänden.

Tabelle 2-12: Relative Luftaustauscheffizienzen mit Infiltrationen für volumetrisch ausgeglichene Betriebsmodi der untersuchten Pendellüftersysteme [75].

Messreihe	n_{23} in h^{-1}	$\langle \epsilon_{23}^a \rangle_3$ in %
Messort ESHL		
Feuchteschutz	0,262	42
„Intensiv“	0,71	36
Messort Herdern		
Feuchteschutz	0,237	53
„Intensiv“	0,29	49

Die hier berechneten relativen Luftaustauscheffizienzen $\langle \epsilon_{23}^a \rangle_3$ liegen in einem ähnlichen Wertebereich wie Luftaustauscheffizienzen aus dem EwWalt-Projekt [74]. Die Gründe dafür liegen zum einen darin, dass die Luftalterverteilung für den Innenraum als ein einheitliches Ganzes betrachtet wurde. Die hier durchgeführten Messungen zeigen jedoch, dass die Luftalterverteilungen in zwei unterschiedliche Subsysteme V_2 und V_3 zu klassifizieren sind. Der funktionale Zusammenhang des Luftaustausches zwischen den beiden Subvolumen wird durch die Bildung einer einzelnen statistischen Verteilung über den gesamten Innenraum zu stark vereinfacht. Denn dieses Vorgehen bedeutete, dass die Luftalter in den Subvolumen nach der Größe der Volumina gewichtet werden. Dies ist aber nur der Fall, wenn auch die geförderten Volumenströme derart aufgeteilt bzw. wieder zusammengeführt würden. Implizit ergibt sich damit die Annahme V_2 und V_3 wären als Parallelschaltung gekoppelt (siehe dazu [90]).

Ein direkter Vergleich der in EwWalt [74] gefundenen Luftaustauscheffizienzen respektive der relativen Luftaustauscheffizienzen $\langle \epsilon_{23}^a \rangle_3$ aus diesem Projekt mit den Luftaustauscheffizienzen für kontinuierlich arbeitende Systeme ist mit Bedacht vorzunehmen. Grund dafür ist, dass die Spürgasmessungen für kontinuierliche Systeme, wegen des geringeren Messaufwandes, in der Regel in der Zu- und Abluftleitung vorgenommen werden. Derart wird für diese Systeme eine absolute Luftaustauscheffizienz ermittelt. Wie die hier vorgestellten Untersuchungen zeigen, ist die Ermittlung einer solchen absoluten Luftaustauscheffizienz für Pendellüftersysteme nur indirekt möglich.

3 Dezentrales Lüftungsgerät mit Koaxialwärmetauscher und energieeffizienten Axiallüftern

Dezentrales Lüftungsgerät mit Koaxialwärmetauscher und energieeffizienten Axiallüftern

3.1 Definition der Randbedingungen, Voruntersuchungen und Studie zu Konzepten zur Kondensatabfuhr

3.1.1 Definition der Randbedingungen und Zielgrößen

Der Projektpartner Viessmann hat mittels einer Marktanalyse und Kundenbefragungen die Anforderungen an ein dezentrales Lüftungsgerät zusammengestellt. Anforderungen sind z.B. die Abmessungen, der Volumenstrom, der Wärmerückgewinnungsgrad und das Design.

Dezentrale Lüftungsgeräte sind in der Außenwand eingebracht. Der Einbau erfolgt über eine Kernlochbohrung. Die Anzahl der verbauten Geräte je Wohneinheit ist hoch, daher ist auf einfachen und schnellen Einbau mit Standardwerkzeug zu achten.

Typische Kunden für dezentrale Lüftungsgeräte sind Wohnbaugesellschaften und Fertighaushersteller, deren Fokus vor allem auf Erfüllung von Richtlinien zur Energieeinsparung und Feuchteschutz liegen.

Derzeitige Schwäche aller dezentralen Lüftungslösungen ist die Lautstärke der Ventilatoren oder der Luftbewegung. Zusätzlich zu beachten ist der Schallschutz, vor allem zu befahrenen Straßen oder auch in Einflugschneisen.

Die Erwartungshaltung der Endkunden an dezentrale Lüftung im Sinne der Luftqualität ist in vielen Fällen höher als die gelieferte Qualität.

Das Ziel des Projektes bestand in der Entwicklung eines dezentralen Lüftungsgeräts, welches durch die Nutzung eines Koaxialwärmetauschers im Vergleich zu herkömmlichen Geräten wesentliche Vorteile hinsichtlich Geräuschentwicklung und Energieverbrauch bietet und gleichzeitig kostengünstig hergestellt und kompakt aufgebaut werden kann. Für einen optimalen Betrieb soll der Koaxialwärmetauscher mit zwei Axiallüftern betrieben werden. Damit hat bereits im Vorfeld eine Vorauswahl stattgefunden. Im Hinblick auf die Auswahl geeigneter Lüfter wurden zum einen die geometrischen Randbedingungen zum anderen die zu erwartenden Betriebspunkte, die durch Volumenstrom und Druckerhöhung beschrieben sind, definiert. Da die Geometrie und damit der Druckverlust zu Beginn noch nicht festlagen, können die Betriebspunkte nur grob eingeschätzt werden. Sie sind aber für die nachfolgende Auswahl geeigneter Produkte ausreichend.

Die technischen Spezifikationen sind in der folgenden Tabelle 3-1 dargestellt.

Tabelle 3-1: Technische Spezifikationen des Lüftungsgerätes

ID	Kriterien	Einheit	Spezifikation	MUSS	SOLL	NTH
1	Bezeichnung / Typen ▼		Typ			
1.1	Produktbezeichnung, Gerätetyp					
1.2	Nenngröße	m³/h	10 - 55	x		
2	Allgemeine Anforderungen ▼					
2.1	Aufstellorte		In-Wall installation	x		
2.2	Umgebungsbedingungen					
2.3	Umgebungstemperatur Betrieb min/max	°C	-15 bis +35			
2.4	Umgebungstemperatur Betrieb min/max	°C	-30 bis +45			x
2.5	Feuchtigkeitsbedingungen	°C	Einbau in Bäder	x		
3	Technische Anforderungen ▼					

3.1	Technische Daten ▼								
3.1.1	Grundfunktionen								Dezentrales Lüftungsgerät mit
3.1.1.1	Wärmerückgewinnung		■	x					Koaxialwärmetauscher und
3.1.1.2	Feuchterückgewinnung		□						energieeffizienten Axiallüftern
3.1.1.3	Wärmerückgewinnung	% bis	mind. 91	x					
3.1.1.4	Lüftungsstufen		mind. 4	x					
3.1.1.5	Sommer-Bypass		(■)	x					
3.1.1.7	Filter (Mindestanforderung)		G3	x					
3.1.2	Effizienz (DIBt)								
3.1.2.1	WBG (DIBt, korrigiert, Nennvolumenstrom)	%	> 80	x					
3.1.2.2	spez.elektrische Leistungsaufnahme (DIBt, Nennvol.)	W/(m³/h)	< 0,35	x					
3.1.2.3	spez.elektrische Leistungsaufnahme (DIBt, Nennvol.)	W/(m³/h)	< 0,25		x				
3.1.2.4	spez.elektrische Leistungsaufnahme (DIBt, Nennvol.)	W/(m³/h)	< 0,17					x	
3.1.2.5	Leistungsaufnahme	W	< 30	x					
3.1.3	Abmessungen								
3.1.3.7	Minimaler Kernbohrdurchmesser	mm	162		x				
3.1.3.8	Minimaler Kernbohrdurchmesser	mm	200	x					
3.1.3.9	Minimale Wandstärke	mm	280		x				
3.1.3.9	Minimale Wandstärke	mm	300	x					
3.1.3.10	Maximale Wandstärke	mm	≥ 600	X					
3.1.3.10	Maximale Wandstärke	mm	≥ 700		x				
3.1.4	Schallpegelminderung								
3.1.4.1	Schalleintragsdämpfung (Normschallpegeldifferenz)	dB(A)	≥ 44		x				
3.1.4.2	Schalleintragsdämpfung (Normschallpegeldifferenz)	dB(A)	≥ 50					x	
3.1.4	Schalleistung								
3.1.4.1	Lüftungsstufe I	dB(A)	≤ 25	x					
3.1.4	Bewerteter Schalldruck in Referenzbausituation								
3.1.4.1	Lüftungsstufe I	dB(A)	≤ 25	x	x				
3.1.4.2	Lüftungsstufe II	dB(A)	≤ 30	x	x				
3.1.4.3	Lüftungsstufe III	dB(A)	≤ 30	x	x				
3.1.4.4	Lüftungsstufe I	dB(A)	≤ 25					x	
3.1.4.5	Lüftungsstufe II	dB(A)	≤ 25					x	
3.1.4.6	Lüftungsstufe III	dB(A)	≤ 25					x	
3.2	Zul. Betriebsdrücke ▼								
3.2.1	Druckschwankungsempfindlichkeit	%							

3.1.2 Definition der Daten für die Auswahl geeigneter Axiallüfter

Anforderungen

Entsprechend der oben aufgeführten technischen Spezifikationen für das zu entwickelnde Lüftungsgerät ergeben sich zunächst folgende Anforderungen an die Axiallüfter, welche für die Recherche der marktverfügbaren Lüfter zu Grunde gelegt wurde:

Parameter	Wert
Nennvolumenstrom	10 – 55 m ³ /h
Elektrische Leistungsaufnahme pro Lüfter	< 0,17 W/(m ³ /h)
Baugröße bzw. Durchmesser	Etwa 150 bis maximal 190 mm
Schallleistung	≤ 25 dB (A) bei minimalem Volumenstrom ≤ 30 dB (A) bei maximalem Volumenstrom

 Dezentrales Lüftungsgerät mit
 Koaxialwärmetauscher und
 energieeffizienten Axiallüftern

3.1.3 Recherche zu energieeffizienten Axiallüftern unter Berücksichtigung der Geometrie und der zu erwartenden Betriebspunkte

Grundlegende Systembetrachtungen und Rechercheergebnisse

Für die spätere Bewertung des Einflusses und des Zusammenhangs der einzelnen Bauteile des Lüftungsgerätes wurde eine Übersicht in Form einer Mindmap aufgestellt (vgl. Abbildung 3-1). Die Parameter der einzelnen Elemente können somit für eine bessere Übersicht aus- oder ausgeblendet werden (vgl. Abbildung 3-2 und Abbildung 3-3). Außerdem bietet die Mindmap die Möglichkeit, entsprechende Berechnungen direkt nach Eingabe der beschreibenden Parameter vorzunehmen.

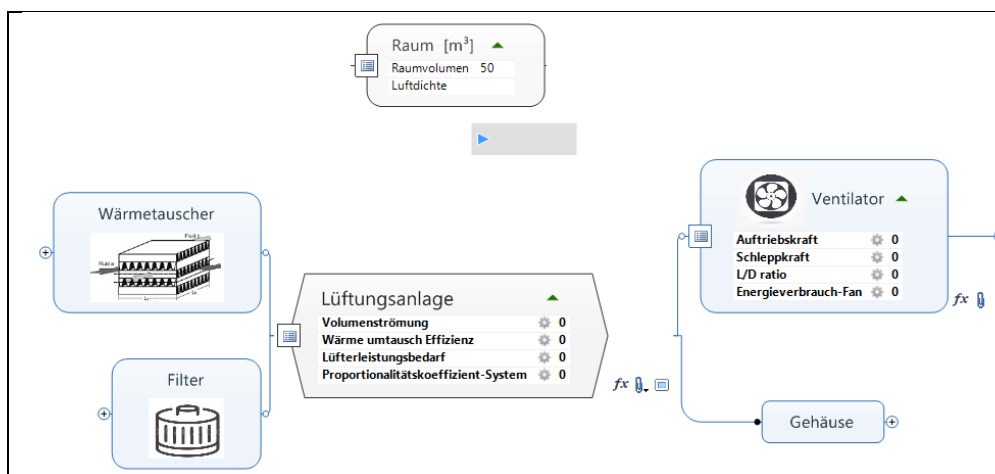


Abbildung 3-1: Übersicht zum Lüftungsgerät mit Komponenten

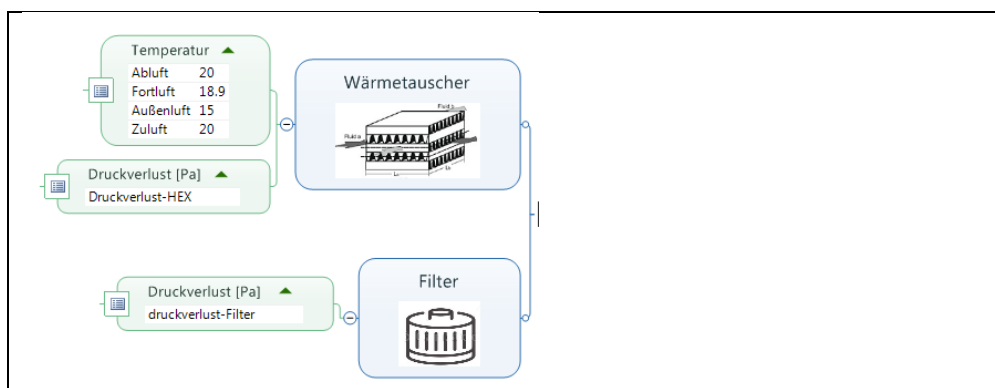
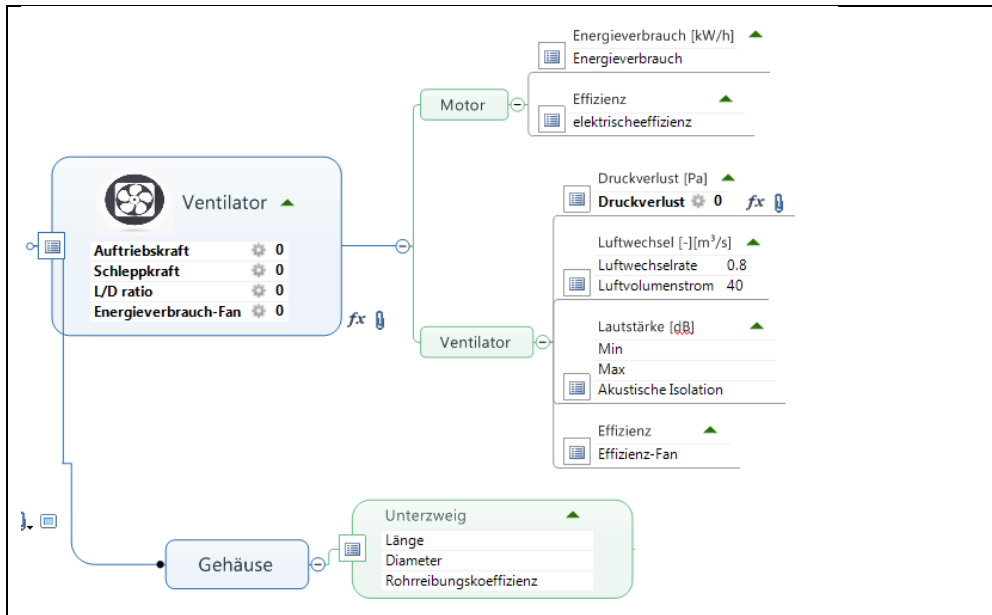


Abbildung 3-2: Parameter von Wärmetauscher und Filter



Dezentrales Lüftungsgerät mit Koaxialwärmetauscher und energieeffizienten Axiallüftern

Abbildung 3-3: Parameter von Ventilator und Gehäuse

Die Recherche nach geeigneten Ventilatoren hat einen Überblick ergeben, der sowohl Ventilatoren als auch komplette Geräte umfasst. Die Hersteller Blacknoise und EBM Pabst bieten passende Lüfter, während auch zwei komplette Geräte interessant erscheinen: das Gerät Vitovent D 100 von Viessmann sowie das Gerät SmartFan von Getair bei zwei Betriebsstufen (vgl. Abbildung 3-4).

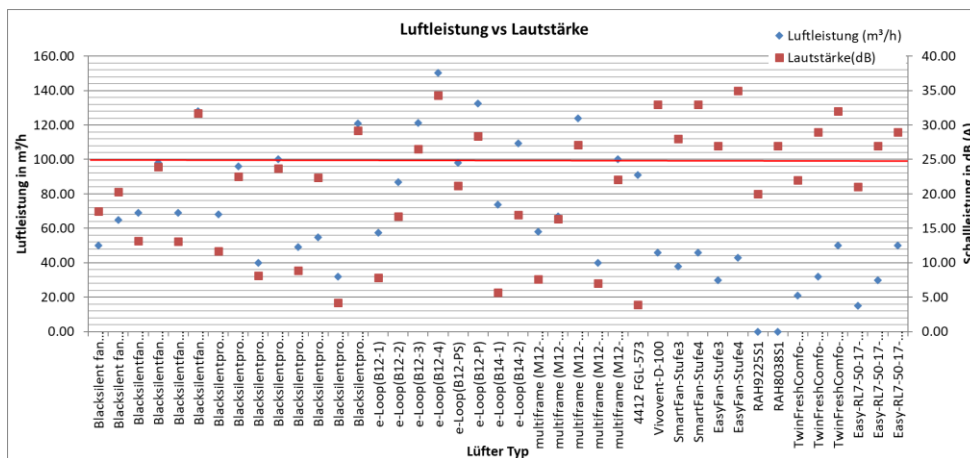


Abbildung 3-4: Zusammenhang von Luftleistung und Schalleistung der recherchierten Ventilatoren (Grenzwert von 25 dB(A))

Aus der Abbildung ist in den meisten Fällen der Zusammenhang zwischen der Luftleistung und der Schalleistung zu erkennen. Die horizontale rote Linie markiert die akzeptierte Geräte-Schalleistung von 25 dB (A) bei minimalem Volumenstrom. Mit dem angestrebten Volumenstrom von maximal 55 m³/h erscheint es somit realistisch, passende marktverfügbare Lüfter einsetzen zu können.

Bei der Recherche ist jedoch aufgefallen, dass keiner der angebotenen Lüfter über ein rundes Gehäuse verfügt und sich somit direkt für den Einbau in einem Rohr eignet. Sämtliche Lüfter sind für den Einsatz in PC's vorgesehen und sind deshalb quadratisch und haben Befestigungslöcher bzw. -ösen. Bei Auswahl eines oder mehrerer geeigneter Lüfter muss dann mit dem Hersteller Kontakt aufgenommen und bzgl. einer Gehäuseanpassung gesprochen werden.

3.1.4 Theoretische und experimentelle Studie zu Konzepten zur Kondensatabfuhr

Dezentrales Lüftungsgerät mit Koaxialwärmetauscher und energieeffizienten Axiallüftern

Je nach Feuchtegehalt und Temperatur der Luft wird im Koaxialwärmetauscher Kondensat anfallen. Dieses muss nach außen abgeführt werden, um z. B. Schimmelbildung vorzubeugen. Aufgrund der Geometrie der Luftkanäle im Koaxialwärmetauscher gibt es Bereiche, aus denen Kondensat nicht durch Schwerkraft abfließen kann. Daher müssen entsprechende Konzepte zur Kondensatabfuhr erarbeitet werden.

3.1.4.1 Betrachtung des Kondensattransports im Koaxialwärmeübertrager

Auf Grund der komplexen Geometrie des Koaxialwärmeübertragers und der daraus resultierenden Strömungswege kann anfallendes Kondensat nicht direkt aus dem Wärmeübertrager abfließen (vgl. Abbildung 3-5). Auf beiden Seiten des Wärmeübertragers befinden sich die Ventilatoren im koaxialen Innenrohr. Die Abluft (ABL) und die Außenluft (AUL) strömen somit ebenfalls in das Innenrohr. Die Zuluft (ZUL) bzw. Fortluft (FOL) hingegen strömen im koaxialen Außenrohr. Kondensat, welches aus der Abluft anfällt, müsste somit in der oberen Hälfte des Wärmeübertragers ebenfalls nach oben in Richtung Fortluft transportiert werden (vgl. Abbildung 3-6). Ein Transport des Kondensats entgegengesetzt zur Strömungsrichtung der Luft in Richtung Ablufteintritt und von dort mit der im unteren Teil strömenden Abluft erscheint eher ungünstig.

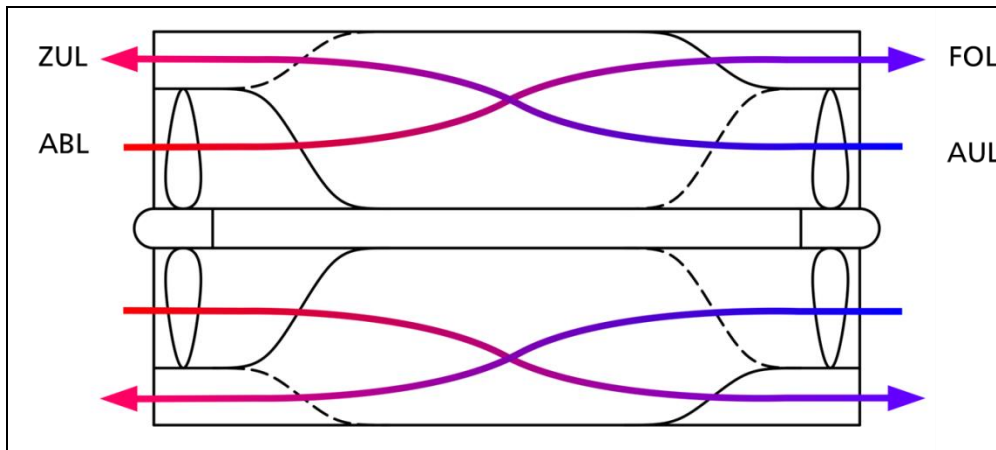


Abbildung 3-5: Strömungswege im Koaxialwärmeübertrager

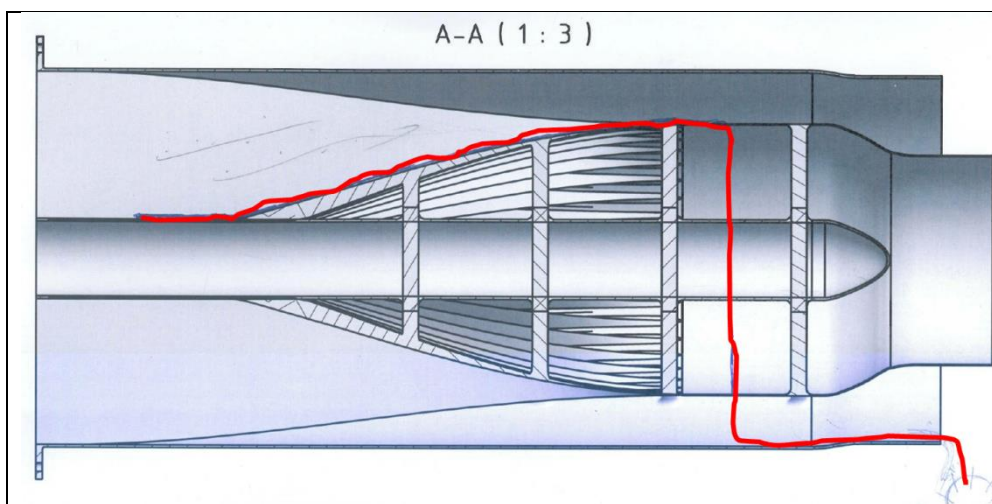


Abbildung 3-6: theoretischer Fließpfad des Kondensats in Richtung Fortluft

Die folgende Tabelle 3-2 gibt einen Überblick über die anfallenden Kondensatmengen in Abhängigkeit der jeweiligen Abluft- und Außenluftbedingungen. Aus dieser Tabelle wird deutlich, dass erwartungsgemäß im Winter größere Kondensatmengen auftreten. Hier stellt sich die Frage, wie diese Menge nach außen abgeführt werden kann. Da jedoch im Winter der Feuchtegehalt der Außenluft meistens wesentlich geringer als im Sommer ist, kann die mit der Abluft abgeführte Feuchtemenge nicht durch die Zuluft nachgeliefert werden. Eine Abnahme der Raumluftfeuchte ist die Folge. Aus diesem Grund besteht häufig auch der Wunsch nach Luftbefeuchtung bzw. Feuchterückgewinnung im Winter.

Tabelle 3-2: Kondensatmengen in Abhängigkeit der Luftbedingungen

Innere Temperatur T_i [°C]	Innere rel. Feuchtigkeit ϕ_i [%]	Äußere Temperatur T_a [°C]	Äußere rel. Feuchtigkeit ϕ_a [%]	Massenstrom \dot{Q} [kg/h]	entstehendes Kondensat \dot{M} [g/h]
25	50	-10	100	60	497,16
25	50	-5	100	60	444,6
25	50	0	100	60	366,66
25	50	5	100	60	268,8
25	50	10	100	60	134,94

3.1.4.2 Arten der Kondensation

Folgende Arten der Kondensation werden unterschieden:

- Filmkondensation: Der Dampf wird in Form eines zusammenhängenden Films kondensiert.
- Tropfenkondensation: Das Kondensat tritt als einzelne unzusammenhängende Tropfen auf der Wand auf.
- Mischformen: Diese treten auf, wenn das Kondensat eines Gemisches nicht mischbar ist. Das heißt, dass Tropfen einer Komponente im Film einer anderen Komponente entstehen.
- Direktkondensation: Der Dampf wird im direkten Kontakt zwischen Dampf und Flüssigkeit kondensiert [97].

Welche Art von Kondensation auftritt, hängt von den Oberflächeneigenschaften ab, wobei der Kontaktwinkel (Randwinkel) entscheidend ist [97]. Zusätzlich sind die Hystereseeigenschaften wichtige Faktoren [98].

3.1.4.3 Begriffe zur Beschreibung von Tropfenkondensation

Der statische Kontaktwinkel:

Dieser Winkel ist der geometrische Winkel zwischen Feststoff (Wand) und der Tropfenoberfläche an der Berührungslinie [97]. Er beschreibt die Form des Tropfens auf der Wand und ist somit der entscheidende Faktor, um zu bestimmen, ob die Oberfläche der Wand hydrophob oder hydrophil ist.

Nach Young ist der Kontaktwinkel eine Funktion der Flüssigkeit-Luft, Luft-Feststoff und Flüssigkeit-Feststoff Grenzflächenenergien (Gibbs-Energie) und kann durch die Youngsche Gleichung bestimmt werden [2-5]:

$$\cos \theta = \frac{\sigma_{SG} - \sigma_{LS}}{\sigma_{LG}}$$

mit:

θ : Kontaktwinkel

σ_{SG} : Grenzflächenenergie zwischen Feststoff und Luft

σ_{LS} : Grenzflächenenergie zwischen Flüssigkeit und Feststoff

σ_{LG} : Grenzflächenenergie zwischen Flüssigkeit und Luft

Dezentrales Lüftungsgerät mit
Koaxialwärmetauscher und
energieeffizienten Axiallüftern

Je nach Wert des Kontaktwinkels kann das Benetzungsverhalten in vier Gruppen geteilt werden [6]:

Superhydrophil, wenn $\theta < 10^\circ$

Hydrophil, wenn $10^\circ < \theta < 90^\circ$

Hydrophob, wenn $90^\circ < \theta < 150^\circ$

Superhydrophob, wenn $\theta > 150^\circ$

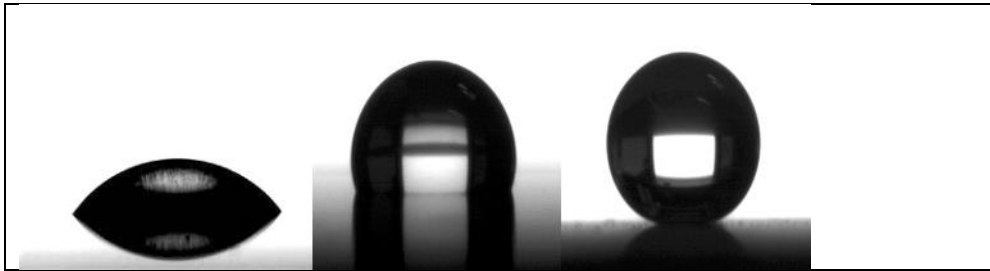


Abbildung 3-7: Darstellung unterschiedlicher Kontaktwinkel, (a) 35° , (b) 110° , (c) 160° [2]

Der dynamische Kontaktwinkel und Hysterese:

Durch Zufuhr oder Einsaugen der Flüssigkeit ändert sich die Größe des Tropfens. Dadurch entsteht der sogenannte Fortschritt- bzw. Rückzugs-winkel.

Der Fortschrittwinkel, der bei der Vergrößerung des Tropfens entsteht, ist normalerweise nicht sehr unterschiedlich vom statischen Kontaktwinkel und bleibt während der Vergrößerung konstant. Dieser kleine Unterschied ist die Folge vom sogenannten „Pinning-Effekt“. Dieser Effekt ist eine Art von Reibung und ergibt sich aus verschiedenen Wechselwirkungen. Er verursacht eine kurzzeitige Aufblähung des Tropfens und danach fängt der Tropfen an, sich zu bewegen [98].

Im Gegenteil dazu entsteht der Rückzugswinkel bei der Verkleinerung des Tropfens, das heißt, wenn die Flüssigkeit eingesaugt wird. Er ist auch während der Verkleinerung konstant und kann durch den „Pinning-Effekt“ erklärt werden.

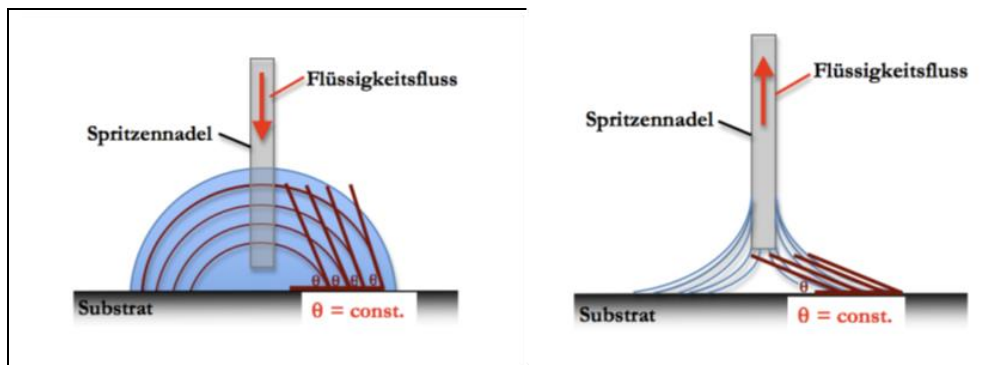


Abbildung 3-8: Darstellung des Fortschritt- (a) und Rückzugswinkels (b) [98]

Die Hysterese erhält man durch die Differenz von diesen beiden Winkel [2-5]:

$$\Delta\theta = \theta_F - \theta_R$$

mit:

$\Delta\theta$: Hysterese
 θ_F : Fortschrittswinkel
 θ_R : Rückzugswinkel

 Dezentrales Lüftungsgerät mit
 Koaxialwärmetauscher und
 energieeffizienten Axiallüftern

Die Hysterese ist wichtig, um daraus verschiedene Informationen über die Ober-flächen-eigenschaften abzuleiten.

Der Abroll- oder Neigungswinkel:

Dieser Winkel beschreibt, wie groß der Winkel der Neigung der Wand sein muss, damit ein Tropfen mit einem bestimmten Volumen (bzw. Gewicht) beginnt, wegen der Schwerkraft abzurollen. Er ist der wichtigste Parameter zum Vergleich zwischen unterschiedlichen Oberflächen bezüglich der Kondensatabfuhr, weil man dadurch bestimmen kann, wie schnell bzw. leicht das entstehende Kondensat abgeführt werden kann [99]. Von Vorteil ist, dass dieser Winkel möglichst klein ist, da Oberflächen, die einen kleinen Abrollwinkel aufweisen, einen höheren Wärmefluss ermöglichen.

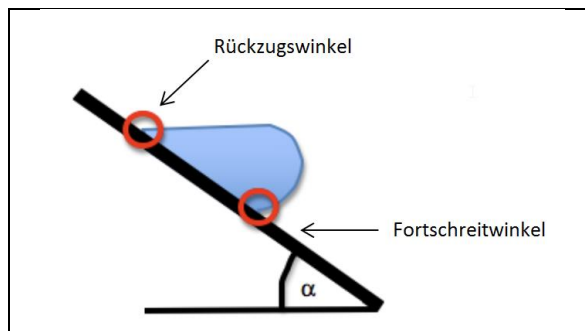


Abbildung 3-9: Darstellung des Abrollwinkels und der Hysterese [2]

$$\frac{m \cdot g \cdot \sin \alpha}{w} = \sigma_{LS} \cdot (\cos \theta_R - \cos \theta_F)$$

mit:

m: Masse des Tropfens
 g: Gravitationskonstante
 α : Abrollwinkel
 w: Breite
 σ_{LS} : Grenzflächenspannung zwischen Flüssigkeit und Feststoff
 $\theta_R - \theta_F$: Hysterese

3.1.4.4 Einfluss der Gravitation auf die Benetzung

Der Einfluss der Gravitation auf den Tropfen ist von der Größe und somit vom Gewicht des Tropfens abhängig. Das heißt, dass bei großen Tropfen die Oberflächenenergien und die Grenzflächenspannungen nicht mehr in der Lage sind, einen kreisförmigen Tropfen zu bilden. Der Einfluss der Gravitation wird stärker und führt dazu, dass der Tropfen flacher wird. Das hat einen Einfluss auf den Kontaktwinkel.

Um zu bestimmen, ob der Einfluss der Gravitation vernachlässigbar ist, kann man die dimensionslose Bond-Zahl berechnen:

$$Bo = \frac{\rho \cdot g \cdot r}{\sigma_{LG}}$$

mit:

- ρ : Dichte der Flüssigkeit
- g : Gravitationskonstante
- r : Tropfenradius
- σ_{LG} : Grenzflächenspannung zwischen Flüssigkeit und Luft

Bei einer Bond-Zahl viel kleiner als eins ist der Einfluss der Gravitation vernachlässigbar. Somit gilt bei kleinen Tropfen die Youngsche Gleichung.

3.1.4.5 Einfluss der Rauigkeit der realen Oberflächen:

Die Oberflächen, die bisher betrachtet wurden, sind ideale Oberflächen, die keine Rauigkeit aufweisen. Jedoch sind die realen Oberflächen meistens rau, was einen großen Einfluss auf den Kontaktwinkel hat]. Der Zusammenhang zwischen Rauigkeit und Benetzung wurde von Wenzel und der Arbeitsgruppe von Cassie und Baxter untersucht [98]. Hier kann man zwischen zwei Arten von Benetzung unterscheiden: homogene und heterogene Benetzung.

Homogene Benetzung

Diese Art der Benetzung wurde von Wenzel beschrieben. Dabei füllt die Flüssigkeit die Poren der Rauigkeit komplett, deshalb ist es bei dieser Art der Benetzung wichtig, dass die Rauigkeit viel kleiner als der Tropfen sein muss. Um einen genaueren Kontaktwinkel zu berechnen, führte Wenzel den sogenannten Rauigkeitsfaktor $r = \frac{A_{str}}{A_{gl}}$ ein. Dabei ist A_{str} die strukturierte Oberfläche und A_{gl} die glatte Oberfläche.

$$\cos \theta_w = r \cdot \cos \theta_Y$$

mit:

- θ_w : Kontaktwinkel nach Wenzel
- θ_Y : Kontaktwinkel nach Young

Weil $r > 1$ gilt, dann verstärkt die Rauigkeit laut Gleichung sowohl die Hydrophobizität von hydrophoben Oberflächen als auch die Hydrophilie von hydrophilen Oberflächen. Es ist darauf zu achten, dass die Verwendung der Wenzel-Gleichung eine schlechte Hysterese bedeutet. Deshalb sind Tropfen mit großem Rückzugswinkel mit diesem Modell nicht zu beschreiben [98].

Heterogene Benetzung:

Diese Art wurde von Cassie und Baxter beschrieben. Im Gegenteil zu Wenzel nahmen sie an, dass die Flüssigkeit auf den Strukturspitzen aufliegt und die Poren mit Luft besetzt werden [98], [100], [99].

Um den Kontaktwinkel nach Cassie-Baxter zu berechnen, gilt die folgende Gleichung:

$$\cos \theta_{CB} = f_1 \cdot \cos \theta_1 + f_2 \cdot \cos \theta_2$$

und

$$f_1 + f_2 = 1$$

mit:

θ_1 : Kontaktwinkel zwischen Flüssigkeit und glatter Feststoff
 θ_2 : Kontaktwinkel zwischen Flüssigkeit und Luft
 f_1, f_2 : Flächenanteile

 Dezentrales Lüftungsgerät mit
 Koaxialwärmetauscher und
 energieeffizienten Axiallüftern

Wenn der Einfluss der Gravitation vernachlässigt wird, beträgt θ_2 immer 180° , deshalb kann Gleichung vereinfacht werden:

$$\cos \theta_{CB} = f_1 \cdot \cos \theta_1 - f_2$$

und

$$f_1 + f_2 = 1$$

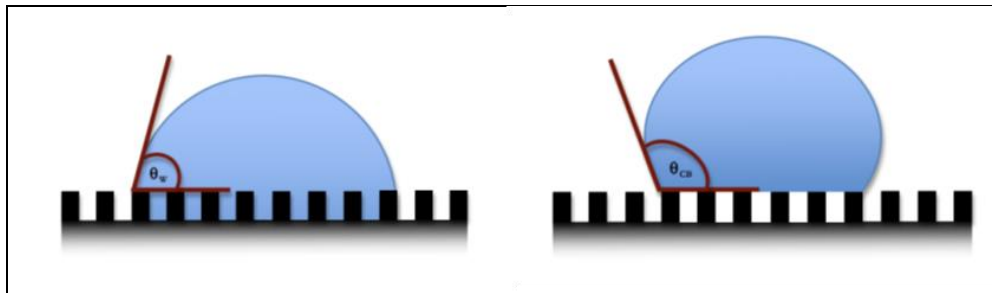


Abbildung 3-10: Darstellung vom Kontaktwinkel nach Wenzel (a) und Cassie-Baxter (b) [98]

3.1.4.6 Einfluss des entstehenden Kondensats auf Wärmeübertrager

Bei Wärmeübertragern kommt es je nach Temperatur der Fluidströme dazu, dass die Oberflächentemperatur auf der einen Seite niedriger als der Taupunkt der Luft ist. Dies führt dazu, dass Kondensat im Wärmeübertrager anfällt. Kondensat auf der Oberfläche des Wärmeübertragers führt dazu, dass sich der Wärmeübergangskoeffizient verringert und gleichzeitig der Druckverlust zunimmt. Aus diesem Grund ist es wichtig zu bestimmen, wie viel Kondensat gesammelt wird und welchen Einfluss es auf den Wärmeübergang hat.

Für das Verständnis dieser Prozesse erfolgte ebenfalls eine Literaturrecherche. Eine ausführliche Beschreibung ist im Anhang 4.4 zu finden:

3.1.4.7 Hydrophobe Eigenschaften

Bei einzelnen flachen Oberflächen liefert die Tropfenkondensation einen 5 bis 10 mal besseren Wärmeübergang im Gegenteil zur Filmkondensation, weil bei der Tropfenkondensation ein großer Teil der Oberfläche unbedeckt bleibt. Die Betrachtung der Tropfenkondensation erscheint daher ein sinnvoller weiterer Schritt.

3.1.4.8 Mikrostrukturen

Die Motivation mikrostrukturierte Oberflächen herzustellen, stammt von der Struktur der Lotus Blüte. Anhand dieser Oberflächen ist es möglich, die Masse des entstehenden Kondensats zu verringern.

Um die Eigenschaften der mikrostrukturierten Oberflächen zu untersuchen, hat Liu et al. [99] die Benetzungseigenschaften von sieben bearbeiteten Aluminium-Oberflächen untersucht, wobei jede Oberfläche Mikrostrukturen mit unterschiedlichen Abmessungen hat. Diese sind in Tabelle 3-3 aufgeführt. Außerdem wurde die unbearbeitete Oberfläche auch getestet, um die Ergebnisse zu vergleichen.

Tabelle 3-3: Die Abmessungen der Mikrostrukturen der getesteten Oberflächen

Oberflächennummer	Abstand [μm]	Tiefe [μm]	Flankenwinkel [$^\circ$]
1	-	-	-
2	41,7	3	7
3	46,62	4	11
4	67,68	6	12
5	60,77	8	15
6	60,99	10	14
7	67,86	9	17
8	128,192	14	12

 Dezentrales Lüftungsgerät mit
 Koaxialwärmetauscher und
 energieeffizienten Axiallüftern

Es ist erwähnenswert, dass die Mikrostrukturen bei diesem Versuch hergestellt wurden, indem die Aluminium-Oberflächen gegen einen Finnenstock gedrückt wurden. Dadurch wurde das Profil des Finnenstocks auf die Aluminium-Oberflächen übertragen. Aus diesem Grund war es nicht möglich, engere und tiefere Poren herzustellen.

Wegen der Mikrostruktur weist die Benetzung ein anisotropes Verfahren auf. Das führt dazu, dass die Kontaktwinkel unterschiedliche Werte haben wenn sie parallel bzw. senkrecht zu den Poren gemessen werden. Bemerkenswert ist, dass die Kontaktwinkel von allen Oberflächen, die parallel gemessen wurden, größere Werte aufweisen, als wenn sie senkrecht gemessen wurden. Dieser Unterschied wird durch den Pinning-Effekt verursacht. Außerdem waren die Kontaktwinkel von den Oberflächen deutlich größer als der Kontaktwinkel der unbearbeiteten Oberfläche. Andererseits beträgt der Kontaktwinkel der achten Oberfläche fast den gleichen Wert des Kontaktwinkels der originalen Oberfläche.

Das wichtigste Kriterium zur Bewertung dieser Oberflächen ist der Abrollwinkel. Betrachtet wurde, dass der Abrollwinkel von allen bearbeiteten Oberflächen kleiner ist, als von der originalen Oberfläche. Zusätzlich verringert sich das zum Abrollen benötigte Volumen um 10-30%. Dies ist auf die Kontur des Tropfens zurückzuführen, weil sich die Hysterese der bearbeiteten Oberfläche nicht bedeutend ändert.

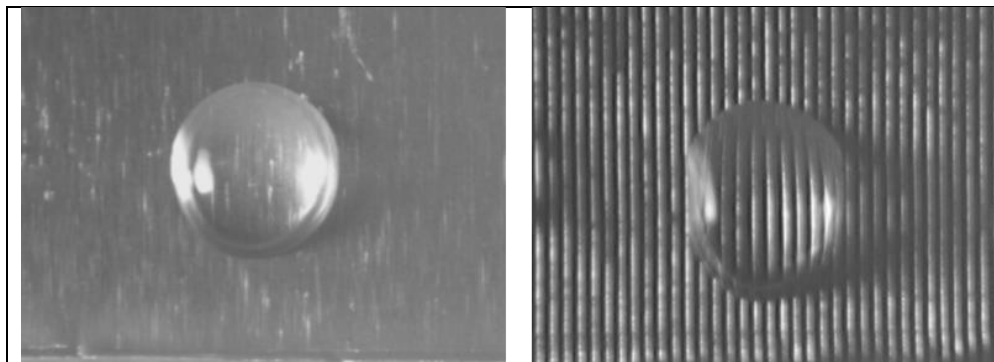


Abbildung 3-11: Vergleich der Kontur des Tropfens auf der glatten Oberfläche (a) und auf der bearbeiteten Oberfläche (b) [99]

Wie man in Abbildung 3-11 erkennen kann, hat der Tropfen zwei parallele Seiten, was zur Folge hat, dass die Oberflächenspannungen bei diesen zwei Seiten parallel in Gravitationsrichtung orientiert sind. Das führt dazu, dass sie keinen Einfluss auf die Abfuhr haben. Demgegenüber findet man bei der Kontaktlinie bei der Vorder- und Rückseite des Tropfens Unterbrechungen, welche die Haltekräfte des Tropfens schwächen]. Entsprechend diesen Ergebnissen vergrößert sich der Kontaktwinkel durch Mikrostrukturierung, solange der Abstand zwischen den Spitzen nicht größer als 100 μm ist.

Zusätzlich ist die Abfuhr dann am besten, wenn die Poren eng und tief und die Flanken möglichst steil sind. Das heißt, dass bevorzugt rechteckige Strukturen anzuwenden sind.

Dezentrales Lüftungsgerät mit
Koaxialwärmetauscher und
energieeffizienten Axiallüftern

3.1.4.9 Möglichkeiten des Feuchtigkeitstransports

Aus den Vorbetrachtungen und Abschätzungen in Abschnitt 3.1.4.1 ergeben sich zwei unterschiedliche Fragestellungen bzw. Möglichkeiten für den Feuchtigkeitstransport:

1. Transport des Kondensats aus dem Wärmeübertrager

Um einen gezielten Transport des Kondensats aus dem Wärmeübertrager heraus zu gewährleisten, muss, wie oben beschrieben, ein Transport des Wassers teilweise entgegen der Schwerkraft erfolgen (roter Fließpfad in Abbildung 3-6). Hierzu werden Möglichkeiten des gezielten Flüssigkeitstransports mittels passiver Prinzipien durch bionisch inspirierte, mikrostrukturierte Oberflächen betrachtet.

2. Rückgewinnung der Feuchte/Übertragung der Feuchte aus der Abluft in die Zuluft

Als Alternative zur Kondensatabfuhr wird die Rückgewinnung der Feuchte betrachtet. Auftretendes Kondensat könnte durch mikroporöse Wände des Wärmeübertragers von der Abluftseite auf die Zuluftseite übertragen werden.

Beide Fragestellungen wurden im Ergebnis der vorangegangenen Recherchen mit Experten des Instituts für Medizin- und Biomechatronik der Johannes Kepler Universität Linz diskutiert, da dort das Know How zur Auslegung und Charakterisierung derartiger Oberflächen vorhanden ist.

3.1.4.10 Flüssigkeitstransport auf mikrostrukturierten Oberflächen

Echsen von der Familie „Phrynosoma“ (Texas-Krötenechsen) können mithilfe ihrer Oberflächenstruktur der Haut auch sehr kleine Mengen Wasser zum Maul transportieren, gleichzeitig wird der Fluss in die Gegenrichtung verhindert. Bei Schnabelkerfen wird aus defensiven Gründen eine Flüssigkeit produziert, die durch Mikrokanäle auf Verdampfungsfelder transportiert wird. Im Rahmen des Projektes LiNaBioFluid wurden diese Mikrostrukturen näher untersucht und nachgebildet.

Wassertransport bei den Echsen

Durch die Analyse der Oberfläche der Feuchtigkeit sammelnden Echsen wurde beobachtet, dass der gerichtete Wassertransport auf zwei Prinzipien basiert. Das erste Prinzip ist die Asymmetrie der Kanäle, die durch eine periodische Verengung der kapillaren Kanäle erreicht wird. Das zweite Prinzip ist das Netzwerk (Vernetzung) zwischen den Schuppen. Die Asymmetrie ermöglicht den gerichteten Wassertransport, während die Vernetzung das Anhalten des Transports verhindert. In der Abbildung 3-12 kann man den Mechanismus des Wassertransports erkennen. Die Tropfen werden durch die kapillaren Kräfte in den Kanälen bewegt. Das Wasser stoppt am scharfen Rand (Kapillare I oben), während es sich weiter in Richtung Kapillare II bewegt. Wenn die Wasserfront durch die Vernetzung die Kapillare I erreicht, holt das Wasser die haltende Wasserfront da ab und formt eine neue Wasserfront. Danach wiederholt sich der Prozess für die Wasserfront in Kapillare II.

Die minimale Breite der natürlichen Kapillaren beträgt nahezu 50 µm, während die typische Kapillare eine Kanalbreite von 100 µm aufweist.

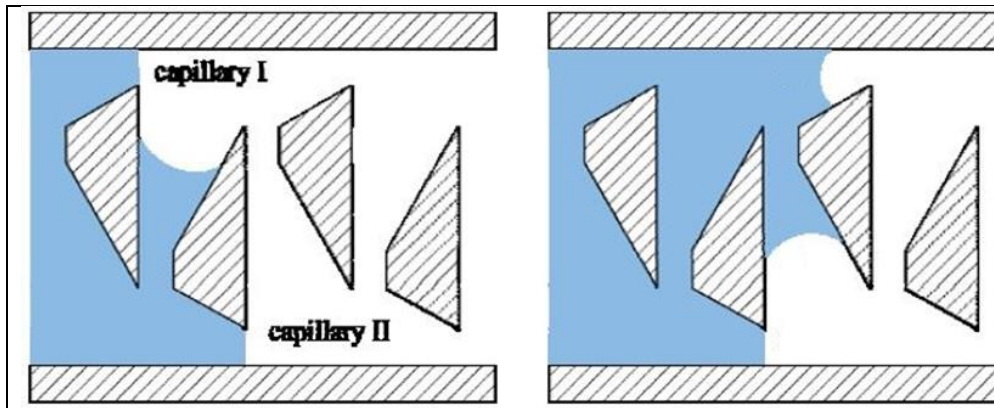


Abbildung 3-12: Darstellung des Wassertransports auf mikrostrukturierten Oberflächen (Echse)

Dezentrales Lüftungsgerät mit
Koaxialwärmetauscher und
energieeffizienten Axiallüftern

Wassertransport bei den Schnabelkerfen

Die Oberfläche der südamerikanischen Rindenwanzen „Dysodius Lunatus“ ist mit erhabenen und spitzigen Strukturen gekennzeichnet. Die Mikrostruktur ist eine Struktur, die aus einer periodischen Anordnung von wie Tropfen aussehenden Strukturen mit Hinter-schneidung mit einer Länge von ungefähr 10 μm besteht. Diese Eigenschaften wurden im Projekt LiNaBioFluid durch Zweiphoton-Polymerisation (2PP) imitiert.

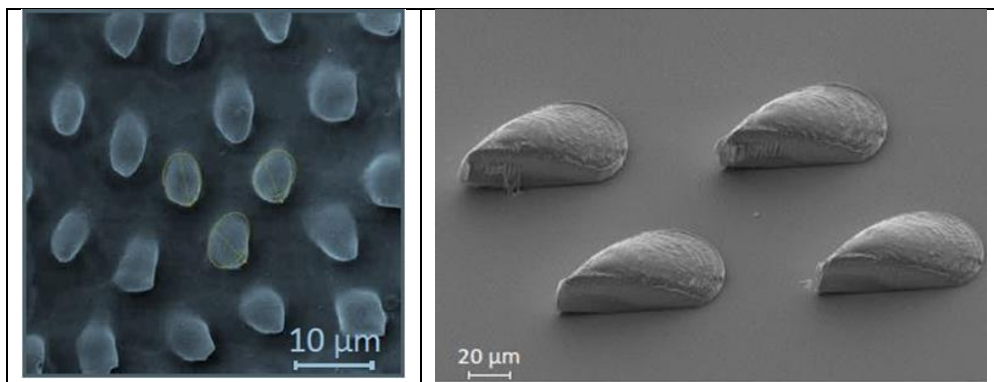
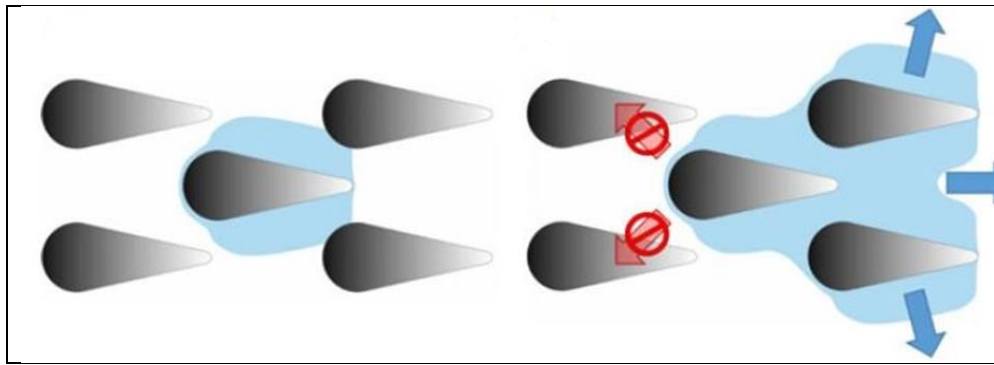


Abbildung 3-13: SEM Bild von der Oberflächenmikrostruktur von „Dysodius Lunatus“ (links) und SEM Bild von der durch 2PP hergestellten Mikrostruktur (rechts)

Jedoch funktionieren diese Mikrostrukturen nur, wenn die kapillaren Strukturen bedeckt sind, da auch bei *Dysodius Lunatus* die Mikrostruktur durch die Flügel bedeckt wird. Wenn die Mikrostruktur unbedeckt bleibt, wird die Höhe der Tropfen größer als die Höhe der Mikrostruktur, was dazu führt, dass die Mikrostruktur wie eine Oberflächenrauigkeit wirkt. Das bedeutet, dass die Oberfläche eine bessere Benetzung aufweist und sich die Flüssigkeit in alle Richtungen ausbreitet.

Die europäischen Schnabelkerfen weisen eine Oberflächenstruktur auf, die auch ohne Bedeckung funktioniert. Darauf basierend wurde die in der folgenden Abbildung (Abbildung 3-14) dargestellte Struktur abgeleitet.



Dezentrales Lüftungsgerät mit
Koaxialwärmetauscher und
energieeffizienten Axiallüftern

Abbildung 3-14: Darstellung des Wassertransports auf mikrostrukturierten Oberflächen (abgeleitet von der Schnabelkerfe)

3.1.5 Experimentelle Untersuchungen von Kondensationsvorgängen, Feuchteübertragung und Kondensattransport

Im Ergebnis der vorangegangenen Recherchen zu bionischen, mikrostrukturierten Oberflächen zum Kondensattransport, erfolgte die Kontaktaufnahme mit dem Institut für Medizin- und Biomechatronik der Johannes Kepler Universität Linz, welches am EU-Projekt LiNaBioFluid beteiligt war und sich in diesem Rahmen mit der Mikrostrukturierung von Oberflächen beschäftigt hat. Darauf aufbauend wurden in Linz verschiedene Platten mit unterschiedlichen Material- und Oberflächenbeschaffenheiten angefertigt. Es handelt sich hierbei um drei mikroporöse Platten für den Feuchtigkeitstransport von der Abluftseite auf die Zuluftseite und zwei Platten mit Mikrostrukturen, um den Kondensattransport auf der Oberfläche zu untersuchen.

3.1.5.1 Kondensatleitende Platten (Mikroporöse Platten)

Drei Platten mit verschiedenen Porositätsstufen wurden in Linz aus SLS-PA1212 (ein Polyacryl) 3D-gedruckt. Die Poren dieser Platten wurden stochastisch verteilt. Die Platten wurden so gedruckt, dass eine Seite der Platte eine rauere Oberfläche aufweist. Im Folgenden werden die Platten je nach Porengröße als A1 (fein), B2 und C2 (grob) bezeichnet. Nach den Angaben der Uni Linz beträgt der maximale Porendurchmesser bei A1: 30-35 μm , bei B2: 33-39 μm und bei C2: 50-58 μm . In Abbildung 3-15 sind Mikroskopbilder der Platte C2 zu finden, aufgenommen mit einem Laserscanning Microscope LEXT OLS 4000. Die dunkleren Bereiche auf dem rechten Bild zeigen Poren, welche in die Platte hineinverlaufen.

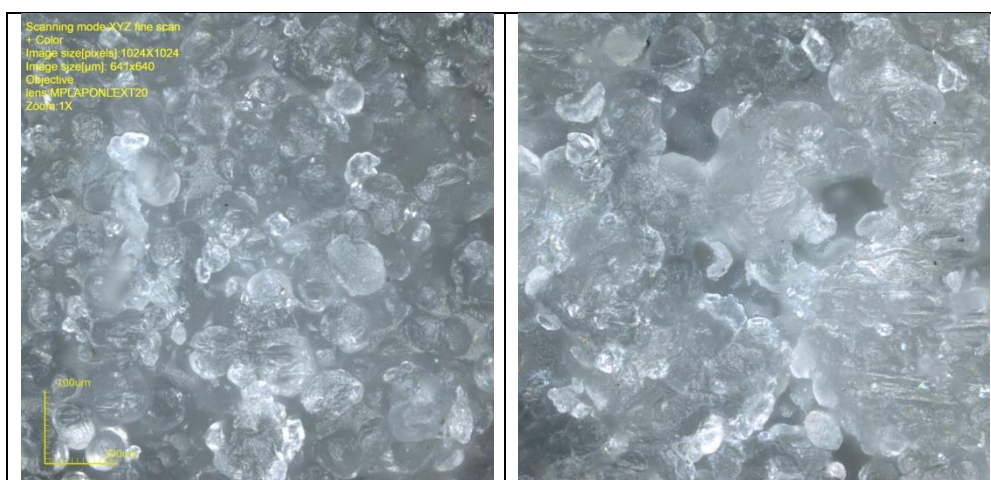


Abbildung 3-15: Mikroskopaufnahmen der Platte C2; glattere Seite (links) rauere Seite (rechts), die Größenangabe (scale bar) beträgt 100 μm

3.1.5.2 Kondensattransportierende Platten (Mikrostrukturierte Platten)

Dezentrales Lüftungsgerät mit
Koaxialwärmetauscher und
energieeffizienten Axiallüftern

Zwei Platten mit bionischen Mikrostrukturen, die vom Ratten- bzw. Kaninchenfloh inspiriert sind, wurden in Linz gefertigt. Auf einer Platte wurden im oberen Bereich horizontale und auf der anderen im oberen Bereich vertikale Rillen gefräst. Der Zweck dieser Rillen ist es, das Abfließen von Tropfen nach unten zu ermöglichen. Im unteren Teil der Platten wurden kapillare, bionische Mikrostrukturen verarbeitet. Auf der horizontal gefrästen Platte befinden sich zwei kapillare Kanäle, deren seichteste Stelle 0,3 mm und tiefste Stelle 1 mm ist. Andererseits wurde auf der vertikal gefrästen Platte ein kapillarer Kanal angefertigt, dessen seichteste Stelle 0,8 mm und tiefste Stelle 1 mm ist. Außerdem kann man nicht-bionische Rillen auf den beiden Platten finden. Diese Rillen sind eine unerwünschte Folge der Verarbeitung der bionischen Mikrostrukturen. Die Platten sind in Abbildung 3-16 zu sehen, eine schematische Zeichnung des kapillaren Kanals zeigt die Abbildung 3-17.



Abbildung 3-16: die linke Seite der mikrostrukturierten Platten

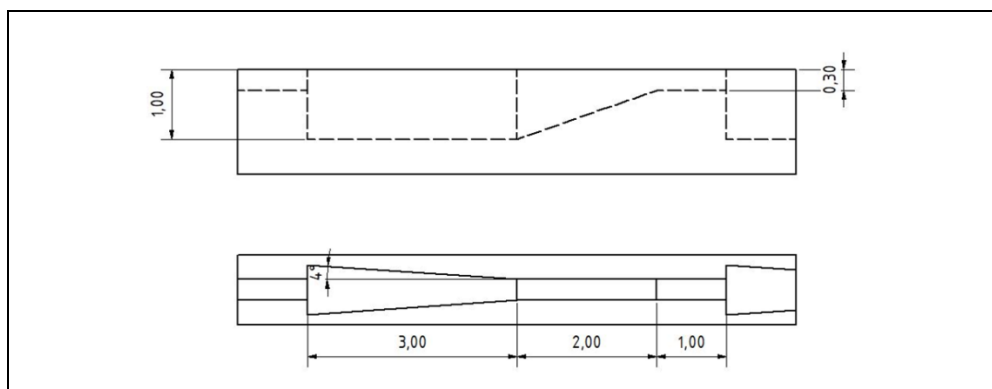


Abbildung 3-17: schematische Zeichnung einer Zelle des kapillaren Kanals (Seitenansicht oben und Draufsicht unten)

3.1.5.3 Teststand

Um die Wirksamkeit mikrostrukturierter Oberflächen oder auch mikroporöser Wärmeübertragerwände untersuchen zu können, wurde ein Teststand geplant und aufgebaut. Dieser bietet die Möglichkeit, unterschiedliche Wände messtechnisch und visuell hinsichtlich ihrer kondensatleitenden oder -transportierenden Eigenschaften bewerten zu können. Hierzu erfolgte die Auslegung eines Kanalausschnitts eines Wärmeübertragers. Um realistische Strömungsbedingungen nachzubilden, wird eine

Strömungsgeschwindigkeit von 1 m/s angenommen (vgl. Abbildung 3-18). Die Breite a des Kanals beträgt 6.4 mm, die Höhe 55.2 mm. Abbildung zeigt eine Explosionszeichnung des Teststandsbereiches mit dem Mittelteil und den Anschlussstücken zur Luftzufuhr. Außerdem erkennbar sind die Temperatur-Feuchte-Sonden sowie die Druckmessstutzen an den Ein- und Austritten und ebenso die Temperatursensoren im Kanalbereich. Der Versuchsaufbau ist so gestaltet, dass die trapezförmige Mittelwand (Abbildung 3-19) zwischen den beiden Kanälen ausgetauscht werden kann.

 Dezentrales Lüftungsgerät mit
 Koaxialwärmetauscher und
 energieeffizienten Axiallüftern

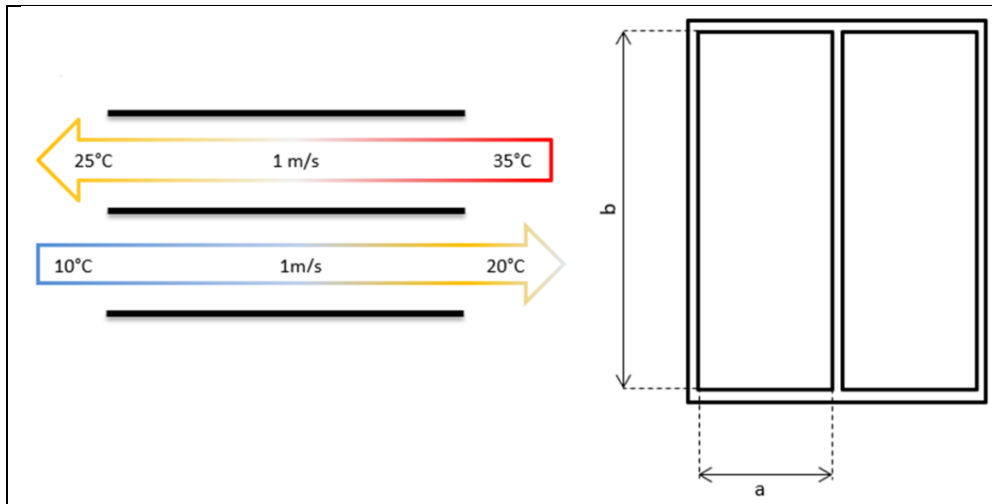


Abbildung 3-18: schematische Darstellung des Kanalausschnitts: Luftbedingungen (links) und Kanalgeometrie (rechts)

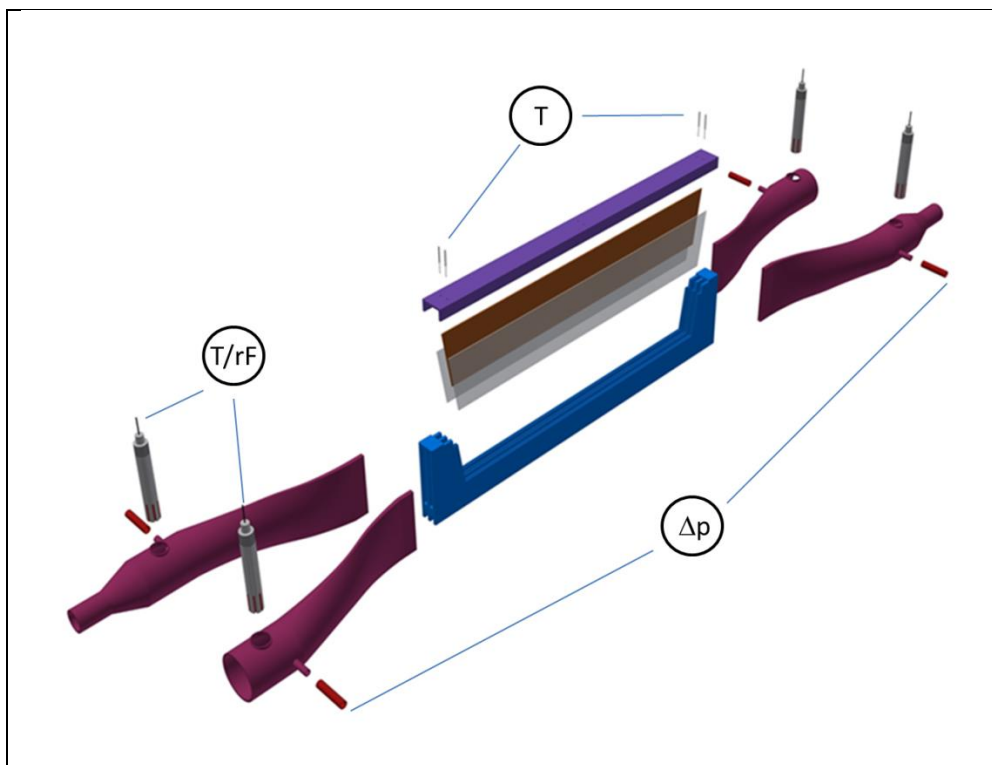


Abbildung 3-19: Explosionszeichnung des Testkanals, trapezförmige Mittelwand wechselbar

Der Testkanal wurde aus Polyactide (PLA) 3D-gedruckt und die Seitenwände wurden mit durchsichtigen Acryl-Platten ersetzt, um das Verhalten der entstehenden Tropfen zu

beobachten (vgl. Abbildung 3-20). Abbildung 3-21 zeigt eine 3D-Zeichnung des gesamten Teststands.

Dezentrales Lüftungsgerät mit
Koaxialwärmetauscher und
energieeffizienten Axiallüftern

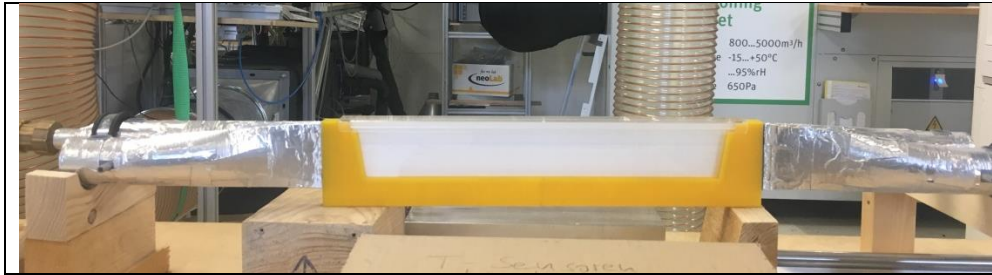


Abbildung 3-20: Foto des Testkanals

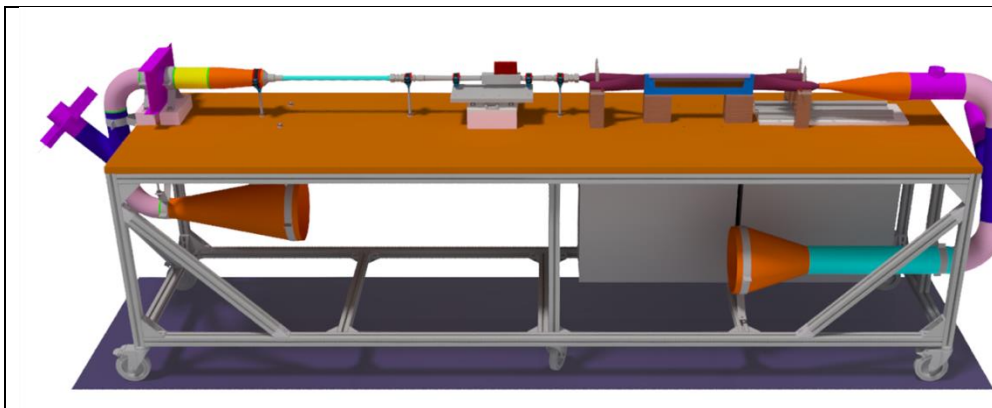


Abbildung 3-21: 3-D Zeichnung des gesamten Teststands

Die Bereitstellung der beiden Luftströme erfolgt mit zwei Luftkonditionierungsstrecken. Das Ziel war es, die Kondensation von Luftfeuchte aus der Raumabluft, wie sie bei winterlichen Bedingungen auftritt, experimentell zu untersuchen.

3.1.5.4 Versuchsdurchführung und Ergebnisse der Mikroporösen Platten

Die Untersuchung jeder einzelnen der drei Platten dauerte ungefähr 24 Stunden. Ein wesentlicher Einflussfaktor auf den Zeitbedarf hatte die Luftkonditionierung. Auf Grund der sehr geringen Volumenströme, welche durch den Teststand und somit an den Platten entlangströmen, dauert es sehr lange, bis sich stationäre Zustände einstellen. Außerdem konnten niedrige Temperaturen wegen technischer Probleme nicht erreicht werden. So konnten zu Beginn der Versuchsreihe eine Eingangstemperatur der kalten Luft von 20°C nicht unterschritten werden. Daher war es notwendig, die relative Feuchtigkeit der warmen Luft ausreichend hoch einzustellen, sodass auch bei diesen Randbedingungen Kondensation entsteht. Die Temperatur der warmen Abluft betrug etwa 26°C.

Die Platten B2 und C2 haben gute Ergebnisse geliefert. Dabei war die Platte C2 nach dem Experiment komplett trocken und auf der Platte B2 konnte man nur wenige Tropfen finden. Das kann dadurch erklärt werden, dass die Platte C2 die Tropfen schneller übertragen kann, wobei es eine Verzögerung von ungefähr 30 Minuten bei der Platte B2 gab. In Abbildung 3-22 ist der Zustand der Platte B2 dargestellt. Erkennbar sind Tropfen auf der Platte als auch auf der Außenwand des Kanals.



Dezentrales Lüftungsgerät mit
Koaxialwärmetauscher und
energieeffizienten Axiallüftern

Abbildung 3-22: Zustand der Ausgangseite der Platte B2 nach 24 Stunden

Dahingegen war die Übertragung der Tropfen bei Platte A1 nicht so erfolgreich. Diese Platte war nach dem Experiment komplett nass und nur ein geringerer Anteil des entstehenden Kondensats wurde übertragen und somit auf der anderen Seite des Kanals verdunstet.

Auf Grund der hohen relativen Feuchte auf der Abluftseite und der entsprechend hohen Taupunkttemperatur bei allen Versuchen trat Kondensation nicht nur auf der zu untersuchenden Mittelwand sondern auch an den Kanalaußenwänden auf. Dieser Effekt wurde bei der Bilanzierung und Auswertung berücksichtigt.

Die Platte B2 wurde für fast 24 Stunden untersucht, wobei es ungefähr 12 Stunden gedauert hat, bis stationäre Werte erreicht wurden. Abbildung 3-23 und zeigen die Abbildung 3-24 Messdaten der Temperatursensoren.

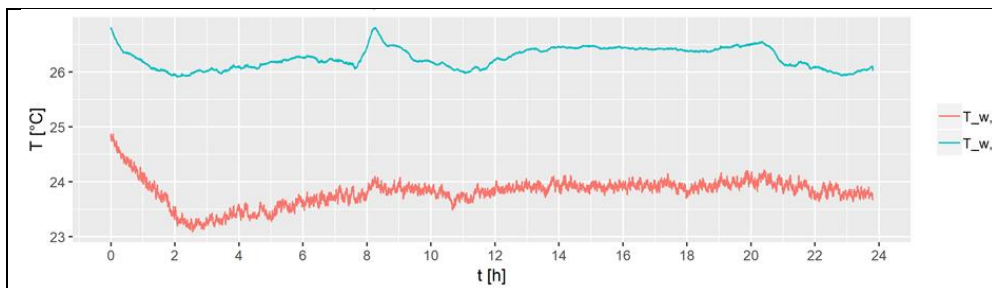


Abbildung 3-23: Temperaturen an der warmen Seite (Platte B2), Sensor i...Eintritt und a...Austritt des Kanals

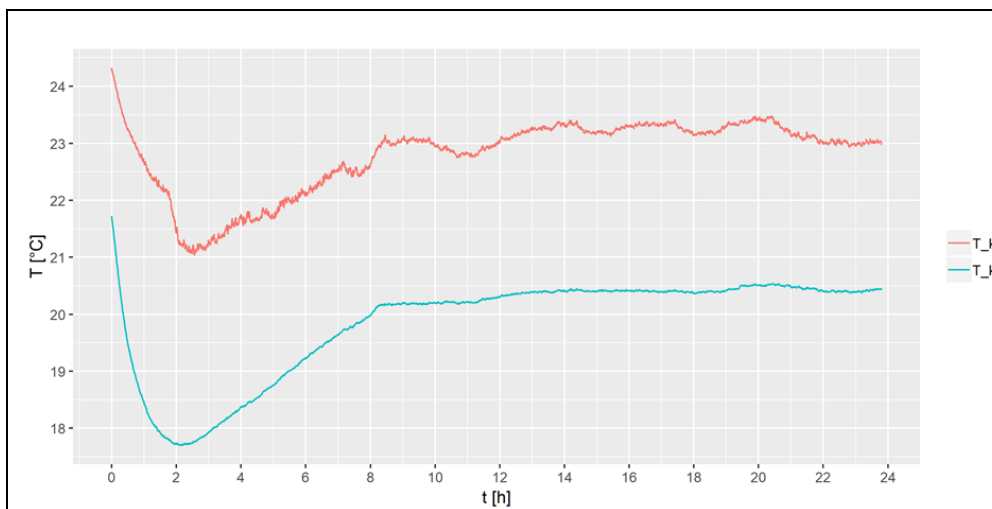


Abbildung 3-24: Temperaturen an der kalten Seite (Platte B2)

Der Temperatur- und Feuchteverlauf wurde durch das Verhalten der Luftstrecken bestimmt. Zu Beginn des Experiments ist immer ein Temperaturabfall zu beobachten, anschließend kommt es zu einem Temperaturanstieg und die Temperatur stabilisierte sich auf einem stabilen Niveau. Für die Berechnungen wurden die Messdaten im Zeitraum von etwa Stunde 16 bis Stunde 18 Versuchszeit berücksichtigt.

Jeweils am Ende jedes Versuches wurden die Platten einer optischen Beurteilung unterzogen. Hierbei zeigte sich, dass die Platte C2 nach dem Experiment gebogen war. Es wird vermutet, dass dies durch die thermische Ausdehnung hervorgerufen wurde. Dagegen war die Biegung der Platte B2 viel geringer und die Platte A1 war gar nicht gebogen. Aus diesem Grund erscheint es nach aktuellem Erkenntnisstand am besten, ein Material mit den Eigenschaften und der Porengröße der Platte B2 im Wärmeübertrager anzuwenden. Weiterhin ist es vorteilhaft, dass diese Platte mechanisch stabiler ist und einen großen Anteil des entstehenden Kondensats übertragen kann. Jedoch müssen weitere Experimente durchgeführt werden, um zu überprüfen, ob diese mikroporösen Platten luftdicht sind, was eine Voraussetzung für die Anwendung mikroporöser Platten in einem Wärmeübertrager ist.

Die folgende Abbildung 3-25 zeigt beispielhaft für die drei untersuchten Platten den zeitlichen Verlauf von Kondensation und Verdunstung mit der Platte B2. Die Differenz zwischen dem Verlauf der auf der Abluftseite kondensierten Wassermenge X_K und der auf der Zuluftseite verdunsteten Wassermenge X_V resultiert daraus, dass es auf Grund der Bedingungen im Kanal auch zur Kondensation auf der Kanalwand gekommen war. Dieser Kondensatanteil stand somit für die Verdunstung nicht zur Verfügung, da sich dieses Kondensat nicht auf der Platte, sondern auf dem Boden des Kanals gesammelt hatte. Eine genaue Angabe der Kondensatmenge ist mit dem verwendeten Versuchsaufbau nicht möglich, da keine Quantifizierung erfolgt ist. Die Platte selbst deckt eine aktive Fläche von 63% der Trennwand zwischen den beiden Kanälen ab. Die übrige Fläche ist thermisch weniger aktiv, da sie wesentlich dicker ist und trägt auch nicht zu einem Feuchteübertrag bei. Kondensation auf diesen Bereichen wurde aber auch beobachtet.

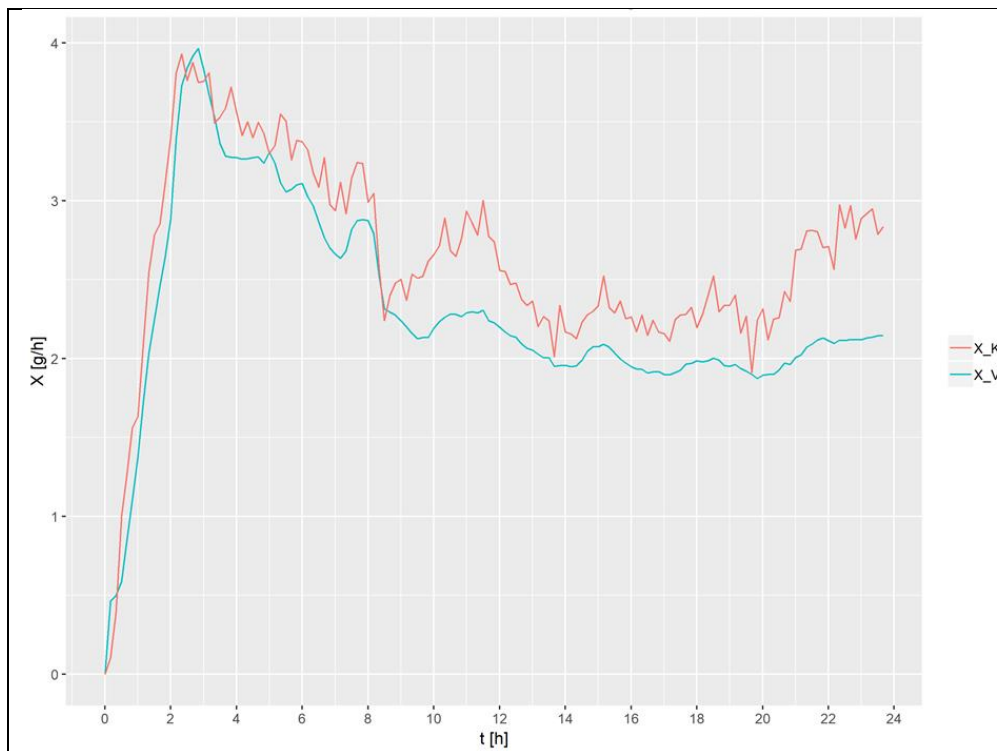


Abbildung 3-25: Kondensation und Verdunstung an der Platte B2

Ein Vergleich des zeitlichen Verlaufs der verdunsteten Wassermenge für die drei Platten ist in Abbildung 3-26 dargestellt.

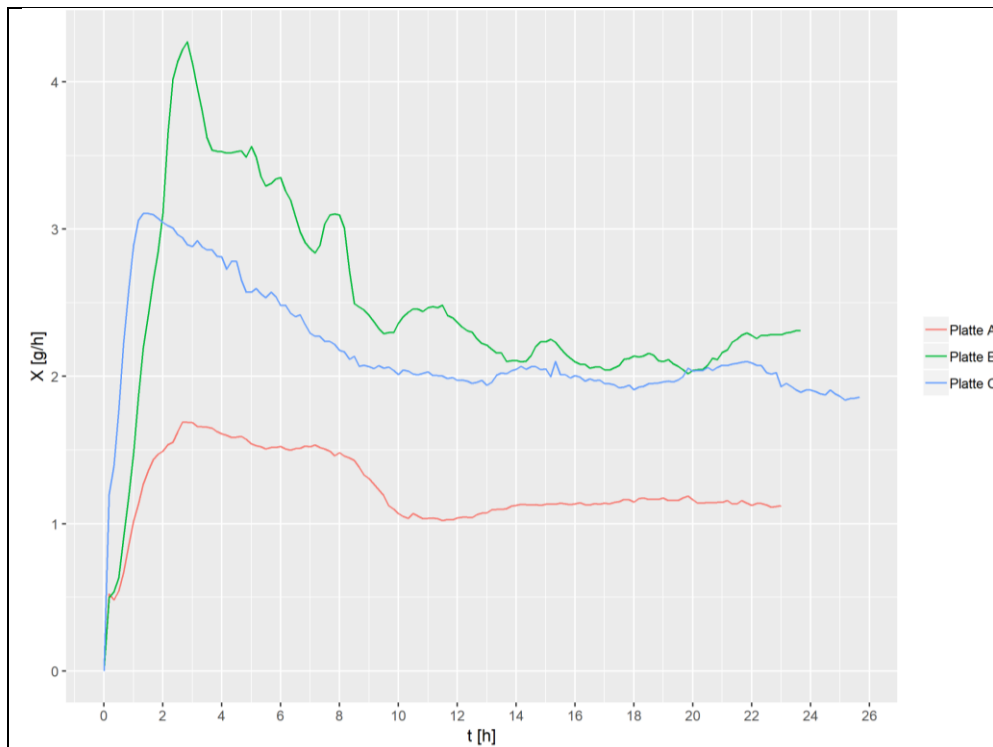


Abbildung 3-26: Zeitverlauf der verdunsteten Wassermenge für jeder Platte

3.1.5.5 Versuchsdurchführung und Ergebnisse der mikrostrukturierten Platten

Jede Platte wurde für etwa zwei Stunden getestet. Dieser im Vergleich zu den Untersuchungen der porösen Platten sehr kurze Zeitraum war bereits ausreichend, um eine erkennbare Kondensatmenge auf den Platten zu erzeugen. Dabei strömte auf der einen Seite der Platten kalte Luft mit der Eingangstemperatur $T_{k,i} = 16^{\circ}\text{C}$ und auf der anderen Seite warme und feuchte Luft mit den Eingangsparametern $T_{w,i} = 26^{\circ}\text{C}$ und $\varphi_{w,i} = 85\%$.

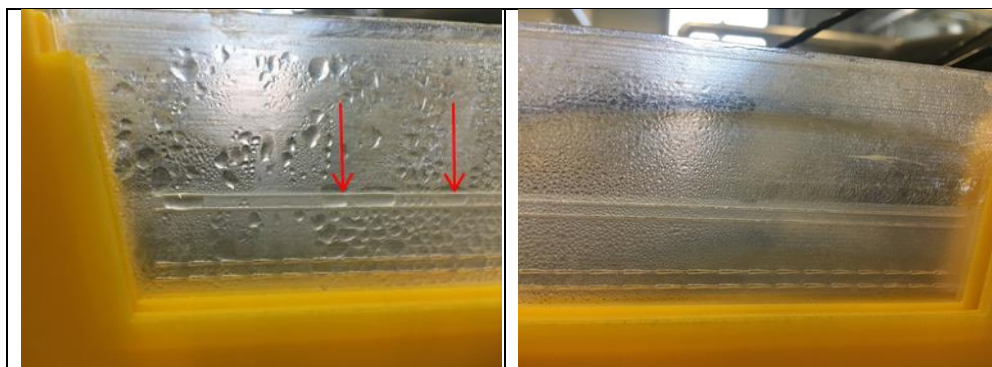


Abbildung 3-27: Aus- und Eingangsseite der horizontal gefrästen Platte nach zwei Stunden

Die Tropfen auf der Platte am Ausgang des Kanals (vgl. Abbildung 3-27, links) sind durch Agglomeration/Vereinigung größer als die Tropfen am Eingang des Kanals (vgl. Abbildung 3-27, rechts), zum gleichen Zeitpunkt. Deshalb war es möglich, das Abfließen der großen und somit schweren Tropfen nach unten am Ausgang des Kanals zu betrachten (durch die roten Pfeile markiert). Die kleinen Tropfen auf dem eingangsseitigen Teil der Platte zeigten keine Vereinigung.

In der Abbildung 3-27 ist zu erkennen, dass einige Tropfen zwischen den nicht bionischen Rillen haften. Deshalb konnten sie die kapillaren Kanäle nicht erreichen. Andere Tropfen haften an den Rändern der kapillaren Kanäle und drangen nicht in die bionischen Mikrostrukturen ein. Das kann dadurch erklärt werden, dass diese bionische

Mikrostrukturierung in der vorliegenden Größe offensichtlich für reines Wasser nicht geeignet ist.

Danach wurde Tropfen von Seifenwasser aufgebracht, um zu überprüfen, ob die hohe Oberflächenspannung des reinen Wassers das Eindringen in die kapillaren Kanäle verhindert. Es war zu beobachten, dass das Seifenwasser in den kapillaren Kanälen auf der horizontal gefrästen Platte wie gewünscht nach links transportiert wurde. Die geometrische Orientierung der Struktur war nach links ausgerichtet.

Der Transport im Kapillarkanal auf der vertikal gefrästen Platte erfolgte nicht gerichtet, wobei das Seifenwasser in die beiden Richtungen transportiert wurde. Außerdem hatten die Tropfen eine Tendenz, sich in Richtung zur Mitte der Platte zu bewegen. Tropfen, die auf der linken Seite der Platte aufgebracht wurden, wurden schneller nach rechts transportiert und umgekehrt wurden die Tropfen auf der rechten Seite der Platte schneller nach links transportiert. Allerdings konnten die Tropfen in die Kanäle auf beiden Platten eindringen.

Dieser Versuch hat bestätigt, dass Mikrostrukturen vom Ratten- bzw. Kaninchenfloh in der vorliegenden Größenordnung nicht in der Lage sind, reines Wasser zu transportieren. Das kann durch die höhere Oberflächenspannung des reinen Wassers im Vergleich zu Seifenwasser erklärt werden. Andere Abmessungen bzw. andere bionische Mikrostrukturen müssten jedoch weiter untersucht werden, um den gerichteten Transport von reinem Wasser zu ermöglichen.

Bei der Bearbeitung hat sich gezeigt, dass die Thematik auch bei der Vermessung der 3D-gedruckten Koaxialwärmeübertragertestmuster in AP 3.4.6 weiterhin betrachtet und untersucht werden muss. Die entsprechenden Betrachtungen sind somit in der Beschreibung des AP ausgeführt.

3.2 Auslegung und Konstruktion

3.2.1 Beratende Begleitung des Entwicklungsprozesses

Erste vorbereitende Absprachen haben mit dem Projektpartner Viessmann lediglich zu Beginn des Projektes stattgefunden. Wie in Kapitel 0.2 erwähnt, zog sich Viessmann aus den hier adressierten Arbeiten zurück.

3.2.2 Anpassung der Software zur Erstellung der Querschnittsgeometrien (z. B. neue Querschnittsvarianten)

Die wesentliche Herausforderung bestand in der Überführung der Geometriedaten des Koaxialwärmeübertragers in ein 3D-druckfähiges Dateiformat (step). Da idealerweise eine direkte Ausgabe einer Step-Datei aus dem Auslegungsprogramm (C-Code) erfolgt, wurde die komplexe Geometrie des Koaxialwärmeübertragers überarbeitet.

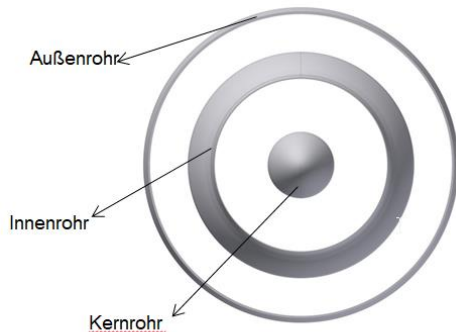
Durch eine komplett neue Programmierung des Berechnungsalgorithmus in der Programmiersprache Python (Überführung des ursprünglich in C geschriebenen Codes in Python) konnten die bisherigen Probleme überwunden werden.

Folgende Parameter müssen bei der Erstellung der CAD-Datei im Python-Code vorgegeben werden:

- Durchmesser des Kernrohrs
- Durchmesser des Innenrohrs
- Wandstärke
- Länge des Übergangsbereichs
- Anzahl der Sektoren pro Fluid
- Anzahl der Querschnitte

- Anzahl der Punkte pro Wand

Der Durchmesser des Außenrohrs wird so berechnet, dass die Kreisringfläche zwischen Außen- und Innenrohr genauso groß ist, wie die Fläche des inneren Rohres, abzüglich des Kernrohrs.



 Dezentrales Lüftungsgerät mit
 Koaxialwärmetauscher und
 energieeffizienten Axiallüftern

Abbildung 3-28: Angaben zur Flächengleichheit

Erstellung der CAD-Datei

Mit den eingegebenen Parametern werden die X- und Y-Koordinaten der 3D-Punkte jedes Querschnitts berechnet. Somit ergibt sich eine durchgängige Geometrie, für die bei einem kurzen Wärmeübertrager beispielsweise Schnitte im 1 cm Abstand folgende Darstellungen ergibt:

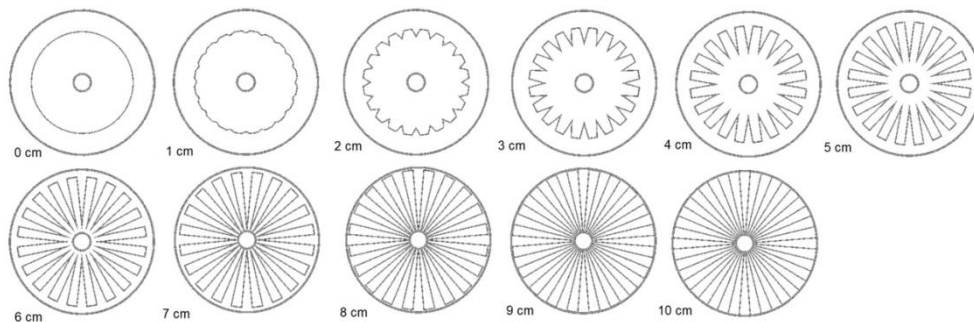
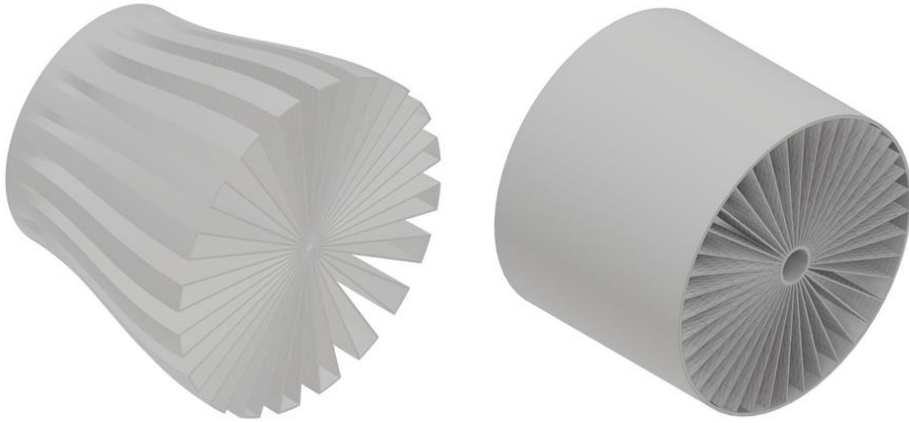


Abbildung 3-29: Schnitte eines kurzen Wärmeübertragers

Im nächsten Prozessschritt nach der Erstellung der 3D-Punkte werden jeweils drei Punkte mittels eines weiteren Python-Codes miteinander verbunden und ergeben somit Dreiecksflächen, welche in ihrer Gesamtheit die Oberfläche des Koax bilden. Die Dreiecksflächen werden abschließend in Form einer STL-Datei geschrieben, welche dann in Autodesk Inventor geöffnet wird. Mit dem Inventor-Package „Autodesk Mesh Enabler“ ist es dann möglich, einen Flächenkörper zu einem Volumenkörper umzuwandeln. Nach dem Umwandeln werden dann das Außen- und das Kernrohr mit Inventor erstellt.



 Dezentrales Lüftungsgerät mit
 Koaxialwärmetauscher und
 energieeffizienten Axiallüftern

Abbildung 3-30: Durch den Python-Code erstellte STL-Datei (links) und STL-Datei nach dem Umwandeln und der Erstellung der Rohre (rechts)

3.2.3 Berechnung der Querschnittsgeometrien zur Erstellung unterschiedlicher Varianten des Koaxialwärmetauschers für gegebene Randbedingungen

Nach der erfolgreichen Programmierung der Geometrieerstellung des Koaxialwärmeübertragers erfolgen die Arbeiten zur Berechnung von neuen Querschnittsgeometrien in Abhängigkeit Simulationsergebnisse in AP 3.3.3.

3.2.4 Erstellung von 3D-CAD-Modellen der Koaxialwärmetauschervarianten

Im Ergebnis der erfolgreichen Neu-Programmierung des Berechnungsalgorithmus (vgl. AP 3.2.2) wurden erste 3D-CAD-Modelle des Koaxialwärmeübertragers erstellt, welche auch direkt als Grundlage für erste Testdrucke genutzt wurden. Ziel der Testdrucke war es, die Fertigungsweise, die Präzision, die möglichen Materialien und auch die Materialeigenschaften des 3D-Drucks kennen zu lernen und bei den zukünftigen Wärmeübertragern entsprechend berücksichtigen zu können.

Ergebnisse der ersten 3D-Drucke sind in AP 3.4.1 dargestellt.

Parallel wurden erste Varianten mit unterschiedlicher Querschnittsgeometrie erzeugt, wobei zunächst eine Variation der Kanalanzahl erfolgte. Als Ansatz zur Verbesserung der Durchströmung des gesamten Querschnitts wurden in weiteren Schritten sog. „Leitbleche“ eingebaut, da die Simulationen noch keine optimalen Ergebnisse hinsichtlich Durchströmung und Wärmeübertragung ergeben hatten.

Die Beschreibung der Simulation von Strömung, Druckverlust und Wärmeübertragung ist dem AP 3.3.3 zu entnehmen.

3.2.5 Automatisierung der Geometrieerstellung, um viele Varianten in kurzer Zeit erzeugen zu können

Das Ziel der Arbeiten war es, die Geometrieerstellung soweit wie möglich zu automatisieren. Da jedoch die Optimierung der Wärmeübertragergeometrie zunächst prioritär bearbeitet wurde, um die gesetzten Anforderungen hinsichtlich Wärmeübertragung zu erfüllen, wurden die Arbeiten zur Geometrieautomatisierung zunächst nach hinten verschoben. Durch den Rückzug des Projektpartners aus dem AP3 und dem daraus

resultierend früheren Projektabschluss konnten diese Arbeiten nicht mehr wie ursprünglich geplant durchgeführt werden.

Dezentrales Lüftungsgerät mit
Koaxialwärmetauscher und
energieeffizienten Axiallüftern

3.2.6 Konkretisierung der Konzepte zur Kondensatabfuhr: Auslegung und Fertigung

Die Ergebnisse der Untersuchungen zur Feuchteübertragung sowie zur Kondensatabfuhr mittels bionischer Ansätze in AP 3.1.5 haben gezeigt, dass eine direkte Umsetzung im Koaxialwärmeübertrager zwar prinzipiell möglich wäre, aber leider noch mit wesentlichen Problemen einhergehen würde. Eine Realisierung dieser Ansätze innerhalb des Projektes wird daher zunächst nicht weiter in Betracht gezogen. Aus diesem Grund wurde der Fokus auf einfacher zu realisierende Möglichkeiten gelegt.

Nach Rücksprache mit dem Projektpartner Viessmann ist ein leicht geneigter Einbau des Lüftungsgeräts und somit auch eine Neigung des Wärmeübertragers nach außen hin möglich. Kondenswasser könnte somit nach außen hinabfließen bzw. abtropfen. Jedoch besteht, wie bereits in dargestellt die Herausforderung, anfallendes Kondensat aus dem obereren Bereich des Wärmeübertragers abzuführen. Im unteren Bereich des Wärmeübertragers fließt Kondensat in den Lamellen nach außen in den Abluftbereich und somit frei mit der ausströmenden Luft heraus. In der oberen Hälfte sammelt sich Kondensat im mittleren Bereich, bedingt durch die Geometrie, und würde dort die Strömungskanäle füllen (vgl. Abbildung 3-32, links). Aktuell ist geplant, Öffnungen bereits im 3D-Druck so vorzusehen, dass das Kondensat aus den oberen Strömungskanälen in das Kernrohr abgeführt werden kann (vgl. Abbildung 3-32, rechts), von wo es über eine Öffnung/durch einen Kanal in einem Stützsteg ebenfalls nach außen in den Abluftbereich geführt wird.

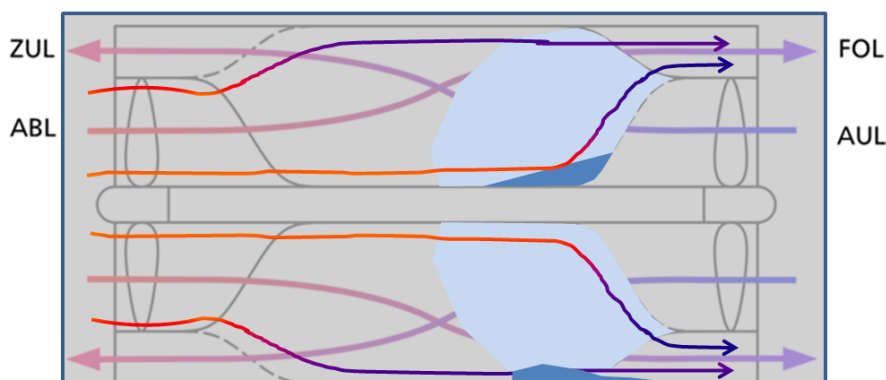
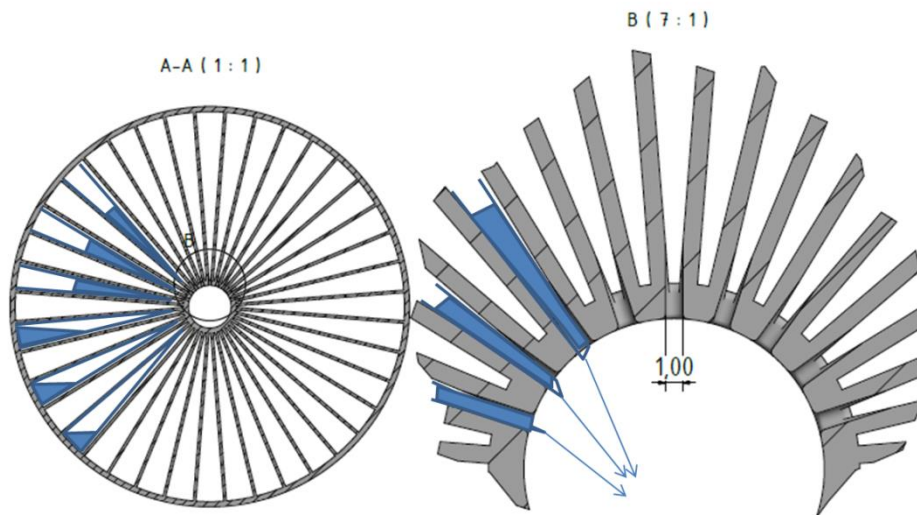


Abbildung 3-31: Strömung, Kondensatbildungsbereiche (hellblau) und Kondensatansammlungen (dunkelblau) im Wärmeübertrager



 Dezentrales Lüftungsgerät mit
 Koaxialwärmetauscher und
 energieeffizienten Axiallüftern

Abbildung 3-32: Beispielhafte Darstellung der Kondensatbildung und -sammlung (links) sowie Darstellung der Kondensatabflussöffnungen in des Kernrohr (rechts)

3.2.7 Tests von Konzepten zur Kondensatabfuhr

Das erste mittels 3D-Druck hergestellte Testmuster des Koaxialwärmeübertragers verfügt über die oben beschriebenen Kondensatabflussöffnungen. Bei den Tests unter Teststandbedingungen wurde versucht, entsprechende Temperatur- und Feuchteverhältnisse für eine Kondensatbildung einzustellen. Auf Grund der technischen Randbedingungen an der Luftkonditionierstrecke in Kombination mit dem Testaufbau wurden zunächst keine ausreichend niedrigen Temperaturen auf der Außenluftseite erreicht. Dies ist maßgeblich auf die zu diesem Zeitpunkt noch nicht optimale und teilweise noch fehlende Isolierung zurückzuführen. Aus diesem Grund können keine Aussagen über die Funktionalität der Kondensatabflussöffnungen getroffen werden.

Des Weiteren wurde auf Grund der noch nicht optimalen Wärmeübertragergeometrie zunächst der Fokus auf deren Optimierung gelegt. Es hatte sich gezeigt, dass die V-Geometrie der Segmente überarbeitet werden muss, was somit ebenfalls Auswirkungen auf Konzepte zur Kondensatabfuhr hat.

3.3 Multiphysikalische Simulationen

Dezentrales Lüftungsgerät mit
Koaxialwärmetauscher und
energieeffizienten Axiallüftern

3.3.1 Aufbereitung der 3D-Konstruktionen für multiphysikalische, d. h. hier gekoppelte thermo- und fluiddynamische Simulationen (Netzgenerierung)

Beim ersten Einlesen des CAD-Modells in Comsol hatte sich gezeigt, dass insbesondere bei der Netzgenerierung Probleme auftraten. Diese konnten nach Rücksprache mit dem Comsol-Support und durch Veränderungen in der CAD-Geometrie gelöst werden. Die weiteren Arbeiten und Ergebnisse sind im Wesentlichen den folgenden Abschnitten zu entnehmen.

3.3.2 Einlesen der Geometrie in Multiphysics-Software COMSOL

Die zuvor in CAD vorbereiteten Geometriedaten wurden erfolgreich in Comsol eingelesen. Die Ergebnisse der weiteren Arbeitsschritte sind im folgenden Abschnitt dokumentiert.

3.3.3 Simulation der Koaxialwärmetauscher unter verschiedenen Randbedingungen mit Multiphysics-Software COMSOL und Visualisierung der Ergebnisse

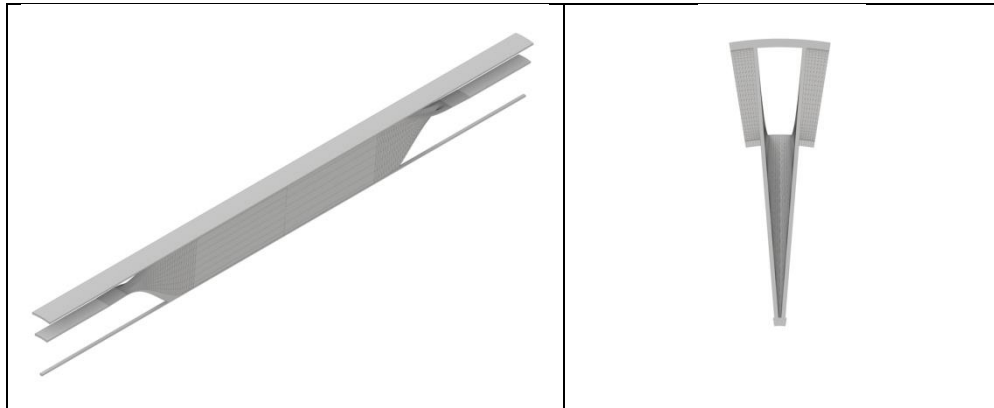
Es wurden Simulationsrechnungen mit Variation der Geometrie durchgeführt. Die Basis bildete die Geometrie des ersten Testmusters und weiterer Parametervariationen. Als Randbedingungen wurden folgende Werte angesetzt:

- Anzahl der Sektoren 40 bzw. 80
- Temperaturen (AUL und ABL): 0 und 25°C
- Rohrdurchmesser außen/innen/Kernrohr: 158/110/20 mm
- Längen
 - Übergangsbereich 50 und 100 mm
 - Wärmeübertrager 250 mm
- Annahmen für Simulation
 - keine Wärmeverluste über Außenhülle
 - Strömungsgeschwindigkeit 1 m/s (entspricht etwa 35 m³/h bei einem Kernbohrungsdurchmesser von 160 mm)

Der angestrebte Volumenstrom für ein Lüftungsgerät liegt im Bereich von 10-55 m³/h. Zum Vergleich: für ein Schlafzimmer normaler Größe mit 2 Personen ist ein Volumenstrom von etwa 45m³/h notwendig.

Wenn möglich, sollte nach Aussage des Projektpartners Viessmann die Länge des Wärmeübertragers geringer als 220 mm sein, damit ein Lüftungsgerät auch in Wände von Gebäuden mit Holzständerbauweise passt. Zunächst wurde aber die bisherige Baulänge von 280 mm oder auch mehr beibehalten.

Zur Vereinfachung und auf Grund der Rotationssymmetrie wird nur ein Kanalsegment mit jeweils einem halben Nachbarkanal auf beiden Seiten betrachtet.



 Dezentrales Lüftungsgerät mit
 Koaxialwärmetauscher und
 energieeffizienten Axiallüftern

Abbildung 3-33: Abbildung der Geometrie des simulierten Kanalsegments (links: Längsdarstellung, komplett und rechts: Querschnitt)

Daraus ergeben sich Strömungslinien in folgender Art:

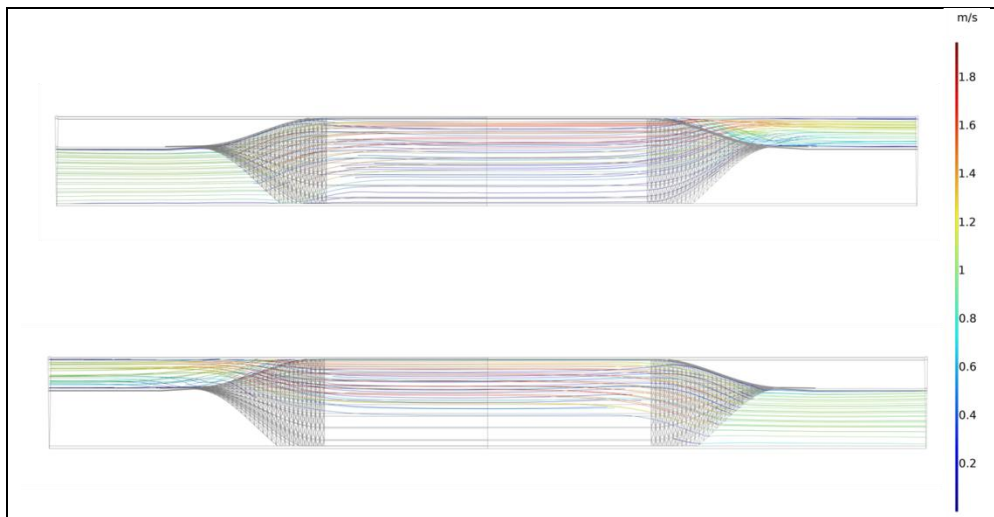
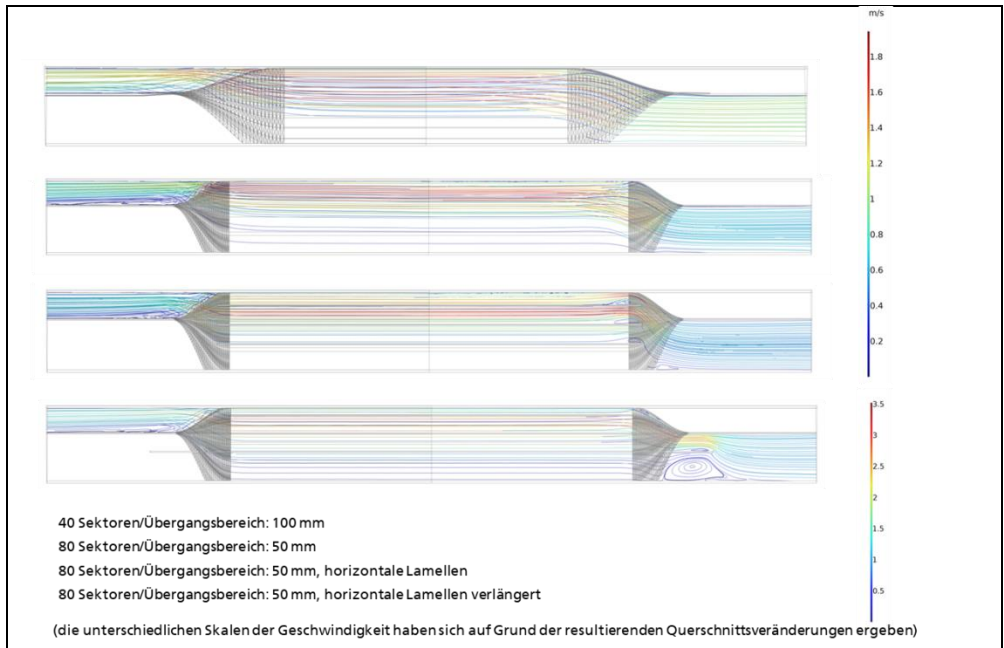


Abbildung 3-34: Beispielhafte Darstellung der Strömungslinien für beide Anströmseiten des Koaxialwärmeübertragers (von innen nach außen bzw. umgekehrt)

Die folgenden Abbildungen zeigen für unterschiedliche Geometrien die Strömungslinien, die Wärmeverteilung am Querschnitt in der Mitte des Wärmeübertragers als auch im Längsschnitt.



 Dezentrales Lüftungsgerät mit
 Koaxialwärmetauscher und
 energieeffizienten Axiallüftern

Abbildung 3-35: Strömungslinien bei unterschiedlicher Geometrie

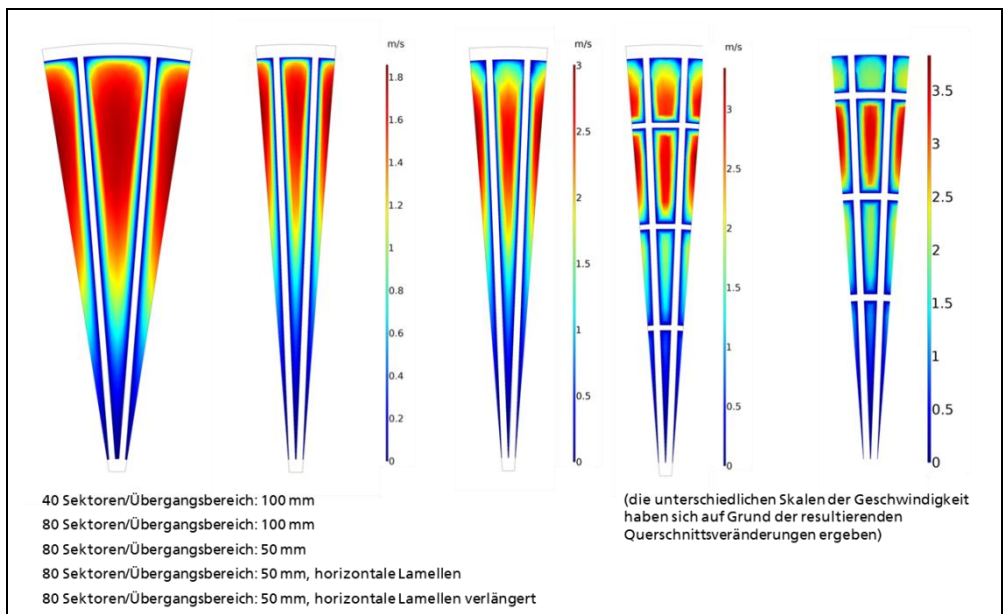
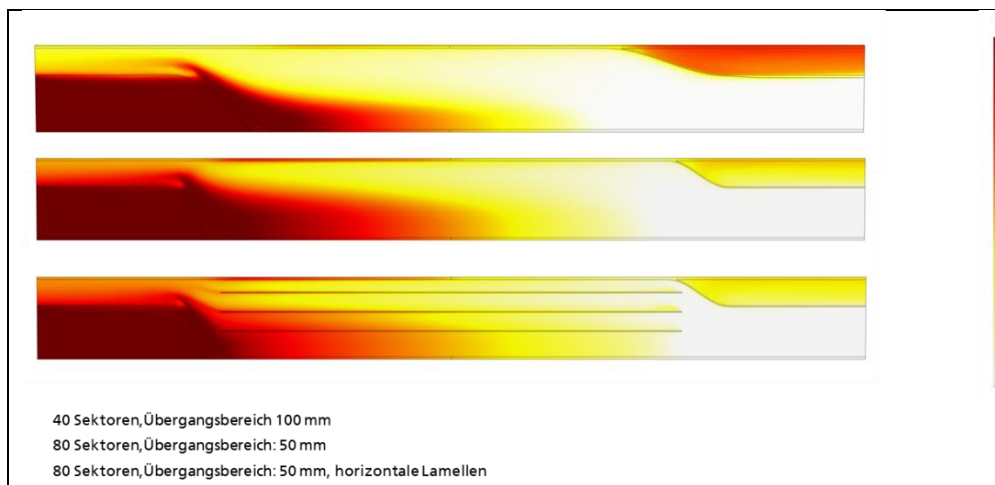


Abbildung 3-36: Strömungsprofile bei unterschiedlicher Geometrie (im Querschnitt in der Mitte des Wärmeübertragers)



 Dezentrales Lüftungsgerät mit
 Koaxialwärmetauscher und
 energieeffizienten Axiallüftern

Abbildung 3-37: Temperaturverlauf bei unterschiedlicher Geometrie (im Längsschnitt)

Die durchgeführten Simulationen haben gezeigt, dass ein Druckverlust von etwa 23 Pa und ein Wärmerückgewinnungsgrad von etwa 63% erwartet werden kann. Die Ergebnisse sind abhängig von Volumenstrom, Anzahl der Sektoren, Strömungsgeschwindigkeit, Länge des Übergangsbereichs und dem Geschwindigkeitsprofil im Wärmeübertrager.

Neues Design

Die neue Geometrie (Variante 2) weist eine komplett geänderte innere Struktur des Koaxialwärmeübertragers auf, wodurch sich sowohl ein weitgehend gleichmäßiger Druckverlust, ein gleichmäßiges Geschwindigkeitsprofil als auch eine gleichmäßigere Temperaturverteilung und damit Wärmeübertragung im zentralen Teil des Koaxialwärmeübertragers ergeben. Wie bereits oben dargelegt, erfolgt auf Grund patentrechtlicher Fragestellungen an dieser Stelle keine detailliertere Darstellung.

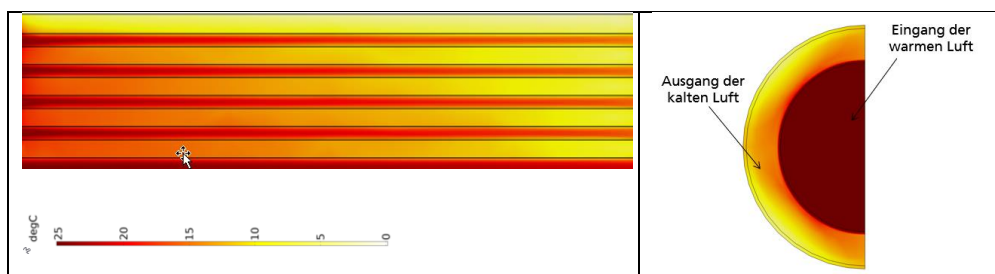


Abbildung 3-38: Temperaturverlauf im Zentralteil des Wärmeübertragers sowie am Ein- bzw. Ausgang (koaxiale Anordnung)

Die folgende Tabelle zeigt einen Vergleich der Ergebnisse zwischen den Simulationen mit der ursprünglichen Geometrie (Variante 1) sowie mit der weiter entwickelten Geometrie (Variante 2). Die neue Geometrie weist einen höheren flächenbezogenen Wärmeübertragungskoeffizient auf, hat aber im Vergleich zu Variante 1 noch eine geringere Wärmeübertragerfläche und somit auch einen geringeren Wärmerückgewinnungsgrad. Hier zeigt sich das Potential der neuen Geometrie bei Vergrößerung der Wärmeübertragerfläche.

	Variante 1	Variante 2
Parameter	Wert	Wert
Temperaturdifferenz kalte Seite	15,8 K	11,6 K
Temperaturdifferenz warme Seite	16,4 K	11,99 K
Wärmeübertragerfläche	0,0491 m ²	0,4149 m ²

Wärmeübertragerfläche gesamt incl. Übergängen	1,964 m ²	0,8298 m ²
Wärmestrom	178,4 W	138,5 W
Wärmeübertragungskoeffizient	22,18 W/m ² K	28,2 W/m ² K
Wärmerückgewinnungsgrad	63,1 %	46,3 %

 Dezentrales Lüftungsgerät mit
 Koaxialwärmetauscher und
 energieeffizienten Axiallüftern

3.3.4 Auswahl geeigneter Lüfter auf Basis simulierter Betriebspunkte

Für den Aufbau am Teststand erfolgte zunächst die Auswahl des folgenden Ventilator-typs für den Einbau in den Versuchsaufbau am Koaxialwärmeübertrager (NoiseBlocker Multiframe M12-1 PC-Gehäuse-Lüfter Schwarz, Grau (transparent) (B x H x T) 120 x 120 x 25 mm). Auf Grund der Bauform mit der Möglichkeit zum Entfernen der Montage-ecken schien sich dieser Ventilator für den Einbau in einen runden Rohrquerschnitt zu eignen, ebenso hinsichtlich der angegebenen Leistungsdaten für den Volumenstrom. Bei einem ersten Versuch zeigte sich jedoch, dass die Leistung nicht ausreichend ist.



Abbildung 3-39: Erster eingesetzter Ventilator des Typs NoiseBlocker

Daher wurde die Recherche nach besser geeigneten Ventilatoren fortgesetzt und ähnliche, aber leistungsstärkere Ventilatoren gleichen Bautyps bei den Tests erfolgreich eingesetzt. Im Rahmen der Untersuchungen des Wärmeübertragers auf dem Teststand erfolgte keine Bewertung der Ventilatoren.

3.4 Herstellung, Vermessung und Bewertung

 Dezentrales Lüftungsgerät mit
 Koaxialwärmetauscher und
 energieeffizienten Axiallüftern

3.4.1 Herstellung der Koaxialwärmetauscher mittels generativer Fertigung („3D-Druck“) im Unterauftrag

Ergebnisse der ersten Testdrucke

Wie bereits in AP 3.2.4 dargestellt wurden zunächst kleine Testdrucke in Auftrag gegeben, um die verschiedenen Materialien, die Druckqualität wie auch die Stabilität bewerten und somit bei zukünftigen Drucken berücksichtigen zu können.

Die Abmaße der ersten Drucke betragen: Länge: 45 mm und Durchmesser 45 mm.

Die Drucke zeigen den Übergangsbereich von der koaxialen Rohranordnung bis zum ausgebildeten Wärmeübertragerbereich, bestehend aus den Sektoren mit den Lamellen. Dieser Bereich stellt beim Druck den komplexesten Bereich dar und wurde deshalb ausgewählt. Die Anzahl der Sektoren wurde zunächst geringgehalten und die Wandstärke auf 1 mm festgelegt.

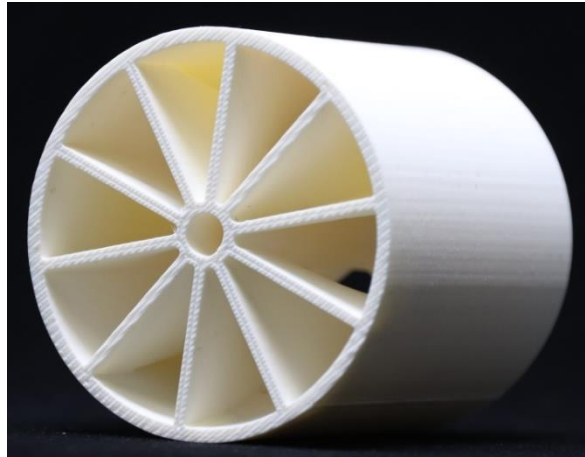
Die folgende Tabelle 3-4 gibt einen Überblick über die Materialien, die Druckverfahren sowie weitere Informationen, welche für die ersten Testdrucke genutzt wurden. Die Druckaufträge wurden durch die Firma Rapidobject realisiert.

Tabelle 3-4: 3D-Druck Materialien und Druckverfahren, welche für die ersten Testdrucke genutzt wurden

Material	Verfahren	Bemerkungen
ABS (Acrylnitril-Butadien-Styrol)	FDM (Fused Deposition Modelling)	<ul style="list-style-type: none"> • Material: Gute Haltbarkeit, gute Steifigkeit, Oberfläche: unbearbeitet sehr uneben, ohne Details • Verfahren: als Schmelzschichtungsverfahren bezeichnet werden kann • Mindestwandstärke: 0,8 mm • Maximale Abmessungen: 254 x 254 x 254 mm • Nicht garantiert luftdicht • günstig
PA12 (Polyamid)	MJF (Multi Jet Fusion)	<ul style="list-style-type: none"> • Material: Kunststoff mit leicht-rauer Oberfläche, lässt sich durch geringe Vorlaufzeiten ideal für funktionale Prototypen und Kleinserien von einsatzfähigen Teilen verwenden • Verfahren: eine Technologie auf Pulverbasis, für die kein Laser erforderlich ist. • Mindestwandstärke: 0,7 mm • Maximale Abmessungen: 380 x 280 x 380 mm • Garantiert luftdicht • günstig
PA2200 (Polyamid)	SLS (Selektives Lasersintern)	<ul style="list-style-type: none"> • Hohe Stabilität, Bio-zertifiziert, Oberfläche: fein-rau, Grundfarbe: Weiß, Einfärben und Lackieren möglich • Verfahren: dabei erfolgt die Herstellung von 3D Modellen mithilfe eines Laserstrahls

		<ul style="list-style-type: none"> • Mindestwandstärke: 0,7 mm • Maximale Abmessungen: 700 x 380 x 560 mm (größere Modelle durch mehrteilige Fertigung möglich) • Nicht garantiert luftdicht, aber Veredelung möglich • günstig
AR-M2 (Hochauflösendes Photopolymer)	Polyjet	<ul style="list-style-type: none"> • Material: Hohe Genauigkeit, Grundfarbe: transparent (Gelbstich), Einfärben und Lackieren möglich • Verfahren: dabei wird Schicht für Schicht ein Photopolymer aufgebracht und anschließend mittels UV-Licht ausgehärtet • Mindestwandstärke: 0,5 mm • Maximale Abmessungen: 297 x 210 x 200 mm • Nicht garantiert luftdicht • teuer
CLO2 (Transparentes Photopolymer)	SLA (Stereolithografie)	<ul style="list-style-type: none"> • Material: Photopolymerharz mit hoher Oberflächengüte und hoher Transparenz, nach der UV Behandlung sind Materialeigenschaften vergleichbar mit 3D gedrucktem ABS, feine Details gut darstellbar • Verfahren: befindet sich das Werkstück in einem Flüssigbad aus Photopolymer, aus dem es nach und nach herausgehoben wird. Ein Laser fährt bei jedem Schritt über den Ausgangsstoff, um die gewünschte Form zu schaffen. • Stützen sind notwendig • Mindestwandstärke: 0,5 mm • Maximale Abmessungen: 145 x 145 x 175 mm • Nicht garantiert luftdicht • Am teuersten

 Dezentrales Lüftungsgerät mit Koaxialwärmetauscher und energieeffizienten Axiallüftern



Dezentrales Lüftungsgerät mit
Koaxialwärmetauscher und
energieeffizienten Axiallüftern

Abbildung 3-40: Testdruck Koax aus ABS



Abbildung 3-41: Testdruck Koax aus PA 12

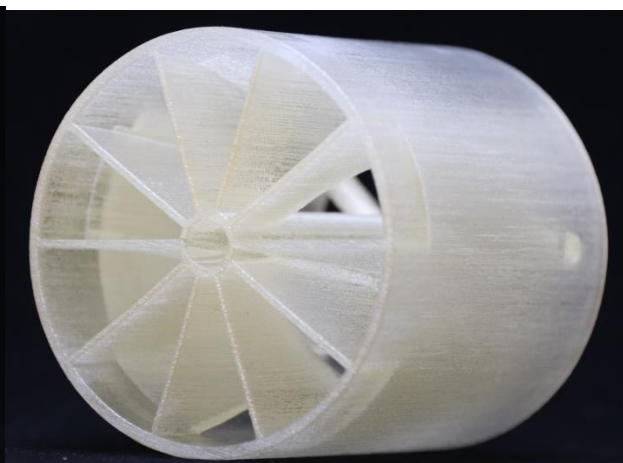


Abbildung 3-42: Testdruck Koax aus AR M2 (liegend gedruckt – vertikale Schichten im linken Bild)



 Dezentrales Lüftungsgerät mit
 Koaxialwärmetauscher und
 energieeffizienten Axiallüftern

Abbildung 3-43: Testdruck Koax aus AR M2 (stehend gedruckt – horizontale Schichten im linken Bild)

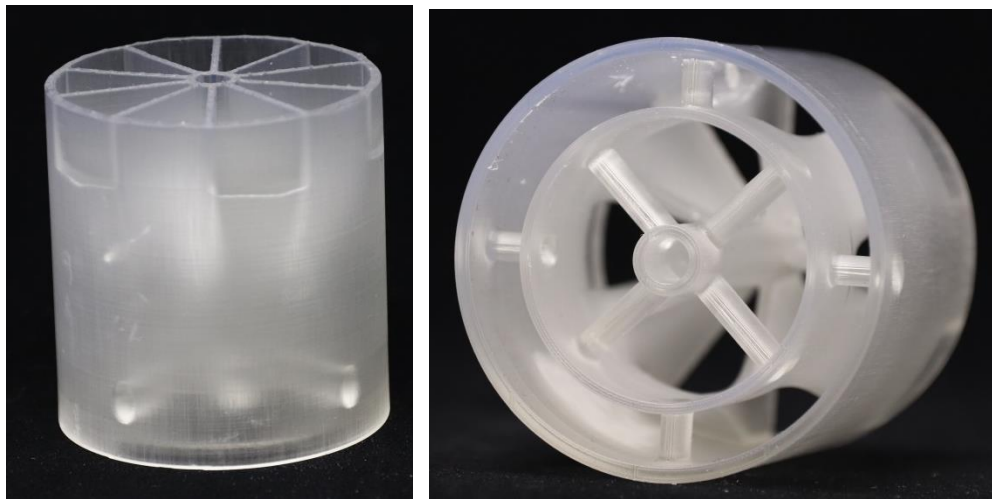


Abbildung 3-44: Testdruck Koax aus CLO2

Aus dem Vergleich der Abbildung 3-42 und Abbildung 3-43 wird deutlich, welchen Einfluss die Orientierung des zu druckenden Objekts auf dem Druckteller der Maschine hat. Der Schichtaufbau und somit der Druck erfolgt immer horizontal und somit parallel zum Druckteller. Die Stabilität des Objekts wird durch die Lage der Schichten maßgeblich beeinflusst. Parallel zu den Schichten ist die Stabilität geringer als senkrecht zu den Schichten. Dieser Aspekt muss berücksichtigt werden, wenn das zu druckende Objekt Kräfte aufnehmen muss.

Für einen ersten Durchströmungstest wurde ein etwas größeres Testmuster mit einem Durchmesser von 75, einer Länge von 165 und einer Wandstärke von 1 mm aus PA 2200 gedruckt (Abbildung 3-45). Das Material eignet sich zur Anfertigung großer Druckobjekte, wie des angestrebten Koaxialwärmeübertragers, ist nach Angabe der Druckfirma nicht luftdicht. Aus diesem Grund wurde der gedruckte Wärmeübertrager bereits durch die Firma mit dem Imprägniermittel Nano-seal versiegelt. Bei Nano-seal handelt es sich um ein vom Hersteller alphacam angebotenes flüssiges Imprägniermittel, um FDM-Bauteile luft- und wasserdicht zu machen.



Dezentrales Lüftungsgerät mit
Koaxialwärmetauscher und
energieeffizienten Axiallüftern

Abbildung 3-45: Durchströmungstestmuster

Das Testmuster weist eine sehr gute Oberflächenqualität sowie eine vielversprechende Stabilität auf, welche insbesondere für den geplanten Druck eines Koaxialwärmeübertragers in Originalgröße als wesentliche Kriterien betrachtet wurden.

Ebenfalls an diesem Testmuster erfolgte zur Untersuchung des Benetzungsverhaltens die Bestimmung des Kontaktwinkels. Dazu wurde eine Menge von 50 μl Wasser auf eine ebene Stelle des Wärmeübertragertestmusters getropft und das Tropfenverhalten fotografisch dokumentiert. Anschließend wurde anhand der Fotos ein Kontaktwinkel von 45° ermittelt.

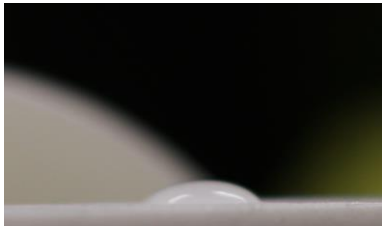


Abbildung 3-46: Vorversuch zur Kontaktwinkelbestimmung

Für die Durchführung des Durchströmungstests war das Testmuster bereits mit einer Aufnahme für einen Ventilator versehen, mit dem ein Luftstrom im Innenrohr erzeugt werden kann. Für den Test wurde kalter Wasserdampf genutzt. Die beiden Fotos in Abbildung 3-47 zeigen deutlich, wie jeweils nur jeder zweite Kanal von Rauch durchströmt wird.



Abbildung 3-47: Durchströmungsversuch mit Rauch

Im nächsten Schritt wurde ein erstes Testmuster des Koaxialwärmeübertragers mittels 3D-Druck durch die Firma Rapidobject hergestellt (vgl. Abbildung 3-48). Dieses weist folgende Abmessungen auf:

- Anzahl der Sektoren 40
- Rohrdurchmesser außen/innen/Kernrohr: 158/110/20 mm
- Längen
 - Übergangsbereich jeweils 150 mm
 - Wärmeübertrager 250 mm

Für die Messungen von Feuchte, Temperatur und Druckverlust wurden bereits in der CAD-Druckdatei entsprechende Öffnungen für die unterschiedlichen Sensoren vorgesehen. Dadurch wurde die Montage der Sensoren maßgeblich vereinfacht.

Dezentrales Lüftungsgerät mit
Koaxialwärmetauscher und
energieeffizienten Axiallüftern

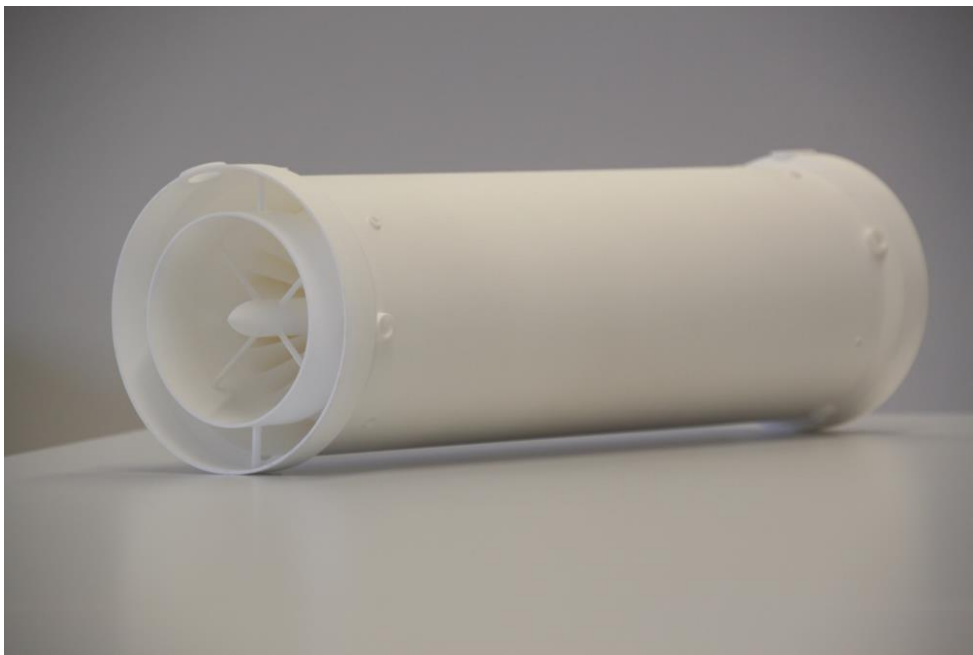


Abbildung 3-48: Foto des ersten Testmuster des Koaxialwärmeübertragers mit Öffnungen für Feuchtesensoren

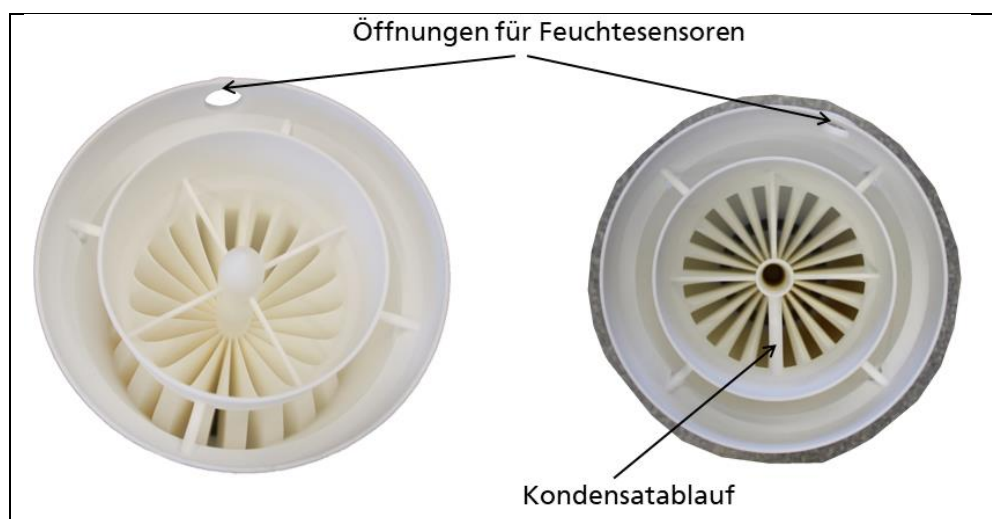


Abbildung 3-49: Vorder- und Rückseite des Wärmeübertragers

3.4.2 Entwicklung von Mess- und Bewertungsmethoden für Koaxialwärmetauscher

Dezentrales Lüftungsgerät mit
Koaxialwärmetauscher und
energieeffizienten Axiallüftern

Messmethoden

Auf Grund der speziellen Geometrie des Koaxialwärmeübertragers - koaxiale Anschlüsse für den Luftein- und austritt auf beiden Seiten sowie die interne Geometrie mit den V-förmigen Kanälen im ersten Testmuster – erfolgte eine kritische Betrachtung der Positionierung der Sensorik, um repräsentative Messwerte zu erhalten. Es hatte sich gezeigt, dass die Position der Temperatur- und Feuchtesensoren von der sektoriellen Struktur des Koaxialwärmeübertragers beeinflusst werden. Daher ist es entscheidend, dass insbesondere die Messungen der Luftfeuchte an der jeweiligen Austrittsseite erst nach einer Durchmischung der Luft erfolgen sollten, und nicht direkt im Ringraum des Wärmeübertragers. Damit kann vermieden werden, dass nicht nur die Austrittszustände aus einem Kanal durch die Sensorik erfasst wird. In Bezug auf die Erfassung der Temperatur müssen die gleichen Randbedingungen beachtet werden, was aber die Beurteilung der einzelnen Wärmeübertragerabschnitte unmöglich macht. Außerdem muss gewährleistet sein, dass der Einfluss der Laborumgebung auf die Messwerte möglichst bzw. vernachlässigbar klein ist. Dies wurde durch entsprechende weitgehende Isolierung des Wärmeübertragers erreicht.

Der erste Testaufbau mit Anschluss an die Luftkonditionierungsstrecken zeigte zusätzliche Nachteile bei der Konditionierung und Schwierigkeiten, den Einfluss der Konditionierstrecken zu vermeiden. Bei den durchgeführten Messungen konnte die Repräsentativität der Messergebnisse gewährleistet werden, jedoch mit erhöhtem Aufwand. Aus diesem Grund wurde während der Messungen in Betracht gezogen, zukünftige Messungen unter Nutzung des sich zu diesem Zeitpunkt noch im Aufbau befindlichen Spülkammerteststands aus dem Arbeitspaket 2 des Projektes HEAVEN durchzuführen.

Bewertungsmethoden

Bei der Erarbeitung von Bewertungskriterien für Koaxialwärmeübertragers war einerseits vorgesehen, den Vergleich mit einem bestehenden Produkt des Projektpartners Viessmann vorzunehmen, welches ebenfalls eine kontinuierliche Lüftung gewährleistet - in diesem Fall mit dem Vitovent 200 D. Andererseits sollten allgemein übliche energetische und bauliche Kriterien betrachtet werden, wie Druckverlust, Wärmerückgewinnungsgrad und auch Baugröße. Diese Parameter sind im Vergleich zu den bisherigen Wärmeübertragerbauformen entscheidende Vergleichswerte und gleichzeitig sind sie für den Einsatz des neuartigen Koaxialwärmeübertragers in einem neuen Lüftungsgerät für die Produktentwickler bei Viessmann oder einem anderen Hersteller entscheidend.

Auf Grund des Rückzugs des Projektpartners Viessmann aus dem Arbeitspaket 3 war ein direkter Vergleich mit dem Vitovent 200 D nicht mehr möglich, wie bereits weiter oben dargestellt. Insofern lag der Fokus auf den energetischen Bewertungsgrößen und der Baugröße – immer im Hinblick auf den Vergleich zwischen dem realen Verhalten auf dem Teststand und den Ergebnissen der Simulationen.

3.4.3 Bereitstellung weiterer notwendiger Komponenten, die für die Vermessung des Gesamtsystems notwendig sind

Auf Grund des Rückzugs des Projektpartners Viessmann, der somit fehlenden Perspektive für die Fertigung eines Lüftungsgerätes auf der Basis des Koaxialwärmeübertragers wurden diese Arbeiten nicht durchgeführt.

3.4.4 Untersuchungen zu Möglichkeiten der Serienfertigung des Koaxialwärmetauschers mit externer Beratung im Unterauftrag

Auf Grund des Rückzugs des Projektpartners Viessmann, der somit fehlenden Perspektive für die Fertigung eines Lüftungsgerätes auf der Basis des Koaxialwärmeübertragers

wurden diese Arbeiten nicht durchgeführt. Ein weiterer wesentlicher Grund bestand auch darin, dass das bisherige Design des Koaxialwärmeübertragers noch weiter optimiert werden muss (vgl. Simulations- und Messergebnisse).

 Dezentrales Lüftungsgerät mit
 Koaxialwärmetauscher und
 energieeffizienten Axiallüftern

3.4.5 Zusammenbau des gesamten dezentralen Lüftungsgeräts unter Verwendung des 3D-gedruckten Koaxialwärmetauschers und kommerziell verfügbarer energieeffizienter Lüfter

Auf Grund des Rückzugs des Projektpartners Viessmann wurden diese Arbeiten nicht durchgeführt.

3.4.6 Vermessung der Koaxialwärmetauscher hinsichtlich thermischer Leistungsfähigkeit und Druckverlust sowie energetische Bilanzierung

Der Aufbau und die Inbetriebnahme des Teststands hatte sich auf Grund der Einschränkungen während der Corona-Pandemie maßgeblich verzögert. Trotzdem erfolgte noch vor Projektende die Vermessung des ersten 3D-gedruckten Testmuster des Koaxialwärmeübertragers.

Trotz der bereits aus den Simulationsergebnissen erkennbaren, noch nicht optimalen Durchströmung und Wärmeübertragung wurde das erste Testmuster auf dem Teststand untersucht. Auf Grund der Auslastung der Luftkonditionierungsstrecken sowie technischer Probleme bei der Konditionierung sehr niedriger Temperaturen wurden die ersten Versuche noch nicht in kritischen Temperatur- und Feuchtebereichen durchgeführt. Maßgeblich war zunächst die Validierung der Simulationsergebnisse. Auf die Untersuchung von Kondensationseffekten wurde zunächst verzichtet, da sich, wie oben dargestellt, die bisherige Wärmeübertragergeometrie als noch nicht optimal herausgestellt hatte und eine Änderung der Geometrie ebenfalls eine Änderung der Kondensatabfuhr zu Folge hat.

Tabelle 3-5: Versuchsbedingungen und Ergebnisse

	Messung 1	Messung 2
Volumenstrom, AUL und ABL [m³/h]	34,5	34,5
T_AUL [°C]	10,7	24,4
T_ZUL [°C]	15,2	30,4
T_ABL [°C]	21,1	40,4
T_FOL [°C]	17,3	32,7
rF_AUL [%]	46,1	24,4
rF_ZUL [%]	39,4	34,2
rF_ABL [%]	58,7	22,5
rF_FOL [%]	67,6	34,2
Wärmerückgewinnung	43,2 %	36,9 %
Druckverlust AUL-ZUL [Pa]	25,8	25
Druckverlust ABL-FOL [Pa]	7,7	8,1

AUL... Außenluft, ABL... Abluft, ZUL... Zuluft, FOL... Fortluft

Aus dem Vergleich zwischen den Simulationsergebnissen mit der Variante 1 und den Messergebnissen wird deutlich, dass die Wärmerückgewinnung geringer als erwartet ausgefallen ist. Als mögliche Ursache könnten die Materialeigenschaften betrachtet werden. Jedoch liegen die Werte des Druckverlusts mit etwa 25 Pa nur sehr gering über den simulationstechnisch ermittelten Wert von 23 Pa. Dies bestätigt die sehr gute Eignung der Simulationen für die Auslegung eines derartigen Wärmeübertragers.

3.4.7 Vermessung und Bewertung des Gesamtsystems unter Berücksichtigung der Zielspezifikationen

Dezentrales Lüftungsgerät mit
Koaxialwärmetauscher und
energieeffizienten Axiallüftern

Innerhalb der Projektlaufzeit konnte kein Vergleich mit dem Gerät Vitovent 200 D durchgeführt werden.

3.4.8 Bewertung der Koaxialwärmetauscher

Eine abschließende Bewertung des Koaxialwärmeübertragers kann nicht erfolgen. Die erzielten Ergebnisse zeigen die Performance dieses Wärmeübertragertyps, aber auch die noch zu lösenden Optimierungsaufgaben in Bezug auf die Geometrie. Der erwartete geringe Druckverlust wurde bestätigt. Es ist weiterhin davon auszugehen, dass nicht nur eine verbesserte Geometrie, sondern auch ein anderes Material einen Einfluss auf die thermodynamischen Eigenschaften haben wird.

3.4.9 Validierung der Simulationsmodelle als Basis für Optimierung

Wie in 3.4.6 erläutert, eignet sich die Simulation mit Comsol sehr gut für die Auslegung und Bewertung auch komplexer Wärmeübertragergeometrien, wie die des Koaxialwärmeübertragers. Comsol ermöglicht das Einlesen der 3D-Geometriedaten und darauf basierend die Durchführung von multiphysikalischen Simulationen. Aussagen über die Strömung, den Druckverlust sowie den Wärmeübergang lassen sich mit teilweise hoher Genauigkeit treffen. Die Erfahrungen aus den Arbeiten zeigen somit, dass bei zukünftigen Projekten wesentliche Bewertungsschritte anhand von Simulationsergebnissen erfolgen können. Da aber bei einigen Parametern, wie der Wärmerückgewinnung, noch Unterschiede zwischen Realität und Simulation auftreten, muss grundsätzlich eine Vermessung von Testmustern zur Validierung der Simulationsergebnisse erfolgen.

4 Anhang

.....
Anhang

4.1 Anhang 1: Technische Eigenschaften Luft/Sole-Wärmeübertrager

.....

Im Rahmen des Arbeitspaket 1.1.6 wurden die Spezifikationen für den Luft/Sole-WÜT definiert. Der nachfolgende Auszug enthält die technischen Eigenschaften des letztlich bei der Firma Güntner in Auftrag gegebenen Luft/Sole-WÜT (Quelle Güntner).

Rückkühler		GFHV FD 080.2MF/22E-39	
mit Wärmepumpenfunktion			
Leistung:	40.0 kW	Medium:	Ethylenglykol 34 Vol. % ⁽¹⁾
Luftvolumenstrom:	32938 m³/h	Eintritt:	44.7 °C
Luftgeschwindigkeit:	1.5 m/s	Austritt:	40.0 °C
Luft Eintritt:	34.8 °C	Druckverlust:	0.17 bar
Geodätische Höhe:	0 m	Volumenstrom:	7.90 m³/h
Luft Austritt:	38.6 °C	Massenstrom:	8276 kg/h
Leistung:	25.0 kW	Eintritt:	-13.0 °C
Luft Eintritt: - 5.0 °C / 85 % rel. F.		Austritt:	-10.0 °C
Luft Austritt: - 8.5 °C / 97 % rel. F.		Volumenstrom:	7.90 m³/h
Kondensat:	6.72 kg/h	Druckverlust:	0.41 bar
Ventilatoren (EC): (VT03062U.1) 4 Stück 1~230V 50-60HzSchalldruckpegel:		50 dB(A) ⁽²⁾	
Daten je Motor (Nominaldaten):		im Abstand: 2.0 m	
Drehzahl:	490 min ⁻¹	Schalleistung:	71 dB(A)
Leistung (el.):	0.24 kW	ErP:	Konform ⁽³⁾
Stromaufnahme:	1.10 A ⁽⁴⁾		
Daten je Motor (Betriebspunkt):		Schalldruckpegel: 35 dB(A)	
Drehzahl:	245 min ⁻¹	im Abstand:	2.0 m
Leistung (el.):	0.04 kW	Schalleistung:	57 dB(A)
Stromaufnahme:	0.20 A		
Gehäuse:	Stahl verzinkt, RAL 7035	WT-Rohre:	Kupfer ⁽⁵⁾
Austauschfläche:	605.8 m²	Lamellen:	Aluminium ⁽⁵⁾
Rohrinhalt:	89.3 l	Anschlüsse je Gerät:	
Lam. Teilung:	3.00 mm	Eintritt:	42.0 * 1.60 mm
Leergewicht:	632 kg ⁽⁶⁾	Austritt:	42.0 * 1.60 mm
Max. Betriebsdruck:	10.0 bar	DGRL-Einstufung:	Art. 4, Abs. 3 ⁽⁷⁾
		Pässe:	8
Abmessungen:⁽⁶⁾		Sammelrohr:	42.0 * 1.60 mm
Gerätelänge:	3040 mm	Verteilrohr:	42.0 * 1.60 mm
Gerätebreite:	2241 mm	Kreise:	1N
Gerätehöhe:	1396 mm ⁽⁶⁾	Stränge:	33
Zahl der FüÙe:	4		

UI: 08BX.2AL

4.2 Anhang 2: Ausgewählte Messreihen der Messphasen 1 und 2 im Rahmen des AP 1.2.5

Messphase 1 – Kurzbeschreibung

In der Messphase 1 wurde ein umfangreicher Aufbau vorgenommen, neben der Wärmequellenhydraulik wurden weiterhin senkenseitig Raumheizungs- und Trinkwarmwasserspeicher eingebunden sowie quellenseitig der Luft/Sole-Wärmeübertrager in einer Klimakammer aufgestellt (vgl. ZB 2019 II). Der Regelungsalgorithmus war in dieser Phase in Remus/Sequencer umgesetzt und enthielt einige Betriebsmodi, welche auf Basis der ersten Messergebnisse gestrichen wurden. Zur Überprüfung des Algorithmus wurden acht Szenarien aus drei bis sieben aufeinanderfolgenden Betriebsmodi definiert, welche typische Moduswechsel enthalten und insgesamt alle definierten Schaltwege darstellen. Die Vermessungen war dadurch charakterisiert, dass Schaltwege der Regelung durch Variation der äußeren Randbedingungen angestrebt wurden, sprich insbesondere der Speichertemperaturen sowie der Lufttemperatur und -feuchte. Die hieraus resultierenden Wirkketten bis hin zu den Bedingungen der Modusmatrix sind sehr indirekt und dementsprechend schwierig zu kontrollieren. Nichtsdestotrotz konnten sieben der insgesamt acht definierten Szenarien erfolgreich getestet und hieraus wertvolle Schlüsse bzgl. des Algorithmus zur Modusauswahl sowie der PI-Regler gezogen werden. Nachstehend ist beispielhaft die Untersuchung des Szenario 1 aufgeführt. Eine detaillierte Dokumentation der gesamten Untersuchungen liegt durch die zugehörige Masterarbeit von Tim Haselwander (Titel: „Auslegung, Aufbau und experimentelle Funktionsprüfung einer Hydraulik für eine kombinierte Außenluft- und Erdreich-Wärmezufuhr in Wärmepumpenkaskaden“) vor.

Messphase 1 – Definition Szenario 1

Für Szenario 1 wurde eine Abfolge von Modi gewählt, mithilfe derer Tischkühler (HXODU) auf unterschiedliche Wege enteist wird. Die dafür notwendigen Bedingungen und wie diese sich ändern müssen sind in Tabelle 4-1 dargestellt. Bedingungen, die sich für einen Wechsel vom aktuellen in den nächsten Modus ändern müssen, sind fett hervorgehoben. Das Szenario beginnt mit einer Naturabtauung (MOD = 2, MOD_intern = 10), gefolgt von einer Abtauung durch das Erdwärmesondenfeld (HXBH) (MOD = 3, MOD_intern = 11). Beide Modi werden ohne gleichzeitigen Wärmepumpenbetrieb ausgeführt. Die Abtauung durch die HXBH wird im nächsten Modus fortgesetzt, hier allerdings mit Wärmepumpenbetrieb (MOD = 7, MOD_intern = 15). Der folgende Modus priorisiert wieder eine Naturabtauung, während die Wärmepumpenkaskade durch die HXBH bedient wird (MOD = 8, MOD_intern = 16). Im letzten Modus wird die Naturabtauung fortgesetzt und die Wärmepumpe(n) durch die HXBH mit Bereitschaft des Heizstabs (HEL) bedient, da die Wärmeleistung der HXBH die Kälteleistung der Wärmepumpe(n) nicht decken kann (MOD = 9, MOD_intern = 17). Die für die jeweiligen Moduswechsel benötigten Änderungen der Bedingungen sollen durch veränderte Werte der Stellgrößen provoziert werden.

Tabelle 4-1: Geplante Modus- bzw. Schaltwegabfolge für Szenario 1. Notwendige Änderungen der Bedingungen für einen Moduswechsel sind hervorgehoben.

Anhang

Modus (MOD)	Schaltweg (MOD_int)	Bedingungen	
		0 bzw. false	1 bzw. true
2	10	CON1_COMOPR	CON3_defr_opt, CON9_HXBH_min, CON12_HXBH_defr, CON13_defr_fan, CON14_defr_prio_fan
3	11	CON1_COMOPR, CON14_defr_prio_fan	CON3_defr_opt, CON9_HXBH_min, CON12_HXBH_defr, CON13_defr_fan
7	15	CON2_HXODU_prio, CON6_HP_max, CON8_HXBH_max, CON14_defr_prio_fan	CON1_COMOPR, CON3_defr_opt, CON7_HXBH_risk, CON9_HXBH_min, CON12_HXBH_defr, CON18_HP_off, CON21_HEL_startup
8	16	CON6_HP_max, CON8_HXBH_max	CON1_COMOPR, CON3_defr_opt, CON7_HXBH_risk, CON9_HXBH_min, CON13_defr_fan, CON14_defr_prio_fan, CON18_HP_off, CON20_HXODU_startup, CON21_HEL_startup
9	17	CON6_HP_max, CON7_HXBH_risk, CON8_HXBH_max, CON10_HXBH_neg_tdif	CON1_COMOPR, CON4_defr_need, CON9_HXBH_min, CON13_defr_fan, CON18_HP_off

Messphase 1 – Ergebnisse Szenario 1

In Abbildung 4-1 sind die von der Wärmequellenregelung geschalteten Modi und Schaltwege mit den zugehörigen Bedingungen von Szenario 1 über die Laufzeit des Szenarios dargestellt. Die obere Darstellung zeigt die Modus- bzw. Schaltwegabfolge. Sollten entsprechend des Szenarios unvorhergesehene Schaltvorgänge auftreten, kann über die untere Darstellung anhand der Bedingungen die Ursache nachvollzogen werden. Warum eine bestimmte Bedingung `true` oder `false` (bzw. 1 oder 0) wird kann über die Graphen in Abbildung 4-2 überprüft werden. Hier sind die Timer (obere Darstellung) sowie sämtliche Größen (untere Darstellung), welche Einfluss auf die Bedingungen haben, über die Laufzeit des Szenarios aufgetragen. Abbildung 4-3 dient der Beurteilung des Regelverhaltens der Förderpumpen seitens der Wärmequellen. In der oberen Darstellung sind die Ein- und Austrittstemperaturen auf der Primärseite (wärmequellenseitig) und Sekundärseite (wärmepumpenseitig) der hydraulischen Weiche gegenüber der Laufzeit aufgetragen. Die mittlere Darstellung zeigt die zeitgleich auftretenden Massenströme zu den Wärmepumpen im Primärkreis sowie von der HXODU, der HXBH und des HEL. In der unteren Darstellung sind die entsprechenden Ein- und Austrittstemperaturen von der HXODU, der HXBH und des HEL über denselben Zeitraum aufgetragen. In Modi mit Wärmepumpenbetrieb wird der Massenstrom der Wärmequellen bzw. die entsprechende Pumpendrehzahl über die Temperaturen an der hydraulischen Weiche geregelt (vgl. ZB 2019 I, AP 1.3.2). Da das Ziel dieses Regelansatzes ein Angleichen der Massenströme der Wärmequellen an die Massenströme der Wärmepumpen ist, kann das Regelverhalten anhand eines Vergleichs des oberen mit dem mittleren Graphen beurteilt werden. Analog dazu kann für Austauschmodi zwischen den Wärmequellen, der untere Graph mit dem mittleren Graph verglichen werden.

Szenarioablauf: Das Szenario 1 beginnt mit dem Modus 2 und Schaltweg 10 (Abbildung 4-1, oben). Nach 120 s wird `CON14 = false`, wodurch die Wärmequellenregelung in Modus 3, Schaltweg 11 schaltet. Der nächste Moduswechsel erfolgt nach 720 s in

Modus 7, Schaltweg 15, nachdem `CON1 = false` auf `CON1 = true` wechselt. Nach 1320 s wird wieder `CON14 = true`, was den Modus 8, Schaltweg 16 zur Folge hat. Der letzte Moduswechsel von Szenario 1 erfolgt nach 1920 s in Modus 9, Schaltweg 17. Hier wird `CON4 = true` und gleichzeitig `CON7 = false`. Damit schaltet die Wärmequellenregelung während des Durchlaufs von Szenario 1 durch alle geplanten Modi und Modus- bzw. Schaltwegwechsel erfolgen zu den geplanten Zeitpunkten aus Tabelle 4-1.

Anhang

Regelverhalten: In Modus 3 wird die Pumpe der HXODU geregelt, während die Pumpe der HXBH mit einer festen Stellgröße angesteuert wird. Der Istwert des Reglers der HXODU-Pumpe wird über die Differenzen der Ein- und Austrittstemperaturen zwischen der HXODU und der HXBH bestimmt (Abbildung 4-3, unten), welche auf Null (Sollwert) geregelt werden sollen. Erst nach abgeschlossenem Stellbetrieb der 3/2-Wegeventile, also nach Ablauf des Timers `MAIN_timer_HXODU_PU_valcho` (Abbildung 4-2, oben), startet die Pumpenregelung. Die Pumpe läuft zuvor mit der Mindestpumpendrehzahl (Abbildung 4-3, Mitte). Erst nach 120 s wird die Pumpendrehzahl erhöht, wodurch sich der Massenstrom der HXODU an den der HXBH annähert, diesen Wert aber bis zum Moduswechsel nach 720 s nicht erreicht. Der Grund dafür ist, dass sich beide Quellen im vorangegangenen Modus im Stillstand befinden. Das Konzept des PI-Reglers in diesem Modus basiert auf der Idee, dass die Eintrittstemperatur in die HXODU, im Falle eines zu niedrigen Massenstroms, gleich der Austrittstemperatur der HXBH ist, während die Eintrittstemperatur in die HXBH durch die Kurzschlussströmung über die hydraulische Weiche höher als die Austrittstemperatur der HXODU ist. Durch die unterschiedlichen Stillstandstemperaturen und den Einschwingvorgang wird der Zustand von `KK_1_MEAS_T_HXODU_IN_B = Z30_2_MEAS_T_HXBH_OUT` erst bei 690 s und somit kurz vor dem Moduswechsel erreicht. Dieser Umstand zeigt die Anfälligkeit des implementierten PI-Reglers gegenüber unterschiedlichen Stillstandstemperaturen und Temperaturschwankungen. Durch andere Sensorpositionen, z.B. direkt vor und hinter den Anschlüssen am Sammler bzw. Verteiler, könnte dem vorgebeugt werden, da die Wege zwischen den Sensoren damit kürzer sind und über die Entfernung folglich auch weniger Wärme an hydraulische Komponenten abgegeben bzw. von diesen aufgenommen werden kann. Im darauffolgenden Modus (Modus 7) wird ebenfalls die Pumpe der HXODU geregelt, während die Pumpe der HXBH einen festen Stellwert beibehält. Allerdings wird der Istwert hier über die Temperaturen an der hydraulischen Weiche (Abbildung 4-3, oben) bestimmt, während der Sollwert gleich Null bleibt. Das Integral des PI-Reglers wird bei diesem Moduswechsel nicht zurückgesetzt. Dadurch muss die Pumpe nicht wieder mit der Mindestpumpendrehzahl starten. Der gewünschte Sollmassenstrom (ungefähr 2800 kg/h) entspricht hier der Differenz zwischen den Massenströmen der HXBH und der HP1. Die Pumpendrehzahl ändert sich zu Anfang kaum. Bei 870 s wird die Pumpendrehzahl dann allmählich erhöht, sodass sich der Massenstrom dem gewünschten Niveau annähert und dieses kurz vor dem Moduswechsel in etwa erreicht. Das langsame Annähern ist dabei auf einen bei der hydraulischen Weiche zweckmäßigen Gewichtungsfaktor zwischen oberer und unterer Temperaturdifferenz geschuldet. Eine leichte Reduktion des Gewichtungsfaktors speziell für diesen Modus (z.B. von 0,9 auf 0,8) könnte das Regelverhalten beschleunigen.

In Modus 8 wird die Pumpe der HXBH geregelt. Der Istwert wird hier über die Temperaturen an der hydraulischen Weiche (Abbildung 4-3, oben) bestimmt. Zwischen 1320 s und 1590 s läuft die Pumpe auf der Mindestpumpendrehzahl. Danach regelt die Pumpendrehzahl hoch bis der Massenstrom der HXBH den gleichen Wert wie der Massenstrom der HP1 erreicht. Die Schwingungen der Temperaturen werden durch die Regelung des Solekonditioniermoduls (*Hydraulikmodul Sole*) hervorgerufen und untermauern die Anfälligkeit des implementierten PI-Reglers gegenüber Temperaturschwankungen. Mit einer realen Erdwärmesonde sind solche hochfrequenten Temperaturschwankungen allerdings nicht zu erwarten. Dennoch könnte ein gleitendes Mittel der gemessenen Temperaturen zu einem stabileren Regelverhalten der PI-Regler beitragen. Das Zeitintervall für die Temperaturmittelwerte für die PI-Regler sollte zur Gewährleistung eines schnellen

Ansprechens jedoch nicht zu groß gewählt werden. In Modus 9 wird die Pumpe der HXBH wie im vorangegangenen Modus geregelt, während die Drehzahl der HEL-Pumpe konstant gehalten wird. Da das Integral des PI-Reglers der HXBH-Pumpe bei diesem Moduswechsel nicht zurückgesetzt wird, bleiben die Pumpendrehzahl und damit der Massenstrom der HXBH ebenfalls konstant. Die Funktionalität der PI Regler in den Modi 3, 7, 8 und 9 ist damit nachgewiesen und es werden Verbesserungsmöglichkeiten aufgezeigt, um insbesondere das Ansprechverhalten der Regler zu erhöhen.

Anhang

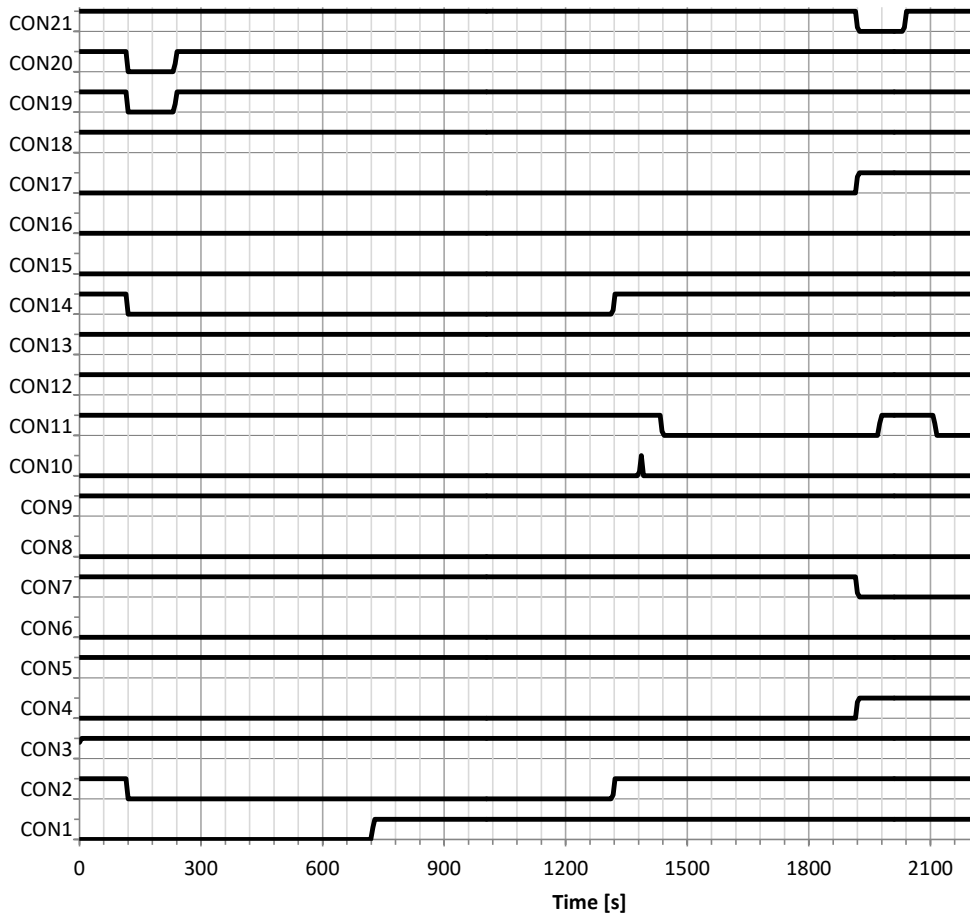
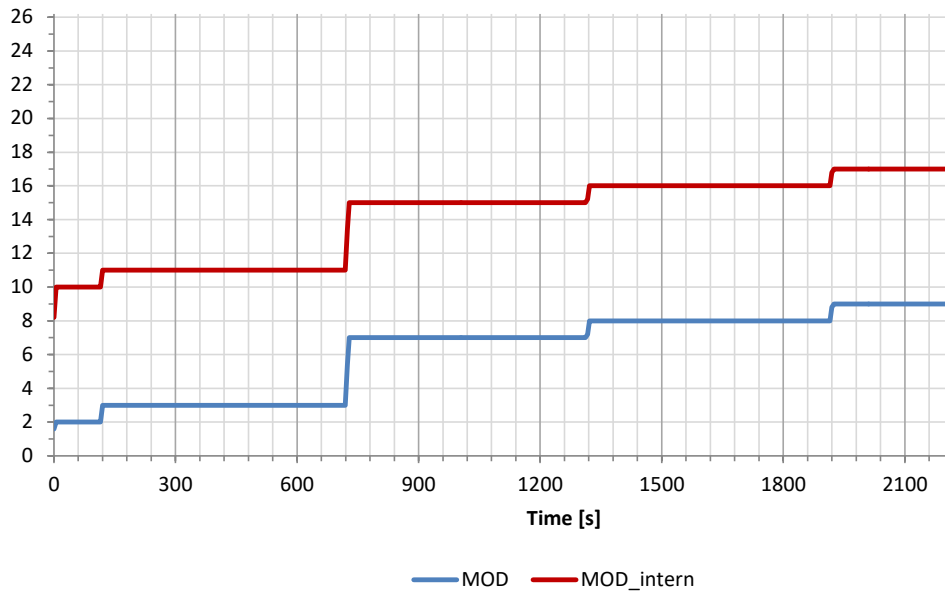
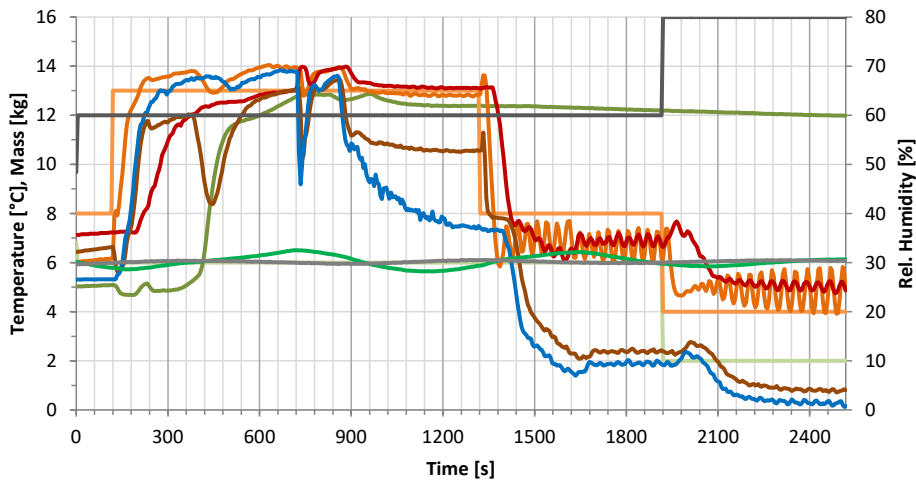
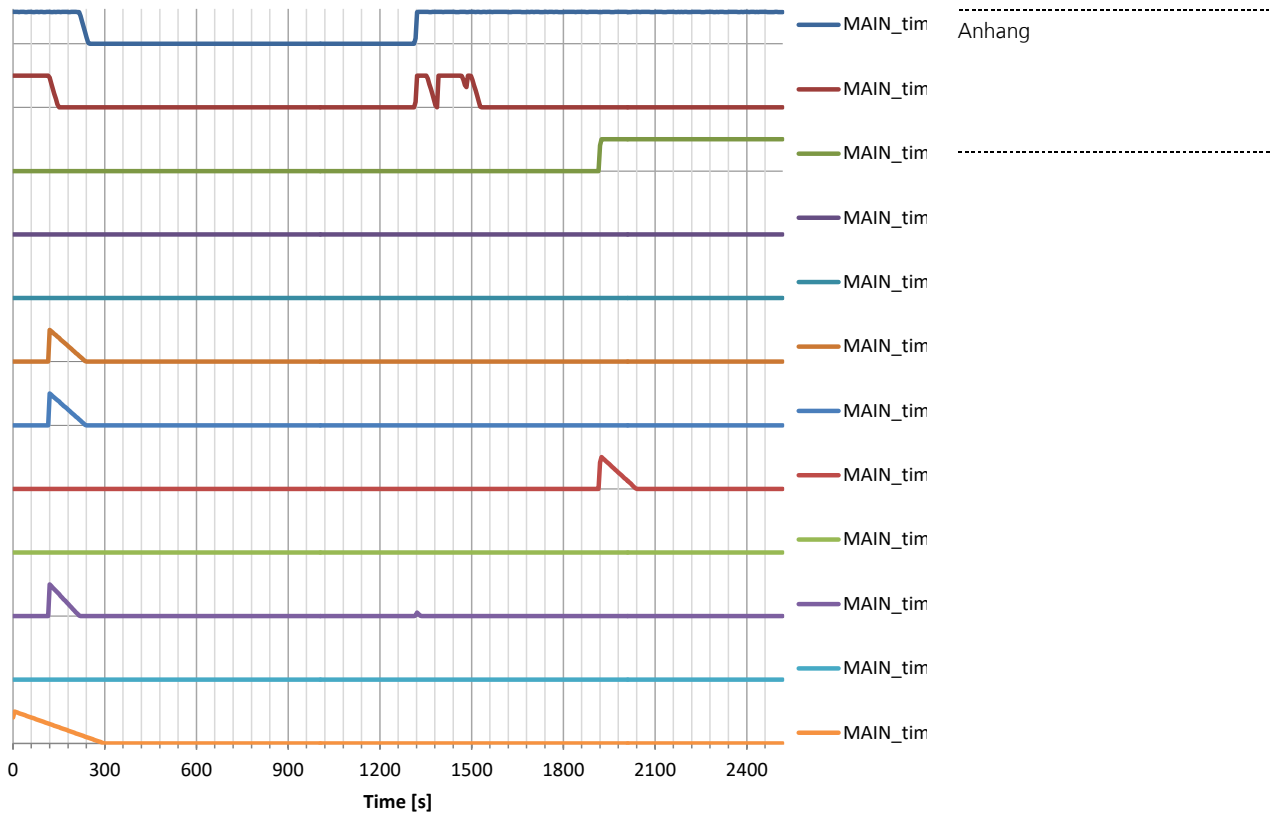


Abbildung 4-1: Aufgezeichnete Kontrolldaten zum Durchlauf von Szenario 1. Oben: Modus (blau) und interner Modus bzw. Schaltweg (rot) über die Laufzeit. Unten: Darstellung der zugehörigen Bedingungen 1 bis 21 (CON1 bis CON21) als boolesche Werte (0 oder 1) über die Laufzeit.



- | | |
|-----------------------------|--------------------------------------|
| — MAIN_CALC_T_HXODU_OUT_exp | — KK_1_MEAS_T_HXODU_OUT_B |
| — MAIN_CALC_T_HXBH_OUT_exp | — Z30_2_MEAS_T_HXBH_OUT |
| — Z30_2_MEAS_T_HS_SEC_OUT | — Z30_2_MEAS_T_HXBH_IN |
| — Z30_2_MEAS_T_HS_PRIM_OUT | — KK_1_CALC_T_HXODU_IN_AIR_mean |
| — MAIN_CALC_MDIF_HXODU_ice | — KK_1_CALC_HUMREL_HXODU_IN_AIR_mean |

Abbildung 4-2: Ergänzende Kontrolldaten und Messwerte zum Durchlauf von Szenario 1. Oben: Timer in normierter Darstellung (0 bis 100 %) über die Laufzeit. Unten: Messdaten, welche direkten Einfluss auf die Bedingungen (CON1 bis CON21) haben, über die Laufzeit.

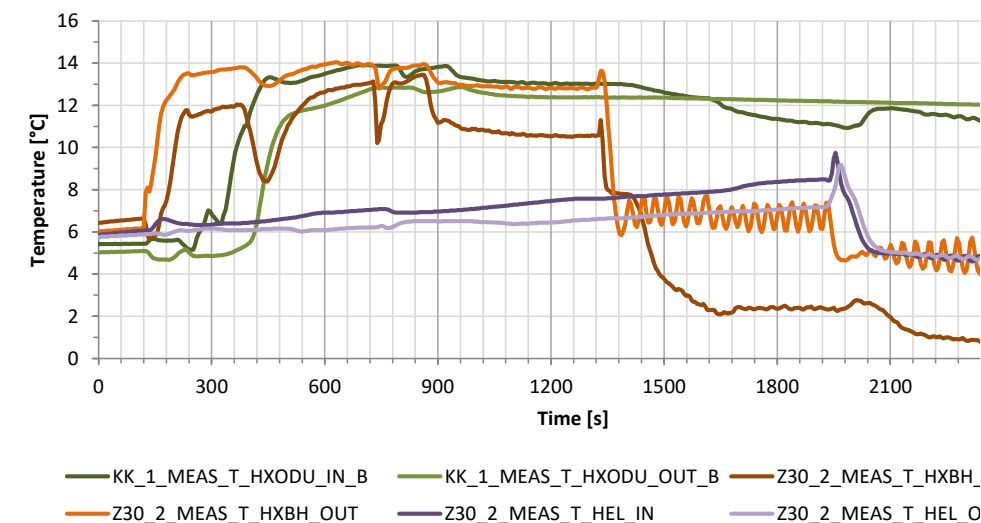
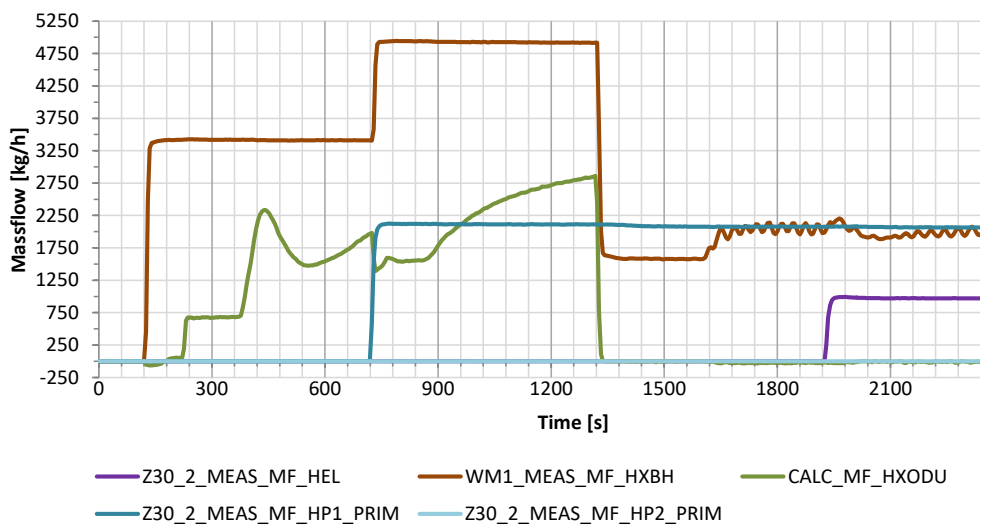
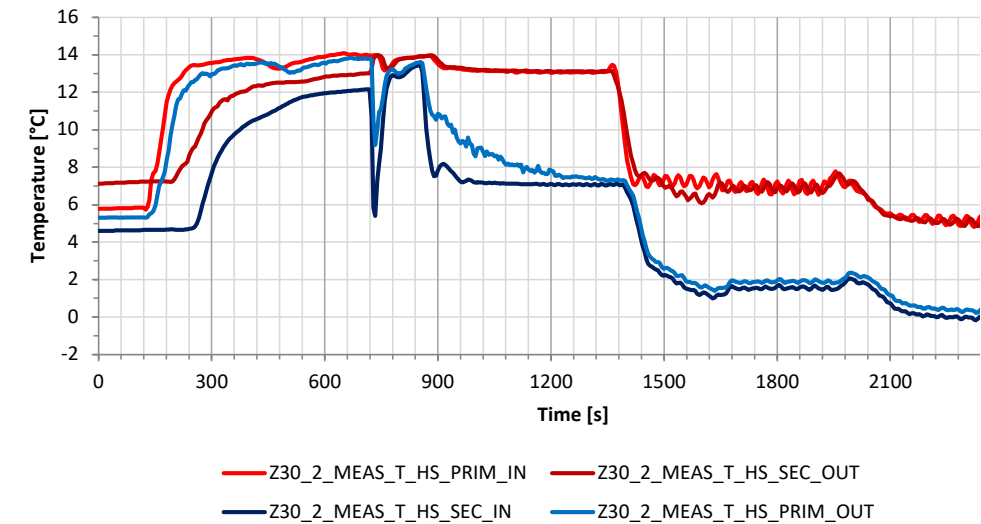


Abbildung 4-3: Über die Laufzeit aufgetragene Messwerte zur Beurteilung des Regelverhaltens der Pumpen in Szenario 1. Oben: Temperaturen an den Anschlüssen der hydraulischen Weiche. Mitte: Massenströme der Förderpumpen. Unten: Vor- und Rücklauftemperaturen der Wärmequellen.

Messphase 2 – Kurzbeschreibung

Die Messphase 2 wurde mit einer angepassten Wärmequellenhydraulik durchgeführt, um den zwischenzeitlich entwickelten Parallelbetrieb umsetzen zu können. Aus der Messphase 1 resultierende Änderungen der Sensorpositionen konnten jedoch mit den bestehenden Ressourcen nicht berücksichtigt werden. Im Hinblick auf die zu diesem Zeitpunkt feststehende Unterbeauftragung des ISE für das AP 1.2.6, wurden die umfangreichen Änderungen des Regelalgorithmus (vgl. ZB 2020 I, AP 1.3.3) in der Programmiersprache Python umgesetzt.

Der Versuchsaufbau wurde für diese Vermessungen reduziert:

- Anpassung der Wärmequellenhydraulik entsprechend Vorschlag 1 aus ZB 2020 I, AP 1.2.4. Eine Umsetzung des Vorschlag 3 entsprechend der Feldtestplanung war mit dem vorhandenen Material nicht möglich.
- Trinkwarmwasserspeicher entfällt: Die Wärmepumpen wurden ausschließlich zur Raumwärmebereitung auf den RH-Speicher betrieben. Dies hat keine relevante Auswirkung auf die Quellenseite, vereinfacht jedoch den hydraulischen Aufbau und verringert den Platzbedarf.
- Luft/Sole-Wärmeübertrager entfällt: Da das Ver- und Abtauungsverhalten des Luft/Sole-Wärmeübertragers hinlänglich in AP 1.1.2 untersucht wurde, wurde von einer neuerlichen Untersuchung in der Klimakammer abgesehen. Die Erfahrungen der Messphase 1 haben verdeutlicht, dass die hohe Trägheit der Frostbildung eine Planung des Betriebsmodus der Gesamtanlage in der Vermessung sehr erschwert und zu einem deutlich höheren Zeitaufwand führt. Demgegenüber ist der Erkenntnisgewinn gering. Einzig auf die Untersuchung von Abtau-Betriebsmodi der Wärmequellenhydraulik muss verzichtet werden. Der Tischkühler wurde folglich durch das bereits vorhandene Heizregister mit 16 kW Leistung emuliert.

Ferner wurde softwareseitig der Automatisierungsgrad deutlich erhöht:

- Anlaufbefehl Wärmepumpen: In Rücksprache mit Viessmann, wurde als einfachste Lösung eines Anlaufbefehls eine Vorgabe der Raumsolltemperatur via Modbus implementiert. Durch Setzen dieser Temperatur auf 30°C wurden die WPs gestartet, durch Zurücksetzen auf 10°C gestoppt (bei einer konstanten, emulierten Umgebungstemperatur von 20°C).
- Entladung Raumheizungsspeicher: Die Entladung des Raumheizungsspeichers wurde anhand von Temperaturgrenzwerten implementiert, sodass eine ausreichende Wärmeabfuhr dauerhaft gewährleistet wurde.
- Szenario-Inputs erweitert: Die Szenarien wurden anhand der Modelica Simulation definiert. Anhand der Simulationsdaten wurden Anlaufbefehle für beide WPs, Quellentemperaturen sowie am Teststand nicht messbare Bedingungen (bspw. bei Außentemperaturabhängigkeit oder der Bereifungsgrad) vorgegeben.

Durch den geschilderten Aufbau konnten die Szenarien ohne manuellen Eingriff vermessen werden und so im verfügbaren Messzeitraum der Fokus auf notwendige Korrekturen und Verbesserungen der Regelung gelegt werden.

Messphase 2 – Szenarien

In der Tabelle 4-3 ist eine Übersicht der sechs geprüften Szenarien aufgeführt, hierbei wurde zwischen Heißem Sommer bis hin zu kaltem Winter abgestuft. Den Szenarien wurden charakteristische Betriebsmodi zugewiesen (vgl. Tabelle 4-2). So ist bspw. im Sommer (Szenario 2) die überwiegende Wärmequelle Außenluft (MOD = 20) sowie bei kälteren Temperaturen der Mischbetrieb (MOD = 40), ferner wird ein Regenerationsbetrieb (MOD = 01) erwartet, welcher nur bei prognostizierter Erdreichnutzung aktiviert wird. Es wurden den Szenarien entsprechende Abschnitte aus der Modelica Simulation

mit einer Zeitspanne von einer bis 12 Stunden genutzt. Diese wurden zum Teil komprimiert, um Wiederholungen identischer Modi zu reduzieren.

Anhang

Tabelle 4-2 Modusbezeichnungen des MQWPS. Nr. Hauptmodus + optional Nr. Nebenmodus, andernfalls 0, bspw. MOD = 14 für Single HXBH + Abtauung HXODU durch HEL.

Hauptmodus	Nebenmodus
0 Ruhemodus	1 Regeneration HXBH
	2 Abtauung HXODU durch FAN
	3 Abtauung HXODU durch HXBH
	4 Abtauung HXODU durch HEL
1 Single HXBH	2 Abtauung HXODU durch FAN
	4 Abtauung HXODU durch HEL
2 Single HXODU	
3 Parallel HXBH HXODU	
4 Mix HXBH + HXODU	

Tabelle 4-3 Messphase 2 - Übersicht der definierten Szenarien sowie darin enthaltener Betriebsmodi

Nr	Beschreibung	Enthaltener MOD											
		00	01	02	03	04	10	20	12	14	30	40	
1	Heißer Sommer	X						X					
2	Sommer	X	X					X					X
3	Übergangszeit warm	X	X				X	X					X
4	Übergangszeit kalt	X	X	X				X	X			X	X
5	Winter	X		X	X	(X)	X		X			X	
6	Kalter Winter					X				X		X	

Messphase 2 – Ergebnisse Szenario 4

Nachfolgend wird beispielhaft ein Auszug des Szenario 4 „Übergangszeit kalt“ dargestellt. Dieses enthält die Betriebsmodi Abtauung HXODU durch FAN (MOD = 02), Single HXBH + Abtauung durch FAN (MOD = 12), Parallelbetrieb (MOD = 30) sowie Mischbetrieb (MOD = 40). Die Modi 01 und 20 sind im Auszug nicht enthalten.

In Abbildung 4-4 sind die einzelnen Konditionen dargestellt, sowie ganz unten der resultierende Betriebsmodus (grün) sowie der vorgesehene Betriebsmodus (braun). Die Abbildung 4-5 zeigt über den gleichen Zeitraum die Entwicklung von für die Volumenstromregelung relevanten Temperaturdifferenzen (obere drei Plots) sowie die Massenströme der Wärmepumpen primärseitig und der Quellen (unten). Der Ablauf des Szenarios wird nachfolgend chronologisch beschrieben.

Initiiert durch den Start der Wärmepumpenkaskade (CON1 = true sowie CON2 = true) zur Zeit 500 Sek schaltet die Quellenregelung aus dem Ruhemodus in den Heizmodus. Bedingt durch einen Versatz des Starts der beiden Wärmepumpen, startet die Quellenregelung jedoch anders als vorgesehen im HXBH Modus bei paralleler Abtauung der HXODU durch FAN. Hier tritt ein Fehlverhalten durch die gesetzten Modus-Mindestlaufzeiten auf, sodass die Anlage in einen nicht definierten Parallelbetrieb mit gleichzeitiger Abtauung HXODU durch FAN schaltet (MOD = 32), bis der Timer von MOD 02 abgelaufen ist. Folglich ist eine Einschränkung der Mindestlaufzeiten auf mögliche Moduswechsel vorzunehmen. Dieses Beispiel verdeutlicht das Vorgehen bei der Überprüfung und Korrektur des Regelungsalgorithmus.

Ist der MOD 30 erreicht, zeigt der Volumenstrom der WP 1 einen Einbruch (Abbildung 4-5, unten), Ursache ist das Schalten der in dieser Hydraulikversion benötigten 3/2-Wegeventile. Für den Feldtest entfällt dieses Verhalten. Ferner wird deutlich, dass die HXODU Förderpumpe für die Vorlaufdauer der WP Förderpumpen (120 Sek, bevor der Verdichter startet), mit fixem Sollwert gesteuert wird (Abbildung 4-5, unten, rote, blau). Erst dann startet der PI-Regler, der nach ca. 4 Minuten mit leichtem Überschwingen den Sollwert stabil erreicht. Es wird hier auf die Temperaturdifferenz zwischen WP 1 und HXODU geregelt (Abbildung 4-5, 3. Plot von oben). Da die in diesem Modus gesteuerte HXBH etwas mehr fördert als HP2, wird dies durch die HXODU mit einer negativen Abweichung kompensiert.

Zur Zeit 1500 Sek schaltet das System wie geplant in den Nebenmodus 02 Abtaugung HXODU durch FAN. Aufgrund des fehlenden Luft/Sole-WÜT ist das System in dieser Phase nicht in Betrieb. Der anfängliche Volumenstrom durch die Quellen ist für eine Konditionierung der Sole für den nachfolgenden Betriebsmodus vorgesehen.

Bei Wiederaufnahme des Heizbetriebs durch die HXBH wird die Abtaugung fortgeführt (MOD = 12). Der Zeitpunkt weicht jedoch von der Planung ab, was auf die Mindestpausenzeiten der realen Wärmepumpen zurückzuführen ist. Die Regelung der HXBH basiert hier auf oberer und unterer Temperaturdifferenzen der hydraulischen Weiche (Abbildung 4-5, 2. Plot von oben). Aufgrund des kurzen Zeitraums ist jedoch nur ein anfängliches Einschwingen erkennbar. Dennoch wird der Massenstrom bereits relativ gut angenähert. Durch Zuschalten der zweiten WP-Stufe schaltet das System erneut in MOD 30. Hier zeigt der PI-Regler der HXODU eine längere Einschwingphase.

Ab 2750 Sek ist der Mischbetrieb (MOD = 40) möglich (CON17 = true), dieser wird jedoch erst geschaltet, sobald die zweite WP-Stufe wieder abschaltet (Zeit 3000 Sek). Das Verhalten ist hier mit der Simulation synchron. Im Mischbetrieb wird die HXODU geregelt und die HXBH stufenweise gesteuert, um innerhalb eines Zielkorridors der Temperaturerhöhung (Austritt HXODU soll durch Beimischung HXBH + 1K erhöht werden) zu bleiben. Im vorliegenden Szenario wird der Sollwert der HXODU sehr schnell erreicht, wobei hier die Summe der Quellenmassenströme dem primärseitigen Massenstrom der WP 2 entspricht. Da sich die Temperaturerhöhung im Zielkorridor befindet (nicht dargestellt), ist keine Stufenanpassung der HXBH (Massenstromänderung) vorhanden. Auffällig ist, dass auch hier die HXODU für die Vorlaufdauer der WP Förderpumpen (120 Sek) gesteuert wird und erst dann PI-geregelt wird. Da jedoch die WP 2 bereits in Betrieb war, ist das Verhalten an dieser Stelle fehlerhaft. Für den Feldtest ist eine Anpassung erforderlich.

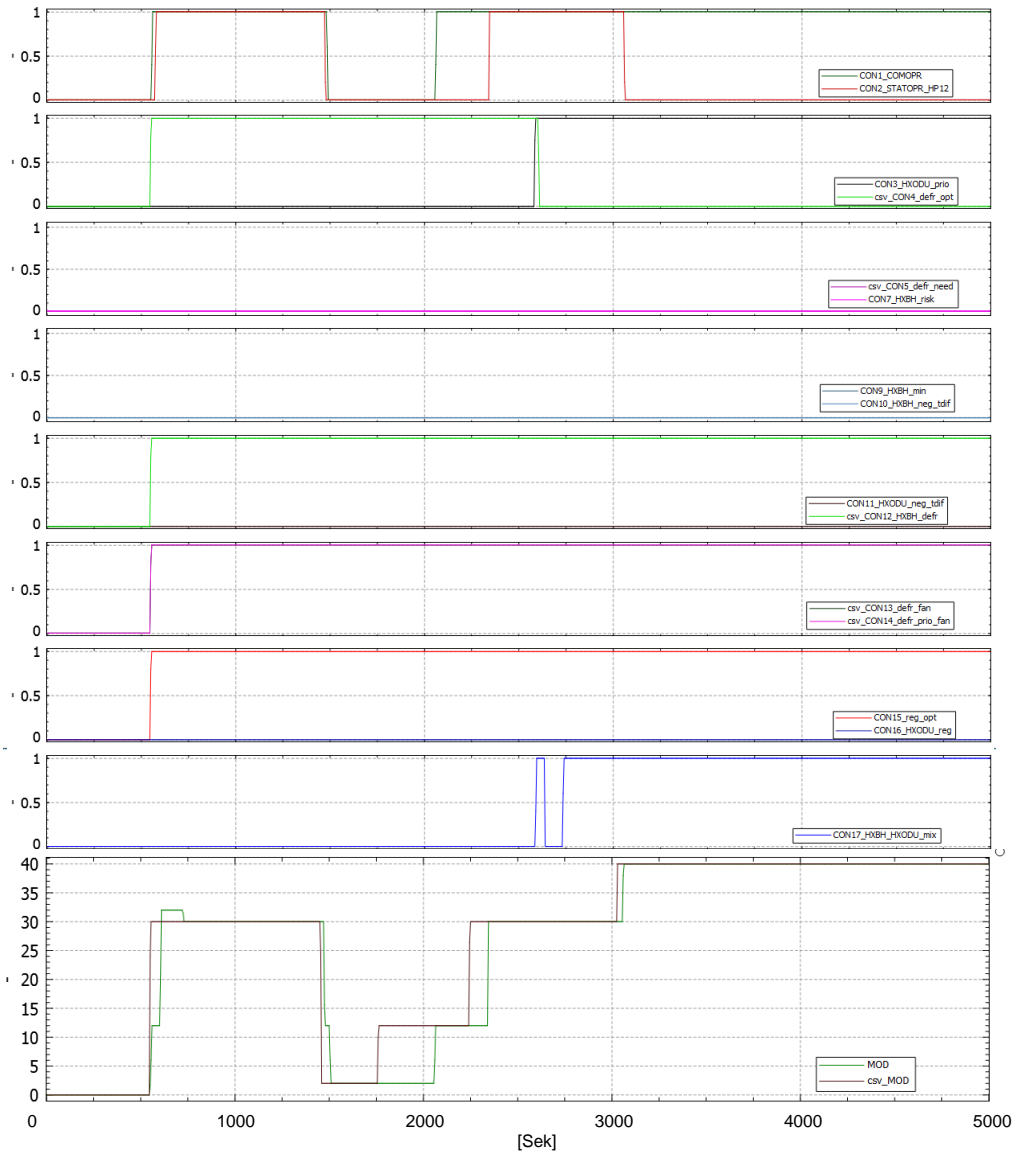


Abbildung 4-4 Aufgezeichnete Kontrolldaten zum Durchlauf des Szenario 4 (Übergangszeit kalt).
 Oben: Bedingungen (CON) 1 bis 17 als boolesche Werte (0 oder 1), Unten:
 Modus (MOD, grün) sowie geplanter Modus (csv_MOD, braun).

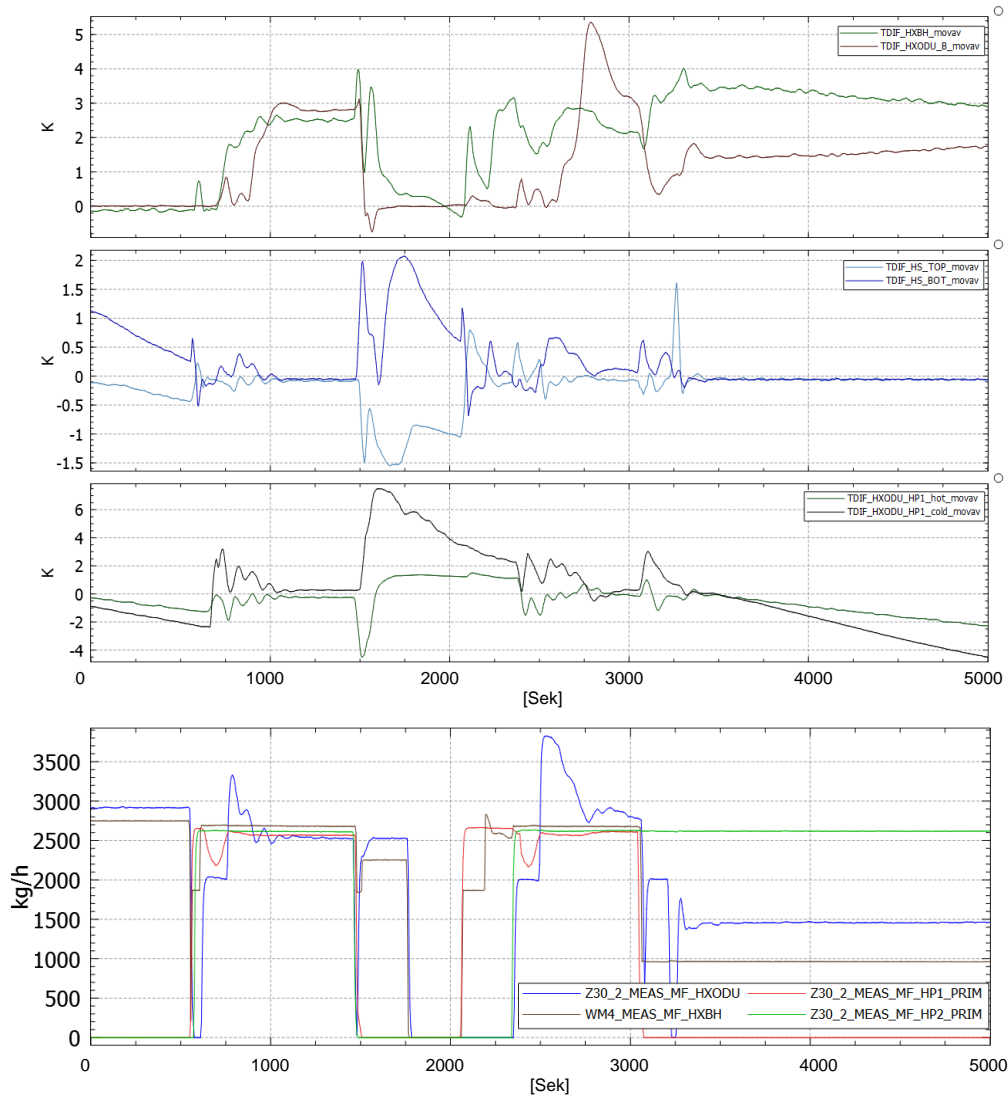


Abbildung 4-5 Über die Laufzeit aufgetragene Messwerte zur Beurteilung des Regelverhaltens der Pumpen in Szenario 4. Oben: Temperaturdifferenzen der Quellen (oben), der hydraulischen Weiche (mitte) bzw. zwischen Wärmepumpe 1 und HXODU (unten). Unten: Massenströme Wärmepumpen Primärseite sowie Quellen.

4.3 Anhang 3: Ergebnis der Literaturrecherche zum Einfluss des entstehenden Kondensats auf Wärmeübertrager

Um den Einfluss der hydrophoben bzw. hydrophilen Beschichtung zu untersuchen, hat Liu [99] die Benetzungseigenschaften von vier Wärmeübertragern erforscht. Die ersten zwei Wärmeübertrager wurden mit Plasma-Beschichtung so behandelt, dass sie hydrophile Eigenschaften aufweisen und somit der Kontaktwinkel für den ersten Wärmeübertrager 30° und für den zweiten 50° beträgt. Der dritte Wärmeübertrager hat nach der Beschichtung hydrophobe Eigenschaften und der Kontaktwinkel beträgt 110° . Der vierte Wärmeübertrager wurde nicht behandelt und weist einen Kontaktwinkel von 85° und einen Rückzugswinkel von 42° auf. Erwähnenswert ist, dass die Rückzugswinkel von allen drei behandelten Wärmeübertragern den Wert 0° aufweisen.

Entsprechend den Versuchsergebnissen ist die Reibung bei den ersten zwei Mustern (die hydrophilen Oberflächen) viel niedriger ist als bei den zwei anderen Mustern, weil f der Fanning-Faktor in Abhängigkeit der Reynolds-Zahl des Luftstroms dabei viel kleiner ist. Das kann dadurch erklärt werden, dass bei den hydrophilen Wärmeübertragern die Art der Kondensation eine Filmkondensation ist, während beim dritten und vierten Wärmeübertrager die Kondensation als Tropfenkondensation auftritt. Das bedeutet, dass die projizierte Fläche der Tropfen gegen den Luftstrom größer ist und das führt dazu, dass Brücken zwischen den Rippen gebildet werden und somit wird der Weg des Luftstroms gesperrt. Jedoch verringert sich der Colburn-Faktor j bei den beschichteten Wärmeübertragern nur geringfügig. Das heißt, dass durch die Verbesserung der Benetzung der Oberflächen der Wärmeübertragungskoeffizient nicht stark beeinflusst, aber der Druckverlust beträchtlich verringert wird. Dies hat eine niedrigere Leistung des Ventilators und somit einen geringeren Ventilatorgeräusch und eine höhere Luftgeschwindigkeit zur Folge.

Zur Bestimmung der Masse des entstehenden Kondensats wurden dieselben Wärmeübertrager unter dieselben Einsatzbedingungen aber mit zwei unterschiedlichen Luftgeschwindigkeiten untersucht. Beobachtet wurde, dass im Laufe der Zeit mehr Kondensat entsteht, bis die Masse des Kondensats so hoch ist, dass die Gravitations- und Stromkräfte die Oberflächenspannungen überwinden können. Ab einer bestimmten Zeit werden das Entstehen und der Abfuhr der Tropfen ausgeglichen und somit erreicht die Masse des Kondensats einen stationären Zustand.

Auf den hydrophilen Oberflächen entsteht weniger Kondensat, was auf die Filmkondensation zurückzuführen ist. Der Film ist hier dünner und viel einheitlicher; es werden keine Brücken geformt. Bemerkenswert ist es auch, dass bei diesen Oberflächen die Masse einen stationären Zustand schneller erreichen kann. Dies ist darauf zurückzuführen, dass auf den hydrophoben Oberflächen mehr Kondensat entsteht und das heißt, dass an derselben Abfuhrquote mehr Zeit benötigt wird, um einen Ausgleich zwischen Entstehen und Abfuhr des Kondensats zu erreichen. Außerdem entsteht weniger Kondensat bei höherer Luftgeschwindigkeit.

Um einen Zusammenhang zwischen der stationären Masse des Kondensats und Stromgeschwindigkeit bzw. latenten Wärmeübergang zu finden, wurden die vier Wärmeübertrager einmal mit konstantem latentem Wärmeübergang und einmal mit konstanter Reynolds-Zahl untersucht. Bemerkenswert ist, dass mit steigender Reynolds-Zahl weniger Kondensat entsteht, während bei höherem latentem Wärmeübergang, entsteht mehr Kondensat auf die Oberfläche des Wärmeübertragers. Dies kann dadurch begründet werden, dass wenn die Reynolds-Zahl und somit die Luftgeschwindigkeiten höher wird, erhöht sich auch die Scherung an Grenzfläche zwischen Luft und Flüssigkeit, Dies hat zur Folge, dass mehr Kondensat abgeführt wird. Andererseits wird der Film des Kondensats bei einem höheren latenten Wärmeübergangs dicker, welches mehr entstehendes Kondensat bedeutet.

4.4 Anhang 4: Hintergrundinformationen zu Abschnitt 2.2 Entwicklung eines Laborprüfverfahrens für dezentrale Lüftung (ISE, Viessmann)

4.4.1 Feuchte Luft – Sensitivitätsanalyse

Die feuchte Luft stellt sowohl für die zu vermessenden Lüftungsgeräte als auch für die Konditionierstrecken das zentrale Arbeitsmedium dar. Aus diesem Grund soll im Folgenden die Eigenschaften der Feuchten Luft im relevanten Wertebereich untersucht werden. Zunächst werden dazu die Grenzen des Wertebereiches festgelegt. Als wesentliche zu berücksichtigende Eigenschaften werden die Dichte, die Wärmekapazität sowie die kinematische Viskosität erachtet.

4.4.1.1 Eingrenzung des betrachteten Bereiches

Für die Eingrenzung des betrachteten Bereiches der Stoffdaten der Luft, welche durch die Lüftungsgeräte ausgetauscht und gefördert ergeben sich Vorgaben aus drei Bereichen.

Klima und Wetter

Innenraumkomfort in Wohnungen

Innenraumklima der Laborumgebung in der die Klimakammer errichtet werden soll

Aus diesen drei Klimaten ergibt sich ein maximaler Untersuchungsbereich, welcher in Punkto Temperatur und Feuchte folgendermaßen eingegrenzt werden kann:

Temperatur der Luft: $T = [-25; 40] \text{ } ^\circ\text{C}$

Absolute Feuchte: $X = [1; 18] \text{ g(H}_2\text{O)} \cdot \text{kg(trL)}$

Basierend auf den Normen und technischen Richtlinien wird für diese Arbeit der Referenzzustand nach Tabelle 2-5: Referenzzustand feuchte Luft festgelegt [60,101–103]. Zudem wird der Luftdruck anhand des Barometrischen Höhendruckes und der projizierten Wetterdaten für Freiburg im Breisgau nach dem Klimadatenmodell IPCC B1 für 2020 mithilfe von Meteonorm abgeschätzt [104]. Die barometrische Höhe wird mit 236 m angesetzt. Für die Luftzusammensetzung wurden die Daten und Annahmen von Jones [105] sowie die Projektion nach ISO 16000-26 [106] zugrunde gelegt.

Mithilfe der gleichen Quellen, welcher zur Definition des Referenzzustandes herangezogen wurden, wurde auch für den Luftdruck und die CO₂-Konzentration Grenzwerte definiert. Diese stellen sich folgendermaßen dar:

Luftdruck: $p_a = [97,0; 101,325] \text{ kPa}$

CO₂-Konzentration: $\hat{y}_{1+x}(\text{CO}_2) = [350; 1250] \text{ ppm}$

4.4.1.2 Dichte der Feuchten Luft

Ausgehend vom Referenzzustand aus Tabelle 2-5: Referenzzustand feuchte Luft ergibt sich unter Berücksichtigung der Zusammensetzung der trockenen Luft als Gemisch von mehreren Gasen, welche als ideale Gase betrachtet werden und dem Wasseranteil eine Referenzdichte $\rho_{\text{fl,ref}} = 1,1644781 \text{ kg(fL)} \cdot \text{m}^{-3}$. Im Folgenden wurden die vier berücksichtigten Einflussgrößen variiert, um abzuschätzen wie sich die Dichte der feuchten Luft verhält.

Fazit

Mit den vorausgegangenen Erkenntnissen kann folgendes festgehalten werden:

- 1.) Temperaturdifferenzen dürfen für die Dichte keines Falls vernachlässigt werden.
- 2.) Druckunterschiede sollten zumindest mithilfe eines sinnvollen ortsabhängigen mittleren Umgebungsdruck berücksichtigt werden. (Siehe Tabelle 2-5: Referenzzustand feuchte Luft)
- 3.) Der Einfluss der Feuchte sollte bei großen Feuchteänderungen (z.B. aktive Be- und Entfeuchtung) berücksichtigt werden. Ansonsten genügt ein Mittelwert der Zustandsänderung.
- 4.) Der Einfluss des CO₂-Gehaltes kann in diesem Rahmen generell vernachlässigt werden.

Anhang

4.4.1.3 Dichte in Abhängigkeit der Lufttemperatur

Für diese Betrachtung müssen die Einflüsse durch die Gemischzusammensetzung eliminiert werden. Um dies zu erreichen wurde die CO₂-Konzentration 350 ppm und die absolute Feuchte auf 0 g(H₂O)·kg(trL) gesetzt. Für den Luftdruck wurden 101,325 kPa angesetzt. Es resultiert ein betragsmäßig maximaler Dichtegradient von $-4,5 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \cdot \text{K}^{-1}$ Temperaturerhöhung und damit bezogen auf den Referenzwert eine maximale Abweichung $|\Delta\rho| < 0,26 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ (< 22 % in Bezug auf die Referenzdichte). Mit dem aus dem Folgenden erlangten Erkenntnissen für eine Erhöhung des Wasser- bzw. CO₂-Anteils und eine Reduktion des Luftdrucks stellt dieser Wert für die Abweichung einen Maximalwert dar.

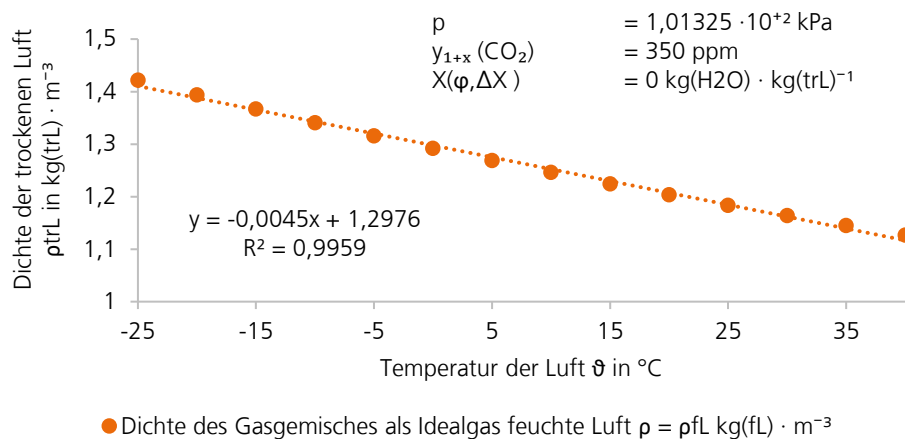


Abbildung 4-6: Temperaturabhängigkeit der Dichte der Luft

4.4.2 Dichte in Abhängigkeit der Feuchte

In einem weiteren Schritt wurde die Feuchte der Luft erhöht. Dabei lässt sich nach Abbildung 4-8 feststellen, dass die Temperaturabhängigkeit leicht gedämpft wird.

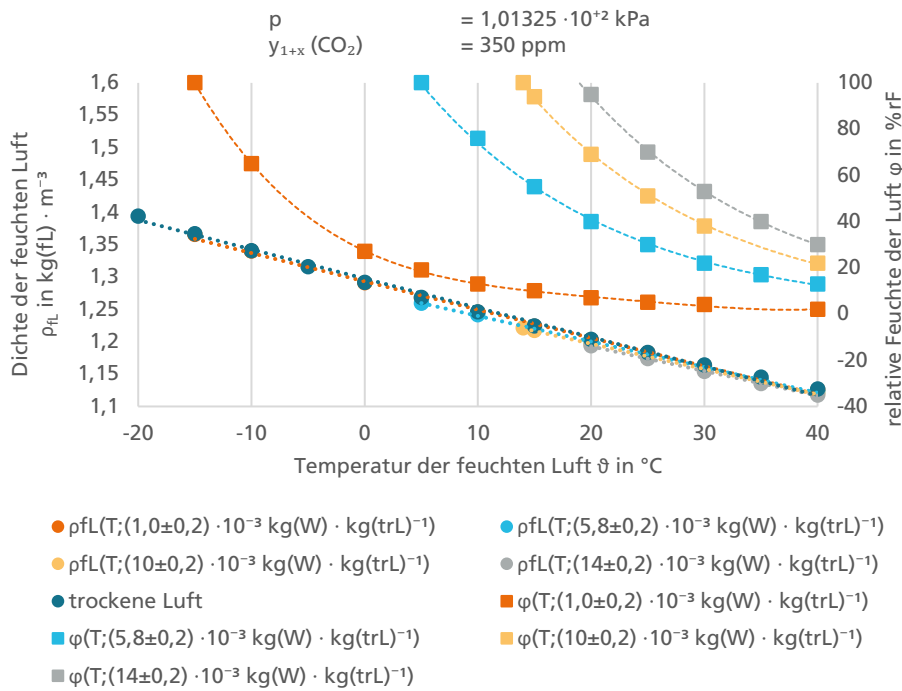


Abbildung 4-8: Temperaturabhängigkeit der feuchten Luft für unterschiedliche absolute Feuchten

Für die Feuchteabhängigkeit der Luftdichte kann unterschieden werden zwischen der Abhängigkeit von der relativen und absoluten Feuchte. Auch hier wird wieder von Luft mit einer CO₂-Konzentration von 350 ppm und einem Luftdruck von 101,325 kPa ausgegangen. Das Ergebnis beider Betrachtungsweisen ist, dass sich die Luftdichte der feuchten Luft bei konstanter Temperatur um $|\Delta\rho| < 0,031 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ ($< 2,7 \%$) ändert.

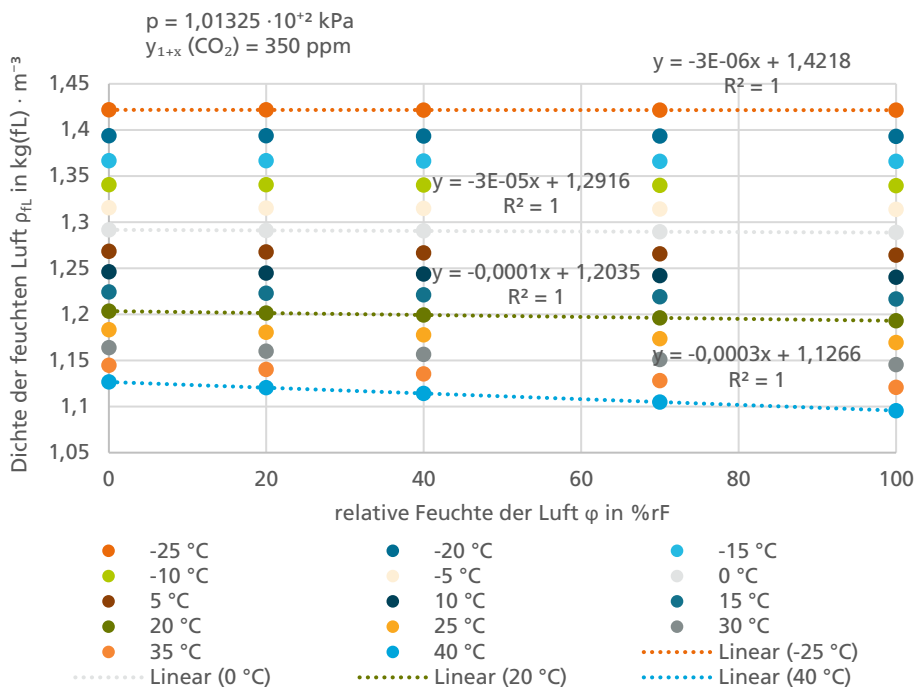


Abbildung 4-7: Abhängigkeit der Dichte der feuchten Luft über die relative Feuchte

Dabei bedeutet eine Erhöhung des Wasseranteils X oder der relativen Feuchte φ immer eine Reduktion der Dichte.

- Relative Feuchte: $< |-3 \cdot 10^{-4} \text{ kg(fL)} \cdot \text{m}^{-3} \cdot (\%rF\text{-Pkt})^{-1}|$
- Absolute Feuchte: $< |-7 \cdot 10^{-4} \text{ kg(fL)} \cdot \text{m}^{-3} \cdot \text{g}(\text{H}_2\text{O})^{-1} \cdot \text{kg}(\text{trL})|$

Dieses Verhalten lässt sich anhand der Gleichung 4-1 nach 107 für das „ideale Gas“ feuchte Luft begründen und ist in den Diagrammen Abbildung 4-8 und Abbildung 4-7 dargestellt.

$$\rho_{fL} = \frac{\xi_{trL} \cdot M_{trL} + \xi_{H_2O} \cdot M_{H_2O}}{V_m} = \frac{p}{R_{trL} \cdot T} \cdot \frac{1+X}{1 + \frac{R_{H_2O}}{R_{trL}} \cdot X} \quad 4-1$$

- M_{trL} Molare Masse der trockenen Luft, in $\text{g} \cdot \text{mol}(\text{trL})^{-1}$
- M_{H_2O} Molare Masse von Wasser, in $\text{g} \cdot \text{mol}(\text{H}_2\text{O})^{-1}$
- ξ_{trL} Massenanteil trockener Luft, in $\text{g}(\text{trL}) \cdot \text{g}(\text{fL})^{-1}$
- ξ_{H_2O} Massenanteil Wasser, in $\text{g}(\text{H}_2\text{O}) \cdot \text{g}(\text{fL})^{-1}$
- V_m molares Volumen idealer Gase, in $V_m = 22,413962(13) \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{mol}^{-1}$ für $T=273,15 \text{ K}$ und $p = 101,325 \text{ kPa}$ [108]
- T Temperatur Luft auf der Innenseite, in K
- R_{trL} ideale Gaskonstante der trockenen Luft, in $R_{trL} = 0,287 \text{ kJ} \cdot \text{kg}(\text{trL})^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ berechnet nach den Gaskonstanten der Luftbestandteile gewichtet nach deren Massenanteilen nach 105 [105]
- R_{H_2O} ideale Gaskonstante von Wasser, $R_{H_2O} = 0,4615 \text{ kJ} \cdot \text{kg}(\text{H}_2\text{O})^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ [109]

Zum einen ist das Wassermolekül mit seinen $18,0153 \text{ g} \cdot \text{mol}(\text{H}_2\text{O})^{-1}$ leichter als die Moleküle der drei hauptsächlich trockenen Luftbestandteile Stickstoff, Sauerstoff und

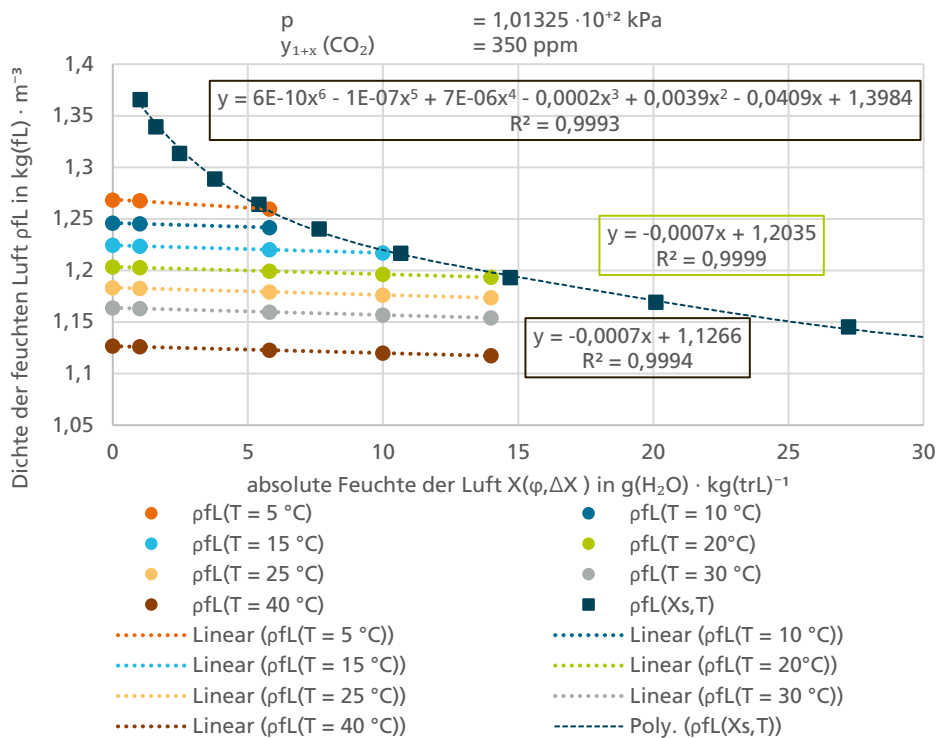


Abbildung 4-9: Abhängigkeit der Dichte der feuchten Luft über die absolute Feuchte

Kohlendioxid womit eine Erhöhung von ξ_{H_2O} zu einer leichteren Dichte führen muss. Zum

anderen wird durch eine Erhöhung von X im zweiten Teil der Formel Nennen zunehmend größer als der Zähler.

Anhang

5 References

- [1] X. Guo, Y. Chen, W.-H. Wang, C.-Z. Chen, Experimental study on frost growth and dynamic performance of air source heat pump system, *Applied Thermal Engineering* 28 (2008) 2267–2278. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.01.007>.
- [2] X. Liping, G. Xianmin, X. Zhen, Experimental Study of Frost Growth Characteristics on Surface of Fin-tube Heat Exchanger, *Energy Procedia* 105 (2017) 5114–5121. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.03.1039>.
- [3] L. Zhang, Y. Jiang, J. Dong, Y. Yao, S. Deng, An experimental study of frost distribution and growth on finned tube heat exchangers used in air source heat pump units, *Applied Thermal Engineering* 132 (2018) 38–51. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.12.047>.
- [4] D.L. da Silva, C.J. Hermes, Optimal defrost cycle for air coolers revisited: A study of fan-supplied tube-fin evaporators, *International Journal of Refrigeration* 89 (2018) 142–148. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2018.02.009>.
- [5] S. Jhee, K.-S. Lee, W.-S. Kim, Effect of surface treatments on the frosting/defrosting behavior of a fin-tube heat exchanger, *International Journal of Refrigeration* (2002) 1047–1053.
- [6] M. Song, S. Deng, C. Dang, N. Mao, Z. Wang, Review on improvement for air source heat pump units during frosting and defrosting, *Applied Energy* 211 (2018) 1150–1170. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.12.022>.
- [7] M. Song, C. Dang, Review on the measurement and calculation of frost characteristics, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 124 (2018) 586–614. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.03.094>.
- [8] M. Song, G. Gong, N. Mao, S. Deng, Z. Wang, Experimental investigation on an air source heat pump unit with a three-circuit outdoor coil for its reverse cycle defrosting termination temperature, *Applied Energy* 204 (2017) 1388–1398. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.01.068>.
- [9] D. Günther, M. Miara, R. Langner, S. Helmling, J. Wapler, WP Monitor: Feldmessung von Wärmepumpenanlagen, Freiburg, 2014.
- [10] J. Metz, D. Günther, T. Helling, C. Bongs, Experimentelle Versuche zu Ver- und Enteisung am Luft/Sole-Wärmeübertrager, in: C. Haberstroh, M. Kauffeld, M. Miara (Eds.), *DKV Tagungsbericht / Deutsche Kälte- und Klimatagung 2020 online*, first. Auflage, Deutscher Kälte- u. Klimatechnischer Verein, Hannover, 2021, AA IV.08.
- [11] Joint Committee for Guides in Metrology, Evaluation of measurement data: Guide to the expression of uncertainty in measurement, 2008.
- [12] J.H. Zhu, Y.Y. Sun, W. Wang, S.M. Deng, Y.J. Ge, L.T. Li, Developing a new frosting map to guide defrosting control for air-source heat pump units, *Applied Thermal Engineering* 90 (2015) 782–791. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.06.076>.
- [13] Metz, J. (2024): Entwicklung und experimentelle Analyse eines Mehrquellen-Wärmepumpensystems aus Erdreich und Außenluft. Dissertation an der Universität Freiburg. DOI: <https://doi.org/10.24406/publica-2652>
- [14] J. Dong, S. Deng, Y. Jiang, L. Xia, Y. Yao, An experimental study on defrosting heat supplies and energy consumptions during a reverse cycle defrost operation for an air source heat pump, *Applied Thermal Engineering* 37 (2012) 380–387. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.11.052>.
- [15] M. Qu, L. Xia, S. Deng, Y. Jiang, A study of the reverse cycle defrosting performance on a multi-circuit outdoor coil unit in an air source heat pump – Part I: Experiments, *Applied Energy* 91 (2012) 122–129. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2011.08.034>.
- [16] Q. Haijie, L. Weizhong, D. Bo, Z. Zhihai, Z. Weiyong, Experimental study of the characteristic of frosting on low-temperature air cooler, *Experimental Thermal and Fluid Science* 55 (2014) 106–114. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2014.02.021>.

- [17] B. Zakrzewski, Optimal defrost cycle for the air cooler, *International Journal of Refrigeration* 7 (1984) 41–45. [https://doi.org/10.1016/0140-7007\(84\)90051-3](https://doi.org/10.1016/0140-7007(84)90051-3).
- [18] M. Birk, Dynamische Modellierung eines Sole-Luft-Wärmeübertragers unter Berücksichtigung des Frostverhaltens und der Enteisung. Masterarbeit, 2019.
- [19] M. Birk, J. Metz, Simulation eines Luft/Sole Wärmeübertragers unter trockenen und feuchten Bedingungen, in: DKV-Tagung 2019, Ulm.
- [20] F. Breque, M. Nemer, Modeling of a fan-supplied flat-tube heat exchanger exposed to non-uniform frost growth, *International Journal of Refrigeration* 75 (2017) 129–140. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2016.12.012>.
- [21] F. Brèque, M. Nemer, Frosting modeling on a cold flat plate: Comparison of the different assumptions and impacts on frost growth predictions, *International Journal of Refrigeration* 69 (2016) 340–360. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2016.06.010>.
- [22] Modelica, Modelica Association, 2019.
- [23] Michael Wetter, Modelica, Buildings Library, 2019.
- [24] L. Berlinger, M. Imholz, M. Albert, B. Wellig, K. Hilfiker, LOREF: Luftkühler-Optimierung mit Reduktion von Eis- und Frostbildung: Teil 1: Theoretische und experimentelle Untersuchungen, Luzern, Schweiz, 2008.
- [25] Deutsches Institut für Normung e.V., Solarenergie - Thermische Sonnenkollektoren - Prüfverfahren, Beuth Verlag, Berlin, 2018.
- [26] J. Shin, S. Ha, The effect of hydrophilicity on condensation over various types of fin-and-tube heat exchangers, *International Journal of Refrigeration* 25 (2002) 688–694. [https://doi.org/10.1016/S0140-7007\(01\)00065-2](https://doi.org/10.1016/S0140-7007(01)00065-2).
- [27] T. Haselwander, Auslegung, Aufbau und experimentelle Funktionsprüfung einer Hydraulik für eine kombinierte Außenluft- und Erdreich-Wärmezufuhr in Wärmepumpenkaskaden. Masterarbeit, 2020.
- [28] S. Fichtner, Weiterentwicklung der Quellensteuerung einer Wärmepumpenanlage mit kombinierter Wärmebereitstellung aus Außenluft und Erdreich. Masterarbeit, Darmstadt.
- [29] Sechste Allgemeine Verwaltungsvorschrift zum Bundes-Immissionsschutzgesetz: Technische Anleitung zum Schutz gegen Lärm: TA Lärm, 1998.
- [30] VDI Verein Deutscher Ingenieure e.V., VDI 4640 Blatt 2: Thermische Nutzung des Untergrunds - Erdgekoppelte Wärmepumpenanlagen, 2019.
- [31] T. Sliwa, M. Rosen, Natural and Artificial Methods for Regeneration of Heat Resources for Borehole Heat Exchangers to Enhance the Sustainability of Underground Thermal Storages: A Review, in: *Sustainability*, pp. 13104–13125.
- [32] R. Wagner, T. Weisskopf, Erdsondenpotenzial in der Stadt Zürich: Schlussbericht, Zürich, 2014.
- [33] Modelica Association, Modelica Libraries: Open-Source Libraries, 2023. <https://modelica.org/libraries.html> (accessed 20 February 2023).
- [34] Modelica Association, Package Modelica: Modelica Standard Library - Version 3.2.3, 2018. <https://doc.modelica.org/Modelica%203.2.3/Resources/help-MapleSim/index.html> (accessed 12 March 2023).
- [35] Lawrence Berkeley National Laboratory, Modelica Buildings library, 2023. <https://simulationresearch.lbl.gov/modelica/> (accessed 20 February 2023).
- [36] RWTH Aachen, AixLib, 2022. <https://github.com/RWTH-EBC/AixLib> (accessed 12 March 2023).
- [37] D. Picard, L. Helsen, Advanced Hybrid Model for Borefield Heat Exchanger Performance Evaluation, an Implementation in Modelica, in: 10th International Modelica Conference, Lund, Sweden, Linköping University Electronic Press, 2014, pp. 857–866.
- [38] A. Laferrière, M. Cimmino, D. Picard, L. Helsen, Development and validation of a full-time-scale semi-analytical model for the short- and long-term simulation of vertical geothermal bore fields, *Geothermics* 86 (2020) 101788. <https://doi.org/10.1016/j.geothermics.2019.101788>.

- [39] Viessmann Werke GmbH & Co. KG, Viessmann Vitocal Planungsanleitung: Sole/Wasser- und Wasser/Wasser-Wärmepumpe ein- und 2-stufig, Allendorf, 2019.
- [40] D. Wolff, P. Teuber, J. Budde, K. Jagnow, Felduntersuchung: Betriebsverhalten von Heizungsanlagen mit Gas-Brennwertkesseln, Wolfenbüttel, 2004.
- [41] M. Lämmle, C. Bongs, J. Wapler, D. Günther, S. Hess, M. Kropp, S. Herkel, Performance of air and ground source heat pumps retrofitted to radiator heating systems and measures to reduce space heating temperatures in existing buildings, *Energy* 242 (2022) 122952. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.122952>.
- [42] Deutsches Institut für Normung e.V., Energieeffizienz von Gebäuden: Berechnung des Energiebedarfs für Heizung und Kühlung, Beuth Verlag, Berlin, 2008.
- [43] J. Remund, Accuracy of Meteoronorm (7.1.6.14035): A detailed look at the model steps and uncertainties, Köln, 2015.
- [44] Grossi, I., Dongellini, M., Piazzini, A. & Morini, G. L., Dynamic modelling and energy performance analysis of an innovative dual-source heat pump system., in: *Applied Thermal Engineering*, pp. 745–759.
- [45] V. Plenk, Grundlagen der Automatisierungstechnik kompakt, Wiesbaden, 2019.
- [46] PyPI: wetterdienst 0.55.1; <https://pypi.org/project/wetterdienst>, 2023.
- [47] PyPI: APScheduler 3.10.1; <https://pypi.org/project/apscheduler>, 2023.
- [48] IMST-ART v4.00 Verfügbar: Advanced Refrigeration Technologies; http://www.imst-art.com/?page_id=128, Technical University of Valencia, Online Institute for Energy Engineering, 2021.
- [49] Gustafsson, O., Lindeblom, E., Walfridson, T., Falk, A. & Haglund Stignor, C., Alternative test methods, declaration of capacity and test of heat pumps in multiple climates zones: A Nordsyn study on heat pumps in the context of Ecodesign and Energy labelling, Copenhagen: Nordic Council of Ministers., 2020.
- [50] U. Fritsche, H. Greß, Kurzstudie: Der nichterneuerbare kumulierte Energieverbrauch und THG-Emissionen des deutschen Strommix im Jahr 2021 sowie Ausblicke auf 2030 und 2050, Darmstadt, 2022.
- [51] U. Fritsche, H. Greß, Kurzstudie: THG-Emissionen und nichterneuerbarer Primärenergieverbrauch des deutschen Erdgasmix im Jahr 2019 und 2020 sowie Ausblick auf 2030, Darmstadt, 2021.
- [52] N. Carbonare, T. Pflug, C. Bongs, A. Wagner, Comfort-oriented control strategies for decentralized ventilation using co-simulation, in: *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, p. 32018.
- [53] N. Carbonare, H. Fugmann, N. Asadov, T. Pflug, L. Schnabel, C. Bongs, 2020. Simulation and Measurement of Energetic Performance in Decentralized Regenerative Ventilation Systems. *Energies* 13, 6010. <https://doi.org/10.3390/en13226010>.
- [54] N. Carbonare, Occupant-centered control strategies for decentralized residential ventilation. Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe, 2021.
- [55] P. Gateau, P. Namy, N. Huc, Comparison between Honeycomb and Fin Heat Exchangers, Comsol conference (2011).
- [56] Deutsches Institut für Normung e.V., European Committee for Standardization, Lüftung von Gebäuden – Leistungsprüfungen von Bauteilen/Produkten für die Lüftung von Wohnungen – Teil 8: Leistungsprüfung von mechanischen Zuluft- und Ablufteinheiten ohne Luftführung (einschließlich Wärmerückgewinnung); Deutsche und Englische Fassung prEN 13141-8:2021, Beuth Verlag GmbH, Berlin 91.140.30, 2021. <https://www.beuth.de/de/norm-entwurf/din-en-13141-8/329020813> (accessed 6 April 2021).
- [57] Deutscher Wetterdienst, CDC OpenData, 2020. https://opendata.dwd.de/climate_environment/CDC/.
- [58] N. Carbonare, T. Pflug, C. Bongs, A. Wagner, Simulative study of a novel fuzzy demand controlled ventilation for façade-integrated decentralized systems in renovated residential buildings, *Science and Technology for the Built Environment* 26 (2020) 1412–1426. <https://doi.org/10.1080/23744731.2020.1797442>.

- [59] B. Boser, I. Guyon, V. Vapnik, A Training Algorithm for Optimal Margin Classiers, COLT '92: Proceedings of the 5th annual workshop on Computational learning theory (1992). <https://doi.org/10.1145/130385.130401>.
- [60] Deutsches Institut für Normung e.V., European Committee for Standardization, Eingangsparemeter für das Raumklima zur Auslegung und Bewertung der Energieeffizienz von Gebäuden – Raumluftqualität, Temperatur, Licht und Akustik; Deutsche Fassung EN 15251:2007, Beuth Verlag GmbH, Berlin 91.140.01, 2012 (accessed 22 November 2021).
- [61] Deutsches Institut für Normung e.V., Energetische Bewertung von Gebäuden – Lüftung von Gebäuden – Teil 1: Eingangsparemeter für das Innenraumklima zur Auslegung und Bewertung der Energieeffizienz von Gebäuden bezüglich Raumluftqualität, Temperatur, Licht und Akustik – Modul M1-6; Beuth Verlag GmbH, Berlin 91.120.10; 91.140.01, 2022. <https://www.beuth.de/de/norm/din-en-16798-1/349622591> (accessed 8 June 2022).
- [62] S. Auerswald, A holistic evaluation method for decentralized ventilation systems, in: 39th AIVC Conference "Smart Ventilation for Buildings", Antibes Juan-Les-Pins (F), 2018.
- [63] S. Auerswald, A holistic evaluation method for decentralized ventilation systems: 39th AIVC - 7th TightVent & 5th venticool Conference Smart ventilation for buildings, Antibes, Frankreich, 2018.
- [64] S. Auerswald, F. Pfaff, C. Hörberg, T. Pflug, VORUNTERSUCHUNG: Teststand für HEAVEN AP 2.2, unveröffentlicht, 2019.
- [65] F. Dr.-Ing. Coydon, Holistic evaluation of conventional and innovative ventilation systems for the energy retrofit of residential buildings. Dissertation, Karlsruhe, 2015.
- [66] Deutsches Institut für Normung e.V., European Committee for Standardization, Wärmeaustauscher - Prüfverfahren zur Bestimmung der Leistungskriterien von Luft/Luft- und Luft/Abgas-Wärmerückgewinnungsanlagen; Deutsche Fassung EN 308:1997: DIN EN 308, 1st ed., Beuth Verlag GmbH, Berlin 27.060.30, 1997. <http://fhgonline.fhg.de/bibliotheken/ise/DINEN308Ju> (accessed 19 September 2017).
- [67] European Commission, Delegierte Verordnung (EU) Nr. 1254/2014 der Kommission - vom 11. Juli 2014 - zur Ergänzung der Richtlinie 2010/30/EU des Europäischen Parlaments und des Rates im Hinblick auf die Kennzeichnung von Wohnraumlüftungsgeräten in Bezug auf den Energieverbrauch: Verordnung (EU) 1254/2014, in: Amtsblatt der Europäischen Union, pp. 27–45.
- [68] Deutsches Institut für Normung e.V., European Committee for Standardization, Lüftung von Gebäuden - Leistungsprüfung von Bauteilen/Produkten für die Lüftung von Wohnungen- Teil 8: Leistungsprüfung von mechanischen Zuluft,, und Ablufteinheiten ohne Luftführung (einschließlich Wärmerückgewinnung) für ventilatorgestützte Lüftungsanlagen von einzelnen Räumen; Deutsche Fassung EN 13141-8:2014, 1st ed., Beuth Verlag GmbH, Berlin 91.140.30, 2014 (accessed 3 April 2018).
- [69] T. Röder, Energetische Bewertung der dezentralen kontrollierten Wohnraumlüftung in alternierender Betriebsweise: EwWalt Zwischenpräsentation, 2018.
- [70] Deutsches Institut für Normung e.V., European Committee for Standardization, Nationaler Anhang – National festgelegte Parameter – Eurocode 1: Einwirkungen auf Tragwerke – Teil 1-4: Allgemeine Einwirkungen - Windlasten, Beuth Verlag GmbH, Berlin 91.010.30. <https://www.beuth.de/de/norm/din-en-1991-1-4-na/134751904> (accessed 27 April 2023).
- [71] Deutsches Institut für Normung e.V., European Committee for Standardization, Eurocode 1: Einwirkungen auf Tragwerke – Teil 1-4: Allgemeine Einwirkungen – Windlasten; Deutsche Fassung EN 1991-1-4:2005 + A1:2010 + AC:2010, Beuth Verlag GmbH, Berlin 91.010.30, 2010. <https://www.beuth.de/de/norm/din-en-1991-1-4/127478352> (accessed 27 April 2023).

- [72] Deutsches Institut für Normung e.V., European Committee for Standardization, Nationaler Anhang – National festgelegte Parameter – Eurocode 1: Einwirkungen auf Tragwerke – Teil 1-4: Allgemeine Einwirkungen – Windlasten, Beuth Verlag GmbH, Berlin 91.010.30, 2023. <https://www.beuth.de/de/norm-entwurf/din-en-1991-1-4-na/361921345> (accessed 27 April 2023).
- [73] T. Dipl.-Ing. (FH) Özbiyik, Ringversuch zum Vergleich des Prüfverfahrens für dezentrale Lüftungsgeräte mit alternierender Ventilatorumdrehrichtung zwischen drei Prüfstellen zur energetischen Bewertung, Fraunhofer IRB Verlag, Stuttgart, 2017.
- [74] Fachverband Gebäude-Klima e. V., EwWalt – Energetische Bewertung der dezentralen kontrollierten Wohnraumlüftung in alternierender Betriebsweise: Abschlussbericht. Aktenzeichen SWD-10.08.18.7-16.32, Aachen, 2019.
- [75] S. Auerswald, Dezentrale Fassaden-Integrierte Wohnungslüftungsgeräte: Kombinierte Bewertung des erzielten Luftaustausches und der Energieeffizienz. Dissertation, Freiburg im Breisgau, 2023.
- [76] Deutsches Institut für Normung e.V., European Committee for Standardization, International Organization for Standardization, Wärmetechnisches Verhalten von Gebäuden – Bestimmung der Luftdurchlässigkeit von Gebäuden – Differenzdruckverfahren (ISO 9972:2015); Deutsche Fassung EN ISO 9972:2015, Beuth Verlag GmbH, Berlin 91.120.10, 2018. <https://www.beuth.de/de/norm/din-en-iso-9972/296830636> (accessed 16 November 2022).
- [77] C. Hörberg, Lüftungswirksamkeit und hygrothermische Behaglichkeit von alternierend arbeitenden fassadenintegrierten Lüftungsgeräten. Masterarbeit, Biberach, 2019.
- [78] R. Devineni, Ventilation Efficiency of Alternating Facade- integrated Ventilation Devices with Regenerative Heat Recovery System. Masterarbeit, Freiburg im Breisgau, 2021.
- [79] B. Bavia Bampi, Measurement and evaluation of the heat recovery efficiency of alternating façadeintegrated ventilation devices applying the Mixing-Chamber-Method. Masterarbeit, Freiburg im Breisgau, 2021.
- [80] European Commission, Review study on the Ecodesign and Energy Regulations on ventilation units: Final Task Reports, Delft, 2020.
- [81] T. Kuber, Energy Evaluation of Decentralized Ventilation Systems. Master's Thesis, Offenburg, 2014.
- [82] Apple Inc., Sonnhalde 117, 79104 Freiburg im Breisgau, Deutschland: Satellite view. © 2022 Apple Inc., OpenMapTiles; OpenStreetMap, 2022.
- [83] Apple Inc., Energy Smart Home Lab, Leonhard-Sohncke-Weg, 76131 Karlsruhe, Deutschland: Satellite view. © 2022 Apple Inc., OpenMapTiles; OpenStreetMap, 2022.
- [84] E. Mundt, H.M. Mathisen, Ventilation effectiveness, Rehva, Bruselas, 2004.
- [85] R. Agsten, T.P.D.-I. Hartmann, Raumweise Lüftungsgeräte in der Wohnungslüftung pro und contra, GI - Gebäudetechnik in Wissenschaft & Praxis 138 (2017) 210–215.
- [86] H. Prof. Huber, Pendellüfter: Einzelraum-Lüftungsgeräte mit Strömungsumkehr, 2016.
- [87] Deutsches Institut für Normung e.V., European Committee for Standardization, Energetische Bewertung von Gebäuden_- Lüftung von Gebäuden_- Teil_3: Lüftung von Nichtwohngebäuden_- Leistungsanforderungen an Lüftungs- und Klimaanlage und Raumkühlsysteme (Module M5-1, M5-4); Deutsche Fassung EN_16798-3:2017, 1st ed., Beuth Verlag GmbH, Berlin 16798-3, 2017. <http://perinorm-fr.redibw.de/volltexte/CD21DE14/2596017/2596017.pdf?> (accessed 19 February 2019).
- [88] FZI Forschungszentrum Informatik, KIT Energy Smart Home Lab, 2019. <https://organismarthome.fzi.de/index.php?id=labs&subID=kit> (accessed 19 June 2023).
- [89] Deutsches Institut für Normung e.V., Raumlüftungstechnik – Teil 6: Lüftung von Wohnungen – Allgemeine Anforderungen, Anforderungen an die Auslegung, Ausführung, Inbetriebnahme und Übergabe sowie Instandhaltung, Beuth Verlag GmbH, Berlin 91.140.30, 2019 (accessed 15 January 2020).

- [90] E.B. Nauman, B.A. Buffham, *Mixing in continuous flow systems*, Wiley, New York, 1983.
- [91] Deutsches Institut für Normung e.V., European Committee for Standardization, *Lüftung von Nichtwohngebäuden – Allgemeine Grundlagen und Anforderungen für Lüftungs- und Klimaanlageanlagen und Raumkühlsysteme*; Deutsche Fassung EN 13779:2007, 1st ed., Beuth Verlag GmbH, Berlin 91.140.30, 2007. <http://fhgonline.fraunhofer.de/bibliotheken/wkiist/DINEN13779-2007.pdf> (accessed 28 November 2017).
- [92] Fachverband Gebäude-Klima e. V., *Supplements to Preparatory Study on Residential Ventilation LOT 10: (i.e. mechanical ventilation units with fans < 125 W). FINAL DRAFT*, in: European Commission (Ed.), *COMMISSION STAFF WORKING DOCUMENT IMPACT ASSESSMENT: Accompanying the document Commission Regulation implementing Directive 2009/125/EC of the European Parliament and of the Council with regard to Ecodesign requirements for ventilation units and Commission Delegated Regulation implementing Directive 2010/30/EU of the European Parliament and of the Council with regard to energy labelling of ventilation units. {C(2014) 4517 final} {SWD(2014) 223 final}*, Brüssel, 07.07.2014.
- [93] A. Novoselac, J. Prof. Ph.D. Srebric, *Comparison of Air Exchange Efficiency and Contaminant Removal Effectiveness as IAQ Indices*, *ASHRAE Transactions* 109 (2003) 1–11.
- [94] A. Gunner, *Ventilation Units Review Study*, Commission Regulation (EU) No 1253/2014 + 1254/2014: The Danish Energy Agency's (DEA's) general comments concerning the topics presented at the 1st stakeholder meeting 29.5.2019 and the task 1-3 reports regarding the revision of Regulation 1253/2014 and 1254/2014. General comments regarding MISC, CTRL, Defrost and moisture., in: European Commission (Ed.), *Review study on the Ecodesign and Energy Regulations on ventilation units: Final Task Reports*, Delft, 25.09.2020.
- [95] M. Sandberg, M. Sjöberg, *The use of moments for assessing air quality in ventilated rooms*, *Building and Environment* 18 (1983) 181–197. [https://doi.org/10.1016/0360-1323\(83\)90026-4](https://doi.org/10.1016/0360-1323(83)90026-4).
- [96] E. Skåret, H.M. Mathisen, *VENTILATION EFFECTIVENESS - A GUIDE TO EFFICIENT VENTILATION*, *ASHRAE Transactions* (1983).
- [97] H. Herwig, *Wärmeübertragung A-Z: Systematische und ausführliche Erläuterungen wichtiger Größen und Konzepte*, twentieth ed., Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, s.l., 2000.
- [98] S. Kamps, *Untersuchungen und Herstellung von hydrophoben und superhydrophoben Beschichtungen zur Verbesserung des Wärmeübergangs durch dauerhafte Tropfenkondensation*. Dissertation, 2020.
- [99] L. Liu, A.M. Jacobi, 2009. *Air-Side Surface Wettability Effects on the Performance of Slit-Fin-and-Tube Heat Exchangers Operating Under Wet-Surface Conditions*. *Journal of Heat Transfer* 131, 051802. <https://doi.org/10.1115/1.2994722>.
- [100] T.P. Garvin (Ed.), *Fabrication, characterization, and wettability analysis of a microstructured hybrid hydrophobic/hydrophilic surface*, 2012.
- [101] Deutsches Institut für Bautechnik, *Merkblatt für die Antragstellung zur Erlangung einer allgemeinen bauaufsichtlichen Zulassung für Lüftungsgeräte*, *DIBt Mitteilungen* 40 (2009) 86–92. <https://doi.org/10.1002/dibt.200930023>.
- [102] T. Waltjen, W. Pokorny (Eds.), *Passivhaus-Bauteilkatalog: Ökologisch bewertete Konstruktionen = Details for passive houses a catalogue of ecologically rated constructions*, 2nd ed., Springer, Wien, New York, 2008.
- [103] H. Mirring, T. Busler, *Bericht WRG 375 DIBt: wrg375 Inventer iV12-Smart wrg375 Inventer iV12-Smart Bericht DIBt-LÜ-A-22-2-141217-mrkl*, München, 2014.
- [104] W. Weischet, W.D. Blümel, C. Borchardt, E. Löffler, E. Wirth, *Einführung in die Allgemeine Klimatologie: Physikalische und meteorologische Grundlagen*, sixth., überarbeitete Auflage, Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden, 1995.
- [105] F.E. Jones, *The air density equation and the transfer of the mass unit*, *J. RES. NATL. BUR. STAN.* 83 (1978) 419. <https://doi.org/10.6028/jres.083.028>.

- [106]Eesti Standardikeskus, European Committee for Standardization, International Organization for Standardization, Indoor air - Part 26: Sampling strategy for carbon dioxide (CO₂) (ISO 16000-26:2012), Eesti Standardikeskus, Tallin 13.040.20, 2012 (accessed 16 May 2018).
- [107]Verein Deutscher Ingenieure e.V., VDI Heat Atlas // VDI heat atlas: With 539 tables, second. ed., Springer-Verlag GmbH, Berlin, Heidelberg, 2010.
- [108]National Institute of Standards and Technology, molar volume of ideal gas (273.15 K, 101.325 kPa). <https://physics.nist.gov/cgi-bin/cuu/Value?mvolstd>.
- [109]J.R. Cooper, R.B. Dooley, Revised Release on the IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam: The revision only relates to the extension of region 5 to 50 MPa. IAPWS-IF97 (2007) 1–49.

Anhang
