

# Fassadenintegrierte modulare Split-Wärmepumpe für Neubau und Sanierung

FiTNeS

F. Ochs, W. Monteleone,  
C. Drexel, J. Fink, G. Bilgeri,  
M. Rothbacher, S. Breier,  
M. Elender, W. Winter

Berichte aus Energie- und Umweltforschung

**4/2024**

## **Impressum**

Medieninhaber, Verleger und Herausgeber:

Bundesministerium für Klimaschutz, Umwelt, Energie, Mobilität, Innovation und Technologie  
Radetzkystraße 2, 1030 Wien

Verantwortung und Koordination:

Abteilung für Energie- und Umwelttechnologien

Leiter: DI (FH) Volker Schaffler, MA

Autorinnen und Autoren:

Fabian Ochs, Willam Monteleone (Universität Innsbruck), Christof Drexel (Drexel reduziert), Jürgen Fink, Gordon Bilgeri (Drexel und Weiss), Mattias Rothbacher (Ingenieurbüro Rothbacher), Stephan Breier (Element), Markus Elender (IIG), Wolfgang Winter

Wien, 2023



# Fassadenintegrierte modulare Split-Wärmepumpe für Neubau und Sanierung

FiTNeS

Fabian Ochs, Willam Monteleone  
Universität Innsbruck

Christof Drexel  
Drexel reduziert

Jürgen Fink, Gordon Bilgeri  
Drexel und Weiss

Mattias Rothbacher  
Ingenieurbüro Rothbacher

Stephan Breier  
Element

Markus Elender  
IIG

Wolfgang Winter

Innsbruck, Februar 2023

Ein Projektbericht im Rahmen des Programms



des Bundesministeriums für Klimaschutz, Umwelt, Energie,  
Mobilität, Innovation und Technologie (BMK)



## **Vorbemerkung**

Der vorliegende Bericht dokumentiert die Ergebnisse eines Projekts aus dem Forschungs- und Technologieprogramm „Stadt der Zukunft“ des Bundesministeriums für Klimaschutz, Umwelt, Energie, Mobilität, Innovation und Technologie (BMK). Dieses Programm baut auf dem langjährigen Programm „Haus der Zukunft“ auf und hat die Intention, Konzepte, Technologien und Lösungen für zukünftige Städte und Stadtquartiere zu entwickeln und bei der Umsetzung zu unterstützen. Damit soll eine Entwicklung in Richtung energieeffiziente und klimaverträgliche Stadt unterstützt werden, die auch dazu beiträgt, die Lebensqualität und die wirtschaftliche Standortattraktivität zu erhöhen. Eine integrierte Planung wie auch die Berücksichtigung aller betroffener Bereiche wie Energieerzeugung und -verteilung, gebaute Infrastruktur, Mobilität und Kommunikation sind dabei Voraussetzung.

Um die Wirkung des Programms zu erhöhen, sind die Sichtbarkeit und leichte Verfügbarkeit der innovativen Ergebnisse ein wichtiges Anliegen. Daher werden nach dem Open Access Prinzip möglichst alle Projektergebnisse des Programms in der Schriftenreihe des BMK publiziert und elektronisch über die Plattform [www.NachhaltigWirtschaften.at](http://www.NachhaltigWirtschaften.at) zugänglich gemacht. In diesem Sinne wünschen wir allen Interessierten und Anwender:innen eine interessante Lektüre.

DI (FH) Volker Schaffler, MA, AKKM  
Leiter der Abt. Energie und Umwelttechnologien  
Bundesministerium für Klimaschutz, Umwelt, Energie,  
Mobilität, Innovation und Technologie (BMK)



## Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Kurzfassung</b> .....	<b>8</b>
<b>2</b>	<b>Abstract</b> .....	<b>10</b>
<b>3</b>	<b>Ausgangslage</b> .....	<b>12</b>
	3.1. Dekarbonisierung des Gebäudesektors.....	12
	3.2. Innovative Wärmeversorgung für effiziente Gebäude .....	13
	3.3. Trinkwarmwasserwärmepumpen.....	14
	3.4. Integration von aktiven Komponenten in Fassaden.....	15
	3.5. Problemstellung.....	16
<b>4</b>	<b>Projekthalt</b> .....	<b>18</b>
	4.1. Projektziele .....	18
	4.2. Methoden .....	19
<b>5</b>	<b>Ergebnisse</b> .....	<b>21</b>
	5.1. Modularisierung Split-Wärmepumpe .....	21
	5.1.1. Technisches Design der Wärmepumpe, allgemein .....	22
	5.1.2. Technisches Design fassadenintegriertes Außenteil .....	22
	5.1.3. Technisches Design RH-/TWW-Wärmepumpe.....	23
	5.2. Optimierung Außeneinheit / Verdampfer .....	24
	5.3. Test und Optimierung Kältekreis .....	30
	5.4. Kleinst-Wärmepumpe für Raumheizung und Trinkwarmwasser.....	40
	5.5. Virtuelle Demo .....	46
	5.5.1. Virtuelle Demo Rechenwegblock .....	46
	5.5.2. Virtuelle Demo Gutenbergstrasse .....	53
<b>6</b>	<b>Schlussfolgerungen</b> .....	<b>59</b>
<b>7</b>	<b>Ausblick und Empfehlungen</b> .....	<b>60</b>
<b>8</b>	<b>Verzeichnisse</b> .....	<b>61</b>



# 1 Kurzfassung

Für die Gebäude der Zukunft – sogenannte nZEBs nach EU-Gebäuderichtlinie (EPBD) – sowohl für Neubau als auch für die Sanierung, werden effiziente und kostengünstige Heizungstechnologien benötigt, welche flexibel mit erneuerbaren Energien (d.h. v.a. PV) betrieben werden können. Die Erwartungen an komfortables Innenklima (v.a. auch im Sommer) steigen, gleichzeitig muss die Effizienz im Gebäudebereich erheblich gesteigert werden. Wärmepumpen werden von den meisten Expert\*innen als eine der Schlüsseltechnologien im Gebäudebereich gesehen, jedoch ist v.a. im innerstädtischen Bereich und im verdichtenden Wohnungsbau die Erschließung von Wärmequellen stark limitiert. Am Markt sind entsprechend derzeit keine echten Alternativen zum Gasetagerät verfügbar. Die dadurch in der Sanierung häufig eingesetzten E-Boiler für Warmwasser sind im Sinne der Energiewende keine akzeptable Lösung und in Anbetracht steigender Strompreise auch zunehmend unter wirtschaftlichen Gesichtspunkten keine Alternative. Kompakte Wärmepumpen für Heizung bzw. Trinkwarmwasser werden benötigt um in kleinen Wohnungen Gasetagenboiler austauschen zu können. Häufig steht nicht mehr Platz zur Verfügung als der Gasetagenboiler eingenommen hat. Eine vielversprechende Lösung wären sogenannte Mini-Split-Wärmepumpen, weil diese aufgrund der extrem hohen Stückzahl zu geringen Preisen verfügbar sind. Wärmepumpen mit kleinen Leistungen (im Bereich unter 2,5 kW) könnten kompakt und kostengünstig ausgeführt werden und bieten damit neue Möglichkeiten. Eine tatsächliche Alternative stellen diese Systeme aber nur dar, wenn die Akzeptanz dafür durch verbessertes Design, architektonisch attraktive Integration in die Gebäudehülle und deutlich reduzierte Schallemissionen erhöht werden kann.

Im Rahmen des Projekts FitNeS wurden **modulare Luft-Wasser Split-Wärmepumpen mit sehr kompakten und leisen fassadenintegrierten Außeneinheiten** für Heizung und/oder Trinkwarmwasserversorgung (und optional Kühlung in Verbindung mit PV) entwickelt. Das Konzept zeichnet sich dadurch aus, dass es eine modulare Bauweise mit einem hohen Grad an Vorfertigung ermöglicht und damit eine optisch attraktive, ökonomische und ökologische Lösung vor allem für den thermisch sanierten Mehrgeschoßwohnbau darstellt. Auf Basis der technischen und nichttechnischen Randbedingungen wurden verschiedene Konzepte für fassadenintegrierten Außeneinheiten entwickelt und in Bezug auf Design, Fassadenkonstruktion, Zugänglichkeit (für Wartung), Bauphysik, Effizienz etc. bewertet. Es wurden dabei diverse Konzepte für verschiedene Verdampfer-Ventilatoranordnungen und Ventilator-Bauarten untersucht. Aus einer Vorauswahl wurden die besten Konzepte computergestützt (CAE, CFD) im Detail entwickelt und optimiert. Eines der wesentlichen Entwicklungsziele war die Minimierung der Schallemissionen durch eine optimierte Strömungsführung. Dafür wurden Funktionsmuster von kompakten, leisen und optisch attraktiven Außeneinheiten entwickelt und im Labor getestet. Als beste Variante wurde eine Konfiguration mit vertikalem Verdampfer mit vier parallel saugend angeordneten Axialventilatoren weiterentwickelt. Der Prototyp wurde mit einem attraktiven Design mit einer tiefgezogenen Kunststoff-Abdeckung ausgeführt und getestet.

Für den Kältekreis war die Vorgabe die Verwendung eines alternativen Kältemittels. Die Wahl fiel nach einem Screening auf R290 als natürliches Kältemittel mit sehr niedrigem GWP. Es hat gute thermodynamische Eigenschaften und ist für die Split-WP Anwendung geeignet, kostengünstig und es

ist keine Verknappung in Sicht. Ausschlaggebend für das Projekt war zudem die hohe Komponentenverfügbarkeit. Die zulässige Füllmenge von 150 Gramm bei Einsatz von R290 als Kältemittel stellt für eine Split-Wärmepumpe eine Herausforderung dar. Für die 1.5 KW Außenluft-Split Wärmepumpe kann die Grenze eingehalten werden. Es wurden Funktionsmuster für eine modulare Split-WP mit einer fassadenintegrierten Außeneinheit gebaut, und diese dann im Labor detailliert vermessen.

Mit dem Ziel eine hochwertige, minimalinvasive serielle Sanierung zu ermöglichen wurden Konzepte mit vorgefertigten Fassaden untersucht und weiterentwickelt. Gerade in den häufig vorkommenden kleinen Wohnungen ist häufig kein Platz für eine Innenaufstellung vorhanden und die Fassadenintegration ist damit eine Möglichkeit solche Sanierungslösungen überhaupt zu ermöglichen. Es wurden dafür mit einem ganzheitlichen und systematischen Ansatz die Aspekte der Bauphysik, der Effizienz, der Primärenergieeinsparung sowie der Praxistauglichkeit (z.B. Wartung) untersucht und optimiert, wobei die architektonische Gestaltung und ein ansprechendes Design im Vordergrund standen. Die Überprüfung der Einhaltung der Effizienz sowie der Behaglichkeitskriterien und der Raumluftqualität erfolgt durch umfangreiche dynamische Gebäude- und Anlagensimulationen mit durch die Labor-Experimente validierten Modelle. Die Umsetzung einer Testfassade mit einer fassadenintegrierten Außeneinheit ermöglichte Schnittstellen zu definieren und praktische Erfahrung bei der Installation zu sammeln. Die Fassade mit der Wärmepumpen-Außeneinheit wurde in einer sog. PASSYS Testzelle installiert und mit Sensoren ausgestattet. Funktionstests wurden durchgeführt.

Für zwei Demonstrationsgebäude wurden Sanierungsvarianten und Konzepte für den Einsatz der entwickelten Wärmepumpe für die Raumheizung, für die Trinkwassererwärmung und für den kombinierten Betrieb untersucht. Durch detaillierte Multi-Zonen Simulationen einer Wohnung in den Gebäuden wurden verschiedene Sanierungsvarianten gegenübergestellt. Ein wesentlicher Faktor für die Effizienz ist die von Art und Größe der Heizkörper abhängige Vorlauftemperatur. Für den zukünftigen Einsatz von Wärmepumpen im sanierten Geschoßwohnbau sind dafür einfache Auslegungs- und Dimensionierungswerkzeuge notwendig.

Die entwickelten Prototypen der dezentralen kompakten Wärmepumpen stellen einen wichtigen Schritt dar, die vielen Gasetagenboiler im Bestand auszutauschen. Die Verbesserung des Designs und Reduzierung der Schallemissionen durch Fassadenintegration der Wärmepumpen-Außeneinheiten wird die Akzeptanz für solche Lösungen stark erhöhen. Für einen breiten Einsatz ist die weitere Arbeit notwendig in Richtung Modularisierung der Komponenten, um flexible Konzepte sowohl für verschiedene Heizungsabgabesysteme als auch Trinkwassererwärmung umsetzen zu können. Weitere wichtige Aufgaben sind bautechnisch einfache Lösungen zur Kopplung der neuen Systeme an existierende Wärmeabgabesysteme (wie Radiatoren), und wettbewerbsfähige Installation durch bessere und verbreiterte Ausbildung von Kältetechnikern bzw. die kombinierte Ausbildung von Kältetechnik und Heizungstechnik.

Auf den Ergebnissen des Projekts FiTNeS baut das Projekt PhaseOut auf. Eine für die Trinkwassererwärmung optimierte Variante wird entwickelt, in einem Demonstrationsprojekt eingesetzt und mit alternativen Wärmepumpen-Systemkonzepten verglichen und bewertet. Die Entwicklung von Geschäftsmodellen für die ganzheitliche thermische Sanierung und den Ersatz von Gasthermen auf Basis der entwickelten dezentralen kompakten Wärmepumpe erfordert die Entwicklung von innovativen Wartungskonzepten.



## 2 Abstract

For the buildings of the future - so-called nZEBs according to the EU Buildings Directive (EPBD) - both for new buildings and for renovation, efficient and cost-effective heating technologies are needed that can be flexibly operated with renewable energies (i.e. mainly PV). Expectations for a comfortable indoor climate (especially in summer) are rising, and at the same time efficiency in the building sector must be increased significantly. Heat pumps are seen by most experts as one of the key technologies in the building sector, but the access to heat sources is very limited, especially in inner-city areas and in high-density urban areas. Accordingly, there are currently no real alternatives to decentral (storey or flat-wise) gas boilers available on the market. The E-boilers frequently used for hot water in renovation projects are not an acceptable solution in terms of the energy transition and, in view of rising electricity prices, are also increasingly not an alternative from an economic point of view. Compact heat pumps for heating and domestic hot water are needed to replace gas-fired boilers in small flats. Often, there is no more space available than the gas-fired boiler used to occupy.

A promising solution would be so-called mini-split heat pumps, because these are available at low prices due to the extremely high number of units. Heat pumps with small outputs (in the range of less than 2.5 kW) could be designed compactly and cost-effectively, thus offering new possibilities. However, these systems only represent a real alternative if their acceptance can be increased through improved design, architecturally attractive integration into the building envelope and significantly reduced noise emissions.

In the framework of the project FitNeS, **modular air-water split heat pumps with very compact and silent façade-integrated outdoor units** for heating and/or domestic hot water supply (and optional cooling in combination with PV) were developed. The concept is characterised by the fact that it enables modular construction with a high degree of prefabrication and thus represents a visually attractive, economical and ecological solution, especially for thermally renovated multi-storey residential buildings. Based on the technical and non-technical boundary conditions, various concepts for façade-integrated outdoor units were developed and evaluated in terms of design, façade construction, accessibility (for maintenance), building physics, efficiency, etc. Various concepts for different evaporator-fan configurations and fan types were investigated. From a pre-selection, the best concepts were developed in detail and optimised with the help of simulations (CAE, CFD). One of the main development goals was to minimise sound emissions through optimised flow guidance. For this purpose, functional models of compact, silent and visually attractive outdoor units were developed and tested in the laboratory. As the best variant, a configuration with a vertical evaporator with four parallel axial fans arranged with suction was further developed. The prototype was made with an attractive design with a deep-drawn plastic cover and tested.

The specification for the refrigeration circuit was the use of an alternative refrigerant. After screening, the choice fell on R290 as a natural refrigerant with a very low GWP. It has good thermodynamic properties and is suitable for split HP applications, is cost-effective and there is no shortage in sight. Another decisive factor for the project was the high component availability. The permissible charge of 150 grams when using R290 as a refrigerant is a challenge for a split heat pump. For the 1.5 KW outdoor split heat pump, the limit can be met. Functional samples for a modular split HP with a façade-integrated outdoor unit were built and then measured in detail in the laboratory.

With the aim of enabling high-quality, minimally invasive serial renovation, concepts with prefabricated façades were investigated and further developed. Particularly in the frequently occurring small flats, there is often no space for an indoor installation and façade integration is thus a possibility to make such renovation solutions possible at all. For this purpose, a holistic and systematic approach was used to investigate and optimise the aspects of building physics, efficiency, primary energy savings and practicality (e.g. maintenance), with a focus on architectural design and an appealing design. The verification of compliance with efficiency as well as comfort criteria and indoor air quality is carried out through extensive dynamic building and system simulations with models validated by the laboratory experiments. The implementation of a test façade with a façade-integrated outdoor unit made it possible to define interfaces and gain practical experience during installation. The façade with the heat pump outdoor unit was installed in a so-called PASSYS test cell and equipped with sensors. Functional tests were carried out.

For two demonstration buildings, renovation variants and concepts for the use of the developed heat pump for space heating, domestic hot water heating and combined operation were investigated. Detailed multi-zone simulations of a flat in the buildings were used to compare different renovation variants. An essential factor for efficiency is the flow temperature, which depends on the type and size of the radiators. Simple design and dimensioning tools are necessary for the future use of heat pumps in refurbished multi-storey residential buildings.

The developed prototypes of decentralised compact heat pumps represent an important step towards replacing the many gas floor-standing boilers in existing buildings. The improvement of the design and reduction of noise emissions through façade integration of the heat pump outdoor units will greatly increase the acceptance of such solutions. For widespread use, further work is necessary in the direction of modularising the components in order to be able to implement flexible concepts for different heating delivery systems as well as domestic hot water heating. Other important tasks are simple structural solutions for coupling the new systems to existing heat delivery systems (such as radiators), and competitive installation through better and broader training of refrigeration technicians or combined training of refrigeration and heating technology.

The PhaseOut project builds on the results of the FITNeS project. A variant optimised for DHW heating is being developed and will be used in a demonstration project and compared and evaluated with alternative heat pump system concepts. The development of business models for holistic thermal refurbishment and the replacement of gas boilers based on the developed decentralised compact heat pump requires the development of innovative maintenance concepts.

# 3 Ausgangslage

## 3.1. Dekarbonisierung des Gebäudesektors

Zukünftige Gebäude – sogenannte „nearly zero-energy buildings“ (nZEBs) nach der EU-Gebäuderichtlinie (EPBD) – haben einen sehr geringen Heizwärmebedarf sowie je nach Standort und Nutzungsprofil und Komfortanspruch einen gewissen Kühlbedarf. Die Erwartungen an komfortables Innenklima im Sommer steigen, gleichzeitig muss die Effizienz im Gebäudebereich erheblich gesteigert werden. Wärmepumpen werden von den meisten Experten\*innen als eine der Schlüsseltechnologie im Gebäudebereich für den Umstieg in ein nachhaltiges Energiesystem gesehen. Obwohl seit Jahren an Wärmepumpen und Wärmepumpensystemen geforscht und entwickelt wird, sind für den Austausch von Gaskesseln (Etagenheizung) sowie als Ersatz für die ineffizienten Elektro-Boiler bisher kaum Lösungen verfügbar und die wenigen am Markt erhältlichen Lösungen sind i.d.R. sowohl leistungsmäßig überdimensioniert, damit ineffizient, als auch zu teuer. Hingegen wären Wärmepumpen mit kleinen Leistungen (< 2,5 kW) kompakter und kostengünstiger und würden damit neue Möglichkeiten, insbesondere auch in der Sanierung bieten.

Aufgrund des hohen Aufwands einer Sanierung des Heizungssystems, welche mit einer Störung der Bewohner\*innen verbunden ist, wird insbesondere im Bereich der Mehrfamilienhäuser zunehmend häufig die Variante einer direktelektrischen Wärmeversorgung gewählt. Die aufwändige Wärmeverteilung von der Heizzentrale zu den Wohnungen, jedenfalls die Wärmeverteilung in der Wohnung und die ebenfalls aufwändige Abrechnung entfallen. Als Beispiele hierfür ist die Sanierung des Sillblock I<sup>1</sup> in Innsbruck durch die Innsbrucker Immobilien GmbH (IIG) zu nennen. Im Rahmen des Projekts Sinfonia wurden die drei Gebäudeteile saniert, aber es wird eine dezentrale elektrische Direktheizung eingesetzt. Die Warmwasserversorgung erfolgt mittels direkt elektrisch beheizter Boiler. Nicht immer ist eine Versorgung der Einzelwohnungen mit Gasleitungen oder gar anderen alternativen Energieträgern wirtschaftlich sinnvoll, wie dieser Fall zeigt.

Seit 2016 ist eine überwiegend elektrische Heizung nach OIB-6 wieder möglich. Eine Zunahme an Anbietern für IR-Heizungen (vgl. IG Infrarot) ist in den letzten Jahren festzustellen. Elektrische Heizungen und Trinkwarmwasser-Boiler sind jedoch aus thermodynamischer Sicht für die Wärmeversorgung nicht zu empfehlen.

In der Praxis haben sich in Österreich zwei wesentliche Grundtypen von Heizsystemen für sehr effiziente Gebäude gebildet: Heizung mit Wärmepumpen bzw. Wärmepumpenkompaktgeräten sowie Heizung mit Biomassekesseln unterstützt durch Solaranlagen. Wärmepumpen-Kompaktgeräte beinhalten eine Wärmerückgewinnung und eine kleine Fortluftwärmepumpe für die Heizung und die Brauchwassererwärmung. Bei der Heiz- bzw. Wärmepumpenleistung können grob zwei Klassen unterschieden werden: klassische Kompaktgeräte mit 1,4 kW bis um die 2 kW und „große“ Kompaktgeräte mit 4 bis zu 22 kW. Sowohl die Luftmengen (teilweise 200 bis 350 m<sup>3</sup>/h bzw. 500 bis 600 m<sup>3</sup>/h), als auch die Abmessungen der größeren Kompaktgeräte, liegen mit etwa 2 m / 1 m / 0,6 m für den Einsatz im Geschoßwohnbau deutlich zu hoch bzw. groß.

---

<sup>1</sup> [http://www.iig.at/leistungen/projekte/projekte-details/?tx\\_ttnews%5Btt\\_news%5D=591&cHash=bfe411e784a292d2573d50a65c386baf](http://www.iig.at/leistungen/projekte/projekte-details/?tx_ttnews%5Btt_news%5D=591&cHash=bfe411e784a292d2573d50a65c386baf)

## 3.2. Innovative Wärmeversorgung für effiziente Gebäude

Eine vielversprechende alternative Lösung sind sogenannte Mini-Split-Wärmepumpen, weil diese aufgrund der extrem hohen Stückzahl zu geringen Preisen verfügbar sind. Mini-Split Geräte bestehen aus einer Außeneinheit und einer Inneneinheit. Multi-Split-Geräte können mehrere Inneneinheiten mit einer Außeneinheit nutzen. Diese Außenluft-Wärmepumpen (in der Regel reversible Luft/Luft-Wärmepumpen mit getrenntem Kondensator und Verdampfer) arbeiten gebäudeseitig rein mit Umluft. Im Gegensatz zu Fortluft-Wärmepumpen sind Split-Geräte damit unabhängig vom hygienischen Luftwechsel. Im Winter hat jedoch die Außenluft als Quelle eine geringere Temperatur als die Fortluft. Split-Geräte werden mittlerweile von nahezu allen namhaften Firmen und Dank Inverter-Technologie mit hoher Effizienz angeboten.

Diese sogenannten „kanallosen“ Minisplit-Geräte stellen eine gute Nachrüstopption für Heizung und Kühlung für Gebäude dar. Sie können auch eine gute Wahl für Einzelräume sein in denen eine Erweiterung oder Installation einer Rohrverteilung nicht möglich oder unwirtschaftlich ist. Die erweiterte Komfortnachfrage führt zunehmend häufiger auch in Österreich zum Einsatz von aktiver Kühlung. Wie zahlreiche realisierte Projekte belegen, können sehr effiziente Wohngebäude in Mitteleuropa bei geeigneter Projektierung behagliche Temperaturbedingungen auch ohne aktive Kühlung einhalten. Unter ungünstigen Rahmenbedingungen, wenn beispielweise hohe und mit vertretbarem Aufwand kaum reduzierbare Lasten vorliegen, wenn sommerliche Fensterlüftungsstrategien (z.B. Verkehrslärm) nicht umsetzbar sind oder wenn extreme klimatische Bedingungen herrschen, können Systeme mit aktiver Kühlung eine zweckmäßige Ergänzung darstellen. Aufgrund des zunehmenden Anteils erneuerbaren Stroms v.a. im Sommer (PV) stellt Kühlung im Mehrgeschoßwohnbau kein energetisches Problem dar, zumindest wenn der Kühlbedarf gering bleibt. Mit einer reversiblen (umkehrbaren) Wärmepumpe in Verbindung mit PV ist für eine (auf Spitzenreduktion limitierte) Kühlung keine Zusatzinvestition notwendig und diese ist ökologisch tragbar. Eine Steigerung des Komforts kann zu einer verbesserten Akzeptanz dieser Systeme führen.

Bei Multi-Split-Geräten, bei denen eine Außeneinheit mit mehreren Inneneinheiten verbunden wird, können im Gegensatz zu Single-Split-Geräten an jedem Innengerät die im jeweiligen Raum gewünschte Temperatur eingestellt werden. Durch moderne Inverter- und Wärmepumpentechnik können die derzeit höchstmöglichen Effizienzwerte erreicht werden, wodurch Energie und Betriebskosten eingespart werden können. Hochwertige Geräte erlauben Be- und Entfeuchtung. Solche kostengünstigen (in Asien und USA weit verbreitet) Systeme haben sich bisher jedoch in Österreich noch nicht durchsetzen können. Neben ästhetischen Aspekten (unattraktive Inneneinheiten) und Vorbehalten aufgrund akustischer Beeinträchtigungen ist u.a. die fehlende Möglichkeit der Bewertung der Effizienz als Grund zu nennen. Die Regelung ist i.d.R. nicht optimiert für die Anwendung im Wohnbau, weil optimiert für Kühlung und nicht für Heizung. Kostengünstig und attraktiv können diese Systeme nur dann realisiert werden, wenn die Wärme- und Kälteverteilung im Gebäude intelligent und effizient erfolgt.

Wissenschaftliche Arbeiten zu Split-Wärmepumpen fokussieren meist auf die Simulation und Verbesserung von Regelungsstrategien, Feldtests zur Ermittlung der Effizienz und Bewertung im Vergleich zu herkömmlichen Systemen (vgl. [1–3]).

### 3.3. Trinkwarmwasserwärmepumpen

Trinkwarmwasser-Wärmepumpen (TWW-WP) stellen eine Möglichkeit zur effizienten Warmwasserbereitung, unabhängig von einem zentralen Heizungssystem, dar. Es kann grundsätzlich zwischen folgenden Bauarten unterschieden werden:

- Monoblock intern mit integriertem Standspeicher,
- Monoblock intern mit integriertem wandhängendem Speicher,
- Kältemittel-Split Geräte,
- TWW-WP mit separatem Speicher.

Die aktuell erhältlichen Geräte sind daher überwiegend für den Einsatz in Einfamilienhäusern oder anderen Anwendungen, in denen ein entsprechender Aufstellraum zur Verfügung steht, vorgesehen. Als häufigste Bauform ist die Monoblock TWW-WP mit integriertem Standspeicher anzutreffen. Als kompakte Bauformen, die grundsätzlich für Etagenwohnungen geeignet sind, kommen vermehrt wandhängende Lösungen und Split-Systeme auf den Markt. Die TWW-WP stellt eine Alternative zu den sehr kostengünstigen, aber ineffizienten Elektro-Boilern dar. Der Absatz von Brauchwasserwärmepumpen stieg von 2015 auf 2016 um 1,3 %, wobei im Jahr 2016 in Österreich insgesamt 5.556 Brauchwasserwärmepumpen verkauft wurden. Die Entwicklung ist damit unauffällig und folgt dem Trend der letzten Jahre bei dem es zu einer quasi Stagnation der Verkaufszahlen in diesem Marktsegment gekommen ist (Statistik Austria). Ein Grund dafür ist sicherlich, dass bei der Effizienz von TWW-WP noch deutliches Verbesserungspotential besteht.

TWW-WP stellen eine Möglichkeit zur effizienten Warmwasserbereitung, unabhängig von einem zentralen Heizungssystem, dar. In Wohngebäuden werden aktuell neben TWW-WP überwiegend die unten aufgezählten Systeme zur Warmwasserbereitung eingesetzt. Grundsätzlich lassen sich alle Speichersysteme, auch TWW-WP, durch Solarthermie ergänzen. Alternative Systeme zur dezentralen Trinkwarmwasserbereitung sind:

- Gas-Durchlauferhitzer, Elektro-Durchlauferhitzer (3-phasig)
- Direkt beheizte Speicher (Gas oder Elektro)
- Frischwasserstationen (zentral beheizt via Kessel, Solarthermie, Wärmepumpe)

TWW-WP bieten eine deutlich höhere Energieeffizienz als direkt elektrische Trinkwarmwasserbereiter und sind nicht von Brennstoffen abhängig, benötigen allerdings eine Wärmequelle (z.B. Umgebungsluft, Erdreich, Abluft, etc.). Im verdichtenden Wohnungsbau ist die Erschließung von Wärmequellen stark limitiert. Aus den Vor- und Nachteilen der TWW-WP, sowie den vorhandenen Alternativtechnologien, ergeben sich die bevorzugten Einsatzgebiete der TWW-WP. Vorteilhaft sind TWW-WP besonders in Einfamilienhäusern, da hier zum einen der nötige Aufstellungsraum vorhanden ist und die TWW-WP leicht in ein bestehendes Abluftsystem als Quelle integriert werden kann.

In unsanierten Gebäuden ist außerdem ein entsprechend großer Heizkessel vorhanden, der in der Regel mit Gas, Öl oder Biomasse befeuert wird. Das TWW wird in einem indirekten Speicher erwärmt und vorgehalten. Diese Systeme sind im Sommer sehr unwirtschaftlich, da der Kessel zum Nachladen des TWW-Speichers mindestens einmal täglich für kurze Zeit betrieben werden muss (Anfahr- und Auskühlverluste, Betrieb im nicht optimalen Niederlastbereich). Eine TWW-WP kann (ähnlich wie die Solarthermie) im Sommer die TWW-Erwärmung komplett übernehmen und der Kessel bleibt ausgeschaltet, so lässt sich ohne vollständige Sanierung und Austausch des Heizungssystems durch Nachrüstung einer TWW-WP eine Verbesserung der Energieeffizienz realisieren. Wärmepumpen für

Mehrfamilienhäuser werden z.B. im Rahmen des IEA HPT Annex 50 untersucht. Im verdichteten Wohnungsbau ist die Erschließung von Wärmequellen häufig stark limitiert (Erschließung Erdreich und Grundwasser nicht möglich). Luft-Wärmepumpen haben bei den hier hohen erforderlichen Leistungen eine zu geringe Effizienz und bei den entsprechend hohen notwendigen Luftmengen sind dann die Schallemissionen zu hoch. Für unsanierte Gebäude stellen Wärmepumpen derzeit noch keine wirkliche Alternative dar.

In Neubauten oder sanierten Gebäuden liegt die Motivation für den Einsatz einer TWW-WP im Wegfall der Gas- oder Ölheizungsanlage. Zusätzlich kann die TWW-WP mit dem vorhandenen Lüftungssystem gekoppelt werden und die Abluft als Wärmequelle genutzt werden. Ggf. kann die Wärmerückgewinnung bei der Lüftungsanlage entfallen und dadurch die Mehrkosten für die TWW-WP kompensiert werden. Aufgrund der relative hohen notwendigen Luftwechselrate kann es zu Komforteinbußen bei Abluft-WP kommen.

Dezentrale Wärmepumpen für die Trinkwarmwasserversorgung als sogenannte Boiler-Wärmepumpen existieren in einer Vielzahl am Markt. Diese nutzen entweder die Raumluft als Wärmequelle, die Abluft oder die Außenluft. Raumluft-WP entziehen dem Raum bzw. der Wohnung Energie, welche durch die Raumheizung bereitgestellt werden muss. Solche Systeme weisen generell eine geringe Gesamteffizienz auf und sind ungeeignet in Verbindung mit elektrischer Heizung und in Verbindung mit Split-Wärmepumpen. Abluft-Wärmepumpen nutzen die Enthalpie der Abluft und benötigen entsprechend eine zentrale Abluftanlage. Die Frischluft wird über (gezielte) Undichtheiten in der Gebäudehülle eingebracht. Im Vergleich zu einer mechanischen Zu- und Abluftanlage ist mit geringerer Luftqualität zu rechnen und häufig werden Komfortprobleme (Zugluft) bei Außentemperaturen unter etwa 10 °C berichtet. Diese Systeme können nicht in Verbindung mit einer mechanischen Lüftung mit Wärmerückgewinnung eingesetzt werden. Außenluft-Wärmepumpen als Kompaktgerät benötigen relative große Kanäle und Durchbrüche damit die Außenluft mit ausreichender Leistung zur Wärmepumpe gefördert werden kann. Auch existieren Wärmepumpen am Markt als sogenannte Kältemittelsplit-Wärmepumpen zur Trinkwarmwassererwärmung. Für die Trinkwarmwasserversorgung bietet sich aus thermodynamischer Sicht der überkritische Prozess mit CO<sub>2</sub> als Kältemittel, weil damit die für die Trinkwarmwasserversorgung aus hygienischen Gründen gewünschten hohen Temperaturen ohne Nachheizung erreichen lassen. Jedoch sind die Mehrkosten so hoch, dass sich solche Systeme derzeit nicht durchsetzen. Theoretisch können Trinkwarmwasser-Split-Wärmepumpen auch in ein Multisplit-System eingebunden werden (siehe Beschreibung oben).

Alle am Markt verfügbaren TWW-WP sind Speichersysteme. Die Wärmepumpen haben Wärmeleistungen im Bereich 0,5 kW bis 3 kW und können daher einphasig an das Stromnetz angeschlossen werden. Als Durchlauferhitzer sind TWW-WP nicht geeignet. Hierfür wären Kältekreise mit einer Wärmeleistung von mindestens 20 kW und entsprechende Quellsysteme nötig. Dies ist nicht wirtschaftlich darstellbar und außerdem würden die benötigten Komponenten keinen Platzvorteil gegenüber einem Speichersystem bieten.

### **3.4. Integration von aktiven Komponenten in Fassaden**

Im Projekt „SaLüH!“ (UIBK) [4] wurden Lösungen für die Sanierung im Mehrfamilienhaus auf Basis dezentraler Fortluft-Wärmepumpen entwickelt, welche in die Fassade integriert werden können. Dabei wurde auf Erfahrungen aus dem EU-Projekts iNSPIRe aufgebaut, innerhalb dessen verschiedene

fassadenintegrierte Technologien für die Anwendung in der Sanierung entwickelt und getestet wurden [5]. Auch im Projekt „HVACviaFacade“ [6] wurden verschiedene Konzepte zur Fassadenintegration von Technologien entwickelt. Im EU Projekt Sinfonia wurden [7] Konzepte entwickelt und bei der Umsetzung von Demonstrationsgebäuden getestet. Im IEA SHC Task 56 [8] wurden verschiedene solche Konzepte auf internationaler Ebene wissenschaftlich verglichen.

Die Eignung von vorgefertigten Holzfassadenelementen und innovativen Fassadensystemen für die energieeffiziente Sanierung von großvolumigen Geschoßwohnbauten wurde in Österreich und international bereits erfolgreich nachgewiesen und einige Pilotprojekte realisiert [9]. Vorgefertigte modulare Fassadensysteme stellen für die energieeffiziente Sanierung von Bauten eine zukunftssträchtige Technologie dar. Die Vorfertigung ermöglicht die Integration von Gebäudetechnik. Dazu zählen Systeme zur integrierten Energieerzeugung mittels erneuerbarer Energie ebenso wie solche, die intelligente Lösungen für die Integration von Komponenten zum Heizen, Kühlen und Lüften sowie der Wärme und Stromerzeugung.

### 3.5. Problemstellung

Für die Erreichung der Klimaschutzziele ist der Gebäudesektor entscheidend. Entsprechend fordert die europäische Gebäuderichtlinie (EPBD) sogenannte Niedrigstenergiegebäude (nZEBs = nearly zero-energy buildings) primär für den Neubau, aber auch in der Sanierung. Der geringe Restenergiebedarf dieser nZEBs soll zudem zu einem hohen Anteil mit erneuerbarer Energie versorgt werden. Dabei werden kostenoptimale Lösungen bezogen auf den Lebenszyklus gefordert. Kostengünstige Lösungen für eine hochwertige energetische Sanierung (Heizung und Trinkwarmwasser, sowie Lüftung) im Geschoßwohnungsbau sind jedoch kaum bzw. nicht verfügbar oder umsetzbar.

- Zentrale Systeme für Heizung und Warmwasser sind aus Kostengründen im Geschoßwohnungsbau im bewohnten Zustand nicht oder nur sehr schwer umsetzbar. Dies liegt häufig an der inhomogenen Wärmeversorgung der einzelnen Wohnungen (verschiedenste Typen an Einzelöfen, Elektroboiler, etc.), einer partiellen bzw. wohnungsweisen Sanierung, statt einer Gesamtsanierung, am Mangel an Aufstellräumen für zentrale Technik bzw. fehlendem Platz und mangelnde Statik für Technikschränke. Die Brandschutzvorschriften führen teilweise zu hohen Kosten bei zentralen Systemen.
- Derzeitig verfügbare dezentrale Lösungen schließen sich häufig auch aus, da in kleinen Wohnungen (im Durchschnitt etwa 65 m<sup>2</sup> mit teilweise sehr kleinem Bad/Küche) unzureichend Platz für dezentrale/wohnungsweise Systeme für die Heizung und Trinkwarmwasserversorgung vorhanden ist und die Grundrisse für die Aufstellung von Heizsystemen und für Heizleitungen häufig ungünstig sind. Eine Baustelle in der Wohnung im bewohnten Zustand wird nur selten akzeptiert.

Elektro-Boiler werden schon seit vielen Jahren dann eingesetzt, wenn ein zentrales TWW-System nicht möglich ist. Der Anteil liegt laut Statistik Austria bei rund 5 % (ähnliche Zahlen sind in Deutschland zu finden, vgl. Abb. 1.1). Aufgrund des hohen Aufwands einer Sanierung des Heizungssystems, welche mit einer Störung der Bewohner\*innen verbunden ist, wird insbesondere im Bereich der Mehrfamilienhäuser zunehmend häufig die Variante einer direktelektrischen Wärmeversorgung gewählt (siehe auch oben Ausgangssituation). Sowohl aus energetischer/thermodynamischer Sicht als

auch energiepolitischer Sicht ist aber ein Einsatz von E-Boilern nur in Ausnahmefällen zu empfehlen. Durch die Verwendung einer Wärmepumpe kann (bei einer Jahresarbeitszahl von 2) bei gleicher gelieferter Wärmemenge der notwendige Strombedarf halbiert werden. Damit reduzieren sich auch die Betriebskosten entsprechend.

Kritisch für die erfolgreiche Umsetzung sind neben den Systemkosten ein attraktives Design und v.a. die Vermeidung von Lärmstörungen. Für die Beurteilung von Lärmstörungen der Außeneinheiten existieren keine klaren gesetzlich festgelegten Grenzwerte. Für die Bemessung von Dauergeräuschen sollte grundsätzlich der Basispegel der vorherrschenden Umgebungsgeräuschsituation herangezogen werden. Der Basispegel beschreibt den immer wiederkehrenden Ruhepegel.

Auf Basis von Erfahrungswerten kann davon ausgegangen werden, dass der Basispegel in ruhigen Wohngebieten zur Nachtzeit (22 bis 6 Uhr) zwischen 20 und 25 dB(A) liegt. Um Belästigungen zu vermeiden, wurde aus lärmmedizinischer Sicht in ÖAL-Richtlinie Nr. 6/18 festgelegt, dass Dauergeräusche, wie die tieffrequenten Geräusche von Luftwärmepumpen, unter bzw. im Bereich des Basispegels liegen sollen. Aus diesem Grund ist ein Zielwert von maximal 25 dB(A) (Schalldruckpegel) für die Nachtzeit im Außenbereich anzustreben. Höhere Werte sind nur dann gerechtfertigt, wenn durch Messungen nachgewiesen wird, dass der Basispegel tatsächlich deutlich höher liegt.

Als größtes Hemmnis für den verbreiteten Einsatz von kleinen Split-Wärmepumpen bei wohnungsweiser Sanierung (d.h. dezentraler Verwendung von Wärmepumpen) sind daher zu nennen:

- fehlende Modularisierung und Fassadenintegration,
- die fehlende optische Attraktivität,
- fehlende Wartungslösungen bei Montage an der Fassade,
- dem nicht optimierten Winterfall und damit verbunden eine höhere Störanfälligkeit und zu häufigen Enteisungszyklen der Systeme und maßgeblich
- die zu hohen Schallemissionen.



# 4 Projektinhalt

## 4.1. Projektziele

Das Ziel des Projekts *FitNeS* war, **kostengünstige und effiziente Lösungen für die Wärmeversorgung (Heizung und Warmwasser) bei Sanierungen** von Mehrgeschoßwohngebäuden anbieten zu können. Um in der Sanierung eine deutliche Verbesserung sowohl bezüglich Sanierungsrate als auch Sanierungsqualität zu erreichen, muss sowohl ein kostengünstiger und effizienter Ersatz für Gasetagenheizungen, als auch eine Alternative für die derzeit zunehmend eingesetzten elektrischen Heizungen und Boiler gefunden werden. Technisch existieren mit sog. Klima-Splitgeräten und Split-Trinkwarmwasser-Wärmepumpen bereits Lösungen mit deutlich höherer Effizienz und auch zu akzeptablen Kosten. Eine tatsächliche Alternative stellen diese Systeme aber nur dar, wenn die Akzeptanz dafür erhöht werden kann. Dafür gibt es mehrere Hebel an denen angesetzt werden muss:

- 1) Modularisierung der Komponenten, um sowohl Konzepte für verschiedene Heizungsabgabesysteme (Radiator, Fußbodenheizung und Luftheizung), als auch Trinkwarmwasser umsetzen zu können,
- 2) Verbesserung des Designs und Reduzierung der Schallemissionen durch Fassadenintegration von Wärmepumpen-Außeneinheiten,
- 3) Kompakte Wärmepumpe für Heizung- und Trinkwarmwasser (bzw. Heizungswärmepumpe, Trinkwarmwasser-Wärmepumpe)
- 4) Bautechnisch einfache Lösungen zur Kopplung der neuen Systeme an existierende Wärmeabgabesysteme (wie Radiatoren),
- 5) wettbewerbsfähige Installation durch bessere und verbreiterte Ausbildung von Kältetechnikern.

Im Projekt *FitNeS* werden schwerpunktmäßig die ersten drei Punkte adressiert.

Das erste Entwicklungsziel betrifft die Modularisierung des **Split-Wärmepumpen** Konzepts, um eine möglichst große Anzahl von Anwendungsfällen abdecken zu können. Die Modularisierung soll erlauben, verschiedene Wärmesenken an eine (oder mehrere) Wärmequellen anzuschließen. Kernstück ist eine skalierbare fassadenintegrierte Außeneinheit mit einer Leistung im Bereich von 500 W bis 2500 W. Es können Wärmesenken, wie ein Trinkwarmwasserspeicher, eine Raumheizung (Radiator, Fußbodenheizung) oder ein Heizregister (oder Kühlregister) einer Lüftungsanlage angeschlossen werden. Das Ziel war, einen mit dem alternativen Kältemittel R290 arbeitenden Split-Kältekreis mit einer Füllmenge kleiner 150 g (Innenaufstellung/Fassadenintegration) zu entwickeln. Dafür sind kompakte Komponenten und ein Design mit kurzen Leitungen notwendig. Für die Splitleitungen wurde eine Länge von 5 m vorgegeben.

Das zweite Entwicklungsziel betrifft eine optisch attraktiv designte **fassadenintegrierte Außeneinheit** für die modularisierte Split-Wärmepumpe. Dafür wurden verschiedene Konzepte zunächst im Rahmen einer Vorstudie unter Berücksichtigung verschiedener Ventilator-Bauarten (axial, radial, Querstrom)

und Verdampfer-Konfigurationen gegenübergestellt und in Bezug auf Design, Bauphysik (schalltechnisch, thermisch, hygrothermisch), Effizienz und Wartung bewertet. Die detaillierte Entwicklung und Optimierung der Außeneinheit erfolgte durch Simulation und an Labortests von Funktionsmustern und Prototypen.

## 4.2. Methoden

Für die Erreichung der Ziele wurde ein multidisziplinäres Team zusammengestellt. Die Zusammensetzung des Teams bestehend aus Industriepartner, industrienaher Berater\*innen, Bauphysiker\*innen, Architekt\*innen, Designer\*innen, Wohnbaugesellschaft und Wissenschaft hat sich bewährt. Für die Erreichung der gestellten Aufgaben, modulare Split-Wärmepumpe mit attraktiver und leiser fassadenintegrierter Außeneinheit wurde folgende Methoden angewendet:

Nach dem Review (wiss. Beiträge und Marktübersicht) erfolgte die Konzeptentwicklung. Die Konzepte wurden in Workshops vorbewertet und gereiht und anschließend wurde ein Lastenheft erstellt. Dabei wurden insbesondere die Anforderungen und Vorgaben des sozialen Wohnbaus berücksichtigt (d.h. kleine Wohnungen, Sanierung im bewohnten Zustand). Parallel zum Entwurf, Design und Engineering erfolgte die Modellentwicklung für die Simulationen. Die Simulationen erfolgten in verschiedenen Detaillierungsstufen (Pre-Design, Design, Optimierung), von Komponenten zur Systemebene und beinhaltete verschiedene Domänen und Tools.

Auf Komponentenebene erfolgte mittels CFD Simulation die Strömungsoptimierung. Dies berücksichtigt ein kompaktes Design, welches druckverlustoptimiert ist und eine möglichst homogene Durchströmung des Verdampfers erlaubt mit dem Ziel ein attraktives Design mit geringen Schallemissionen zu erreichen.

Der Einfluss der Durchströmung auf die Effizienz wurde mittels Kältekreisimulation bewertet. Anhand von Kältekreisimulationen wurde die Komponentendimensionierung überprüft. Parallel erfolgte die Überprüfung der Einhaltung der Kältemittelmenge von < 150 g R290.

Gekoppelte Simulationen der Luftführung und des Kältekreises erfolgten mit der Software VapCycle/CoilDesigner. Für die Simulation der Wärmepumpe (Trinkwarmwasser) wurde ein Matlab-Modell entwickelt und mit VapCycle kreuzvalidiert.

Eine dynamische Gebäude- und Anlagensimulation wurde mit dem Ziel entwickelt, die Effizienz der Wärmepumpe in der Anwendung im thermisch sanierten Geschoßwohnbau zu untersuchen. Dafür wurden zwei Projekte der IIG ausgesucht („Virtuelle Demo“).

Es wurden verschiedene Funktionsmuster für Labortests entwickelt. Zunächst erfolgten Tests an verschiedenen Verdampfer-Ventilator Konfigurationen. Die Lüftereffizienz und die Schallemissionen wurden für verschiedene Volumenströme und Druckdifferenzen im Rahmen des Projekts dafür adaptierten Prüfstand gemessen. Im zweiten Schritt wurde ein Funktionsmuster des Kältekreises aufgebaut und im Labor der UIBK (PASSYS Testzelle) vermessen.

Nach erfolgreichem Abschluss der Tests der Funktionsmuster erfolgte die Weiterentwicklung und Herstellung von Prototypen. Es wurde ein Prototyp einer fassadenintegrierten Außeneinheit aufgebaut und im Schallprüfstand getestet. Des Weiteren wurde ein Prototyp der Wärmepumpe entwickelt und im ThermoLab (Doppelklimakammer) getestet.

Die Entwicklung und der Test eines Mock-up einer vorgefertigten Holzfassade mit integrierter Wärmepumpenaußeneinheit schließt die experimentelle Entwicklung ab. Die Tests erfolgten unter realen Bedingungen in der PASSYS Testzelle der UIBK.

Die Ergebnisse der Labortests und Experimente dienen zudem der Validierung der im Rahmen des Projekts entwickelten Simulationsmodelle.



### 5.1.1. Technisches Design der Wärmepumpe, allgemein

Eine weitreichende Entscheidung bei der Entwicklung einer Wärmepumpe ist das Kältemittel. Gewählt wurde mit R290 (Propan) ein alternatives Kältemittel. Kann die zum Zeitpunkt der Konzeption zulässige Füllmenge von 150 Gramm für eine 1.5 KW Außenluft-Split Wärmepumpe eingehalten werden, sind damit entscheidende Vorteile verbunden:

- natürliches Kältemittel mit sehr niedrigem Global Warming Potential (GWP)
- kostengünstig, keine Verknappung in Sicht
- für Split-Anwendung geeignet
- hohe Komponentenverfügbarkeit
- relativ hohe Effizienz möglich durch:
  - hohe volumetrische Kälteleistung
  - geringe Verdichtungsendtemperatur

Marktverfügbar sind Hubkolben- und Rollkolben-Kompressoren (stehend und liegend). Scroll-Verdichter werden für diese Leistungsklassen nicht angeboten. Die Wahl fiel auf einen liegenden Rollkolbenverdichter, Fabrikat Tecumseh, Type HGA 4492A. Zugunsten der Einfachheit des Systems wird die Wärmepumpe drehzahlkonstant betrieben. Das Aufwand-/Nutzen-Verhältnis einer Drehzahlregelung in diesem kleinen Leistungsbereich ist stark abhängig von der Anwendung.

Zumindest optional soll eine Kühlfunktion auch angeboten werden, weshalb der Kältekreis reversibel gestaltet wurde. Die Funktion der Prozessumkehr wird durch den Einsatz eines 4-2-Wegeventils erreicht. Diese Prozessumkehr kommt auch für die Abtauung des Verdampfers zum Einsatz.

Die Reversibilität des Kältekreises verlangt nach exakter Dimensionierung der Komponenten. Nur bei symmetrischen Füllvolumina (Heiz- und Kühlbetrieb) kann auf einen Sammler verzichtet werden. Um die zulässige Füllmenge von 150 Gramm einzuhalten ist dies aber zwingend erforderlich.

### 5.1.2. Technisches Design fassadenintegriertes Außenteil

Bei der Konzeption des fassadenintegrierten Außenteils ist eine Reihe von Kriterien zu berücksichtigen. Für folgende Zielkonflikte sind Lösungen zu finden: Der Verdampfer muss für hohe Effizienz der Wärmepumpe möglichst homogen durchströmt sein, gleichzeitig möglichst einen niedrigen Druckverlust aufweisen. Der Ventilator soll mit hohem Wirkungsgrad arbeiten und gleichzeitig für homogene Strömungsverhältnisse im gesamten Außenteil sorgen. Das Außenteil soll insgesamt einen niedrigen Druckverlust verursachen, inklusive Ansaug- und Ausblasöffnungen; gleichzeitig ist aber auch die Kompaktheit und Größe insgesamt von Bedeutung. Außerdem ist bzgl. Akustik auf die Einhaltung aller Normen zu achten.

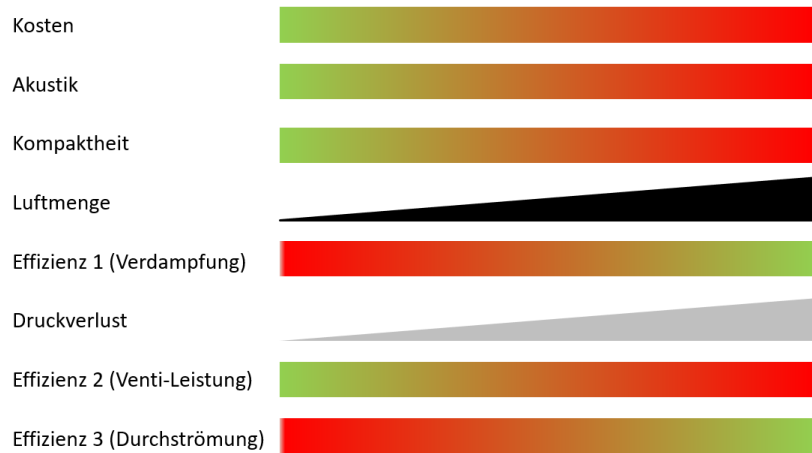


Abbildung 2: Kriterien und Zielkonflikte Außenteil

Das Produkt muss sich in seinem Design für die Integration in verschiedene Fassadentypen qualifizieren und leicht (schnell) montierbar sein. Dabei sind bauphysikalische Aspekte (Wärmeschutz, Wärmebrücken, Akustik) zu beachten.

Wartungsaufwendungen sind jedenfalls zu minimieren, sowohl die Häufigkeit, als auch den technischen Anspruch betreffend, da die Zugänglichkeit in der Regel nur von außen gegeben ist, was im Geschosswohnbau mit dem Einsatz von Montagehilfen (Steiger) verbunden ist. Aus diesem Grund dürfen keine Luftfilter zum Einsatz kommen; mechanisch bewegte Teile arbeiten bestenfalls redundant, sodass keine (spontanen) Reparaturarbeiten, sondern nur regelmäßige Wartungs- und Kontrollarbeiten in mehrjährigen Zyklen vorgenommen werden müssen. Für alle möglichen Arbeiten ist für eine entsprechende Zugänglichkeit und eine zügige Umsetzung der Arbeiten zu sorgen.

Auf der Suche nach dem gesamthaft optimalen Konzept wurde eine Reihe von Kombinationen, Konstruktionen und auch Designs im Detail untersucht, beginnend mit einem relativ kompakten Verdampfer, einem Radialventilator und einem Außen-Design, das die Luftführung ein- und ausströmend an der Fassade entlang vorsieht. Die Ergebnisse waren sowohl in Bezug auf die Durchströmung (zu ungleichmäßig), die Ventilator-Aufnahmeleistung (zu hoch) als auch in Bezug auf die Akustik unzureichend. Verschiedene Optimierungsversuche bei der Luftführung wie beim Verdampfer selbst brachten keine zufriedenstellenden Ergebnisse.

Erst eine generelle Überarbeitung des Konzepts und weitere zahlreiche damit zusammenhängende Berechnungen und Simulationen führten zur finalen Variante: Ein hochkant angeordneter Verdampfer, der horizontal und sehr gleichmäßig durchströmt wird. Für die Luftbeförderung kommen vier Axialventilatoren zum Einsatz, die sich gegenüber anderen Bauformen (Querstrom, Radial) aufgrund der höheren Effizienz durchsetzen konnten. Luftein- und austritt erfolgen normal zur Fassade, was akustisch deutliche Vorteile mit sich bringt. Die Luftmenge konnte gegenüber der ursprünglichen Auslegung ( $350 \text{ m}^3/\text{h}$ ) noch auf  $450 \text{ m}^3/\text{h}$  erhöht werden, wo sich das Optimum der Gesamteffizienz einstellt und die akustischen Vorgaben noch eingehalten werden.

### 5.1.3. Technisches Design RH-/TWW-Wärmepumpe

Eine der Kombinationsmöglichkeiten ist der maximale Funktionsumfang: Warmwasser, Raumheizung und Kühlung. Für diese Variante wurde ein Konzept mit folgenden Eckpunkten entwickelt:

- Druckloser Speicher mit einem Volumen von 120, erweiterbar auf 180 Liter
- Ladung durch mit dem Wärmepumpen-Kondensator verbundenen Heizkreis
- Effizienzerhöhung durch intelligentes, temperaturabhängiges Lademanagement
- TW-Erwärmung mit externer Frischwasserstation
- Durchlauferhitzer im Entladekreis des Speichers (Primärseite der Trinkwassererwärmung)
- (Ungedämmter) Speicher zusammen mit Innenteil der Wärmepumpe und gesamter Hydraulik in gedämmtem Gehäuse
- Raumheizung parallel zu oder gemeinsam mit TW-Erwärmung, Speicher wird auch als Puffer genutzt

## 5.2. Optimierung Außeneinheit / Verdampfer

Ein optisch attraktives, geräuscharmes und effizientes Außengerät ist entscheidend, um die Akzeptanz von Luft-Wärmepumpen zu erhöhen. Insbesondere für den dezentralen Einsatz in der seriellen Renovierung im verdichteten Wohnbau ist dies entscheidend.

Im Rahmen von AP3 und AP4 wurde mit Hilfe von CFD-Simulationen und Labormessungen ein optimales Design des Außengeräts der Split-Wärmepumpe in Bezug auf folgende Aspekte ermittelt:

- Gesamtdruckverlust des Verdampfers und Einlassgeometrie;
- Homogenität auf der Anströmfläche des Verdampfers.

Das erste Kriterium steht in direktem Zusammenhang mit den Schallemissionen des Außengeräts, während das zweite wichtige Auswirkungen auf die Effizienz des Kältekreises hat. Auf Grundlage dieser Kriterien wurden mehrere Entwürfe des Außengeräts bewertet, die sowohl Axial- als auch Radialventilatoren umfassen. Es ist wichtig anzumerken, dass Querstromventilatoren nach einer Vorbewertung nicht weiterverfolgt wurden, aufgrund der ungünstigen Ventilator Kennlinie und Effizienz für den Anwendungsfall.

Die Fassadenintegration stellt zusätzliche Herausforderungen an die Untersuchung und Optimierung der Fluidodynamik und des damit verbundenen Wärmeübergangs. Um die Wechselwirkung zwischen Strömungsdynamik, Wärmeübertragung und Schallemissionen genau zu berücksichtigen, ist ein CFD-basierter Entwurfs- und Entwicklungsansatz für ein fassadenintegriertes Außengerät erforderlich.

Der Einfachheit halber wurde die Strömungshomogenität anhand der Standardabweichung  $\sigma_{flow,vol}$  des Luftstroms bewertet, die wie folgt definiert ist:

$$\sigma_{flow,vol} = \sqrt{[(v_{vol} - v_{x,y})^2]} \quad (\text{Gl. 1})$$

Dabei ist  $v_{x,y}$  die lokale Geschwindigkeitsverteilung und  $v_{vol}$  die volumengemittelte Geschwindigkeit. Um die verschiedenen Strömungskonfigurationen besser vergleichen zu können, wurde auch die relative Standardabweichung als Auswahlparameter herangezogen, definiert als:

$$\sigma_{flow,\%} = \frac{\sqrt{[(v_{vol} - v_{x,y})^2]}}{v_{vol}} \cdot 100 \quad (\text{Gl. 2})$$

Die Strömungskonfigurationen wurden in den Softwares Ansys 19.2 und Ansys 2020 R1 unter Verwendung des Solvers CFX mit einem Auslegungsluftvolumenstrom von 350 m<sup>3</sup>/h simuliert. Als guter Kompromiss zwischen Genauigkeit und Rechenaufwand wurde der Verdampfer als poröses Medium mit zugeordneten strömungsseitigen und querverlaufenden Verlustkoeffizienten modelliert. Tabelle 1 fasst die grundlegenden Annahmen und Randbedingungen für jeden Simulationsfall mit Radialventilatoren in der CFD-Umgebung zusammen, während Tabelle 2 die entsprechenden Randbedingungen für die Simulationsfälle mit Axialventilatoren zeigt.

Tabelle 1: Randbedingungen und Grundannahmen für die CFD-Simulationen mit Radialventilatoren.

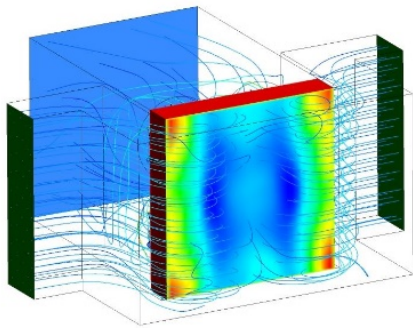
Ort	Randbedingungen
Einlass	Gesamtdruck = 0 Pa
Auslass	Massenstrom = 0.12 kg/s
Wände	“No slip” Bedingung
Verdampfer	Verlustkoeff. Strömungss. = 363 m <sup>-1</sup> Verlustkoeff. Quer = 3630 m <sup>-1</sup>

Tabelle 2: Randbedingungen und Grundannahmen für die CFD-Simulationen mit Axialventilatoren.

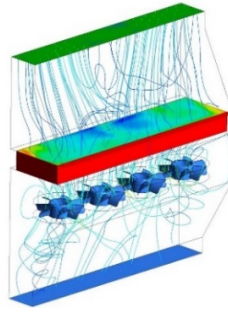
Ort	Randbedingungen
Einlass	Statischer Druck = 0 Pa
Auslass	Durchschnittlicher statischer Druck = 0 Pa
Wände	“No slip” Bedingung
Verdampfer	Verlustkoeff. Strömungss. = 363 m <sup>-1</sup> Verlustkoeff. Quer = 3630 m <sup>-1</sup>

Für jede Simulation wurden die Turbulenzmodelle *k-ε* and *Shear Stress Transport (SST)* verwendet. Jeder Simulationsfall gilt als erfolgreich konvergiert, wenn der quadratische Mittelwert des Restfehlers einen Wert von 1e-5 erreicht. Ein Auszug der simulierten Fälle mit Ergebnissen in Form von Stromlinien, Geschwindigkeitsprofilen und Standardabweichung ist in Abbildung 3 und Tabelle 3, Varianten 1 bis 4, dargestellt. Variante 1 besteht aus vier Axialventilatoren mit einem Laufraddurchmesser von 225 mm und einem quadratischen Verdampfer mit den Abmessungen 350/350/60 mm (L/H/B). Bei den Varianten 2.1 und 2.2 haben die Ventilatoren die gleichen Abmessungen wie bei Variante 1. Die Ventilatoren sind bei der Variante 2.1 auf der Saugseite und bei der Variante 2.2 auf der Druckseite des Verdampfers angeordnet, was Vorteile in Bezug auf die Schallemissionen, die Strömungshomogenität und die Kondensatabfuhr haben kann. In den Varianten 3 und 4 wird ein einzelner Radialventilator mit einem 220 mm großen Laufrad eingesetzt. Um das Einströmen von Umgebungsluft korrekt zu simulieren, wurde dem physikalischen Einlass des Außenelements ein Kontrollvolumen an Luft hinzugefügt.

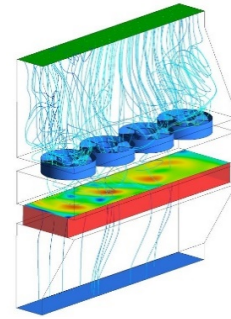




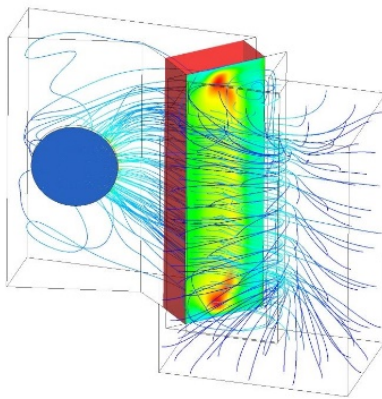
Var. no. 1



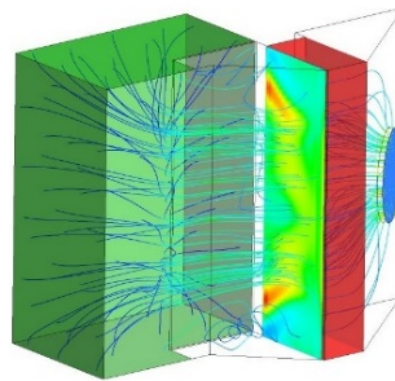
Var. no. 2.1



Var. no. 2.2



Var. no 3



Var. no 4

Abbildung 3: CFD-Simulationsergebnisse mit Stromlinien und Geschwindigkeitsprofil auf der einfallenden Verdampferoberfläche für die Varianten 1 bis 4. In rot das Verdampfervolumen, in blau die Auslassfläche und in grün die Einlassfläche.

Variante 1 besteht aus vier Axialventilatoren mit einem Laufraddurchmesser von 225 mm und einem quadratischen Verdampfer mit den Abmessungen 350/350/60 mm (L/H/B). Bei den Varianten 2.1 und 2.2 haben die Ventilatoren die gleichen Abmessungen wie bei Variante 1. Die Ventilatoren sind bei der Variante 2.1 auf der Saugseite und bei der Variante 2.2 auf der Druckseite des Verdampfers angeordnet, was Vorteile in Bezug auf die Schallemissionen, die Strömungshomogenität und die Kondensatabfuhr haben kann. In den Varianten 3 und 4 wird ein einzelner Radialventilator mit einem 220 mm großen Laufrad eingesetzt. Um das Einströmen von Umgebungsluft korrekt zu simulieren, wurde dem physikalischen Einlass des Außenelements ein Kontrollvolumen an Luft hinzugefügt.

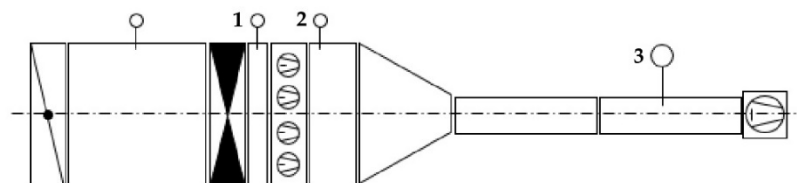
Tabelle 3: Zusammenfassung der CFD-Simulationsergebnisse für die verschiedenen Strömungsgeometrien in Bezug auf Standardabweichung, maximale und minimale Geschwindigkeiten auf der Verdampferoberfläche. Negative Werte entsprechen Rückflussregionen.

Variante [#]	Standardabweichung [%]	Maximale Geschwindigkeit auf der Verdampferoberfläche [m/s]	Minimale Geschwindigkeit auf der Verdampferoberfläche [m/s]
1	56.3	1.1	-0.7
2.1	7.1	1.1	-0.04
2.2	23.9	1.9	0.06
3	16.7	2.0	0.07
4	13.6	2.0	-0.3

Nach dieser Vorauswahlphase war es jedoch nicht möglich einen klaren Vorteil von Axial- bzw. Radialventilatoren zu definieren. Aus diesem Grund wurden die beiden vielversprechendsten Ventilator-konfigurationen, eine mit vier parallelen Axialventilatoren und die andere mit einem einzelnen Radialventilator, anhand der gesamten elektrischen Leistungsaufnahme und des gemessenen Schalleistungspegels bei unterschiedlichen Druckabfallbedingungen bewertet. Es wurde im Rahmen des Projekts FITNeS ein Prüfstand gebaut, um verschiedene Ventilator-/Verdampferkonfigurationen unter unterschiedlichen Betriebsbedingungen zu testen. Abbildung 4(a) und (b) zeigt eine Darstellung des Prüfstandes.



(a)



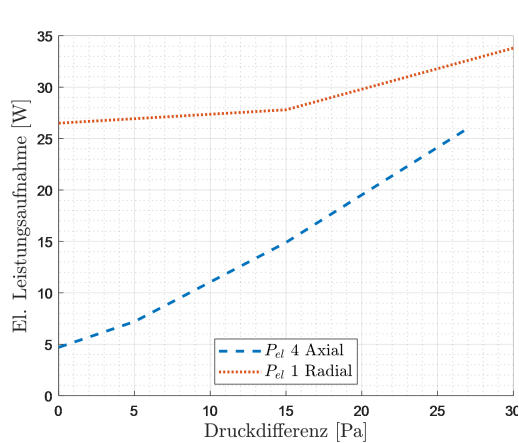
(b)

Abbildung 4: Darstellung des Prüfstandes zur Prüfung der Leistungsaufnahme der Ventilatoren und der Schallemissionen verschiedener Ventilator-/Verdampferkonfigurationen (a) und konzeptionelles Schema (b).

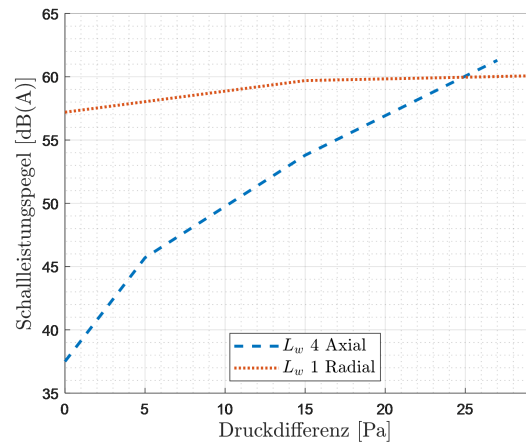
(1) Messpunkt der Druckdifferenz auf der Unterdruckseite der Ventilatoren, gesteuert durch eine Lüftungs-klappe, (2) Messpunkt der Druckdifferenz auf der Überdruckseite der Ventilatoren, gesteuert durch einen Stützventilator, (3) Messpunkt des Luftvolumenstroms durch ein Hitzdrahtanemometer.

Die Druckdifferenz auf der Unterdruckseite der Ventilatoren wird durch eine Lüftungs-klappe aufgebaut, während die Druckdifferenz auf der Überdruckseite durch einen Stützventilator konstant auf 0 gehalten wird, um die Ausströmung in die Umgebung anzunähern. Der Luftvolumenstrom wird von einem Hitzdrahtanemometer erfasst.

Die Ergebnisse für den Nennluftvolumenstrom von 350 m<sup>3</sup>/h sind in den folgenden Abbildung 5(a) und (b) dargestellt.



(a)



(b)

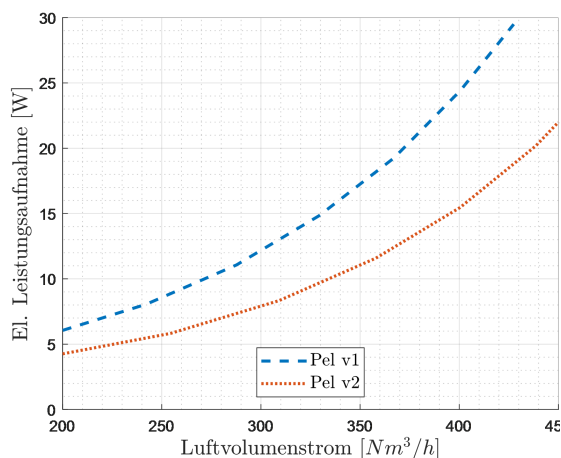
Abbildung 5: Gemessene elektrische Leistungsaufnahme (a) und Schallleistungspegel (b) bei  $350 \text{ m}^3/\text{h}$  und variierendem Druckverlust für eine Konfiguration mit 4 Axialventilatoren und eine mit einem einzelnen Radialventilator.

Aus den Messergebnissen lassen sich die folgenden Schlussfolgerungen ableiten:

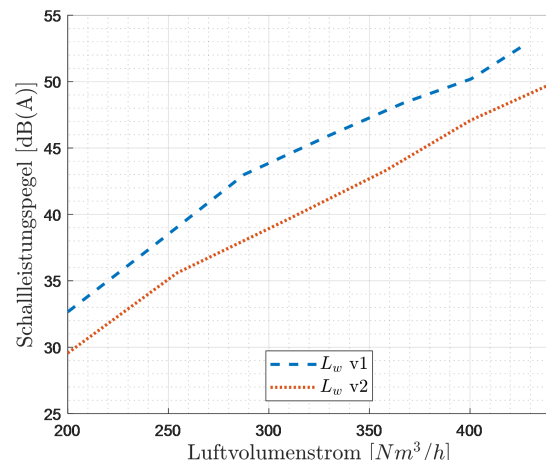
- Die vier Axialventilatoren haben in Summe eine deutlich geringere elektrische Leistungsaufnahme als ein einzelner Radialventilator;
- Der gemessene Schallleistungspegel der vier Axialventilatoren ist niedriger als der des einzelnen Radialventilators, allerdings nur, wenn der Druckabfall vor den Ventilatoren unter  $24 \text{ Pa}$  gehalten werden kann. Über diesem Schwellenwert müssen Axialventilatoren mit höherer Drehzahl drehen, um den Nennluftvolumenstrom aufrechtzuerhalten, und werden damit ungünstiger.

Der Verdampfertyp kann auch einen entscheidenden Einfluss auf die elektrische Leistungsaufnahme der Ventilatoren und auf die gesamte Schallemission des Außengeräts haben. Aus diesem Grund wurden auch zwei verschiedene Modelle von Wärmeübertragern getestet.

Um einen aussagekräftigen Vergleich zwischen zwei Durchflusskonfigurationen mit möglicherweise unterschiedlichem Gesamtdruckverlust zu erhalten, wurden die Messungen in diesem Fall unter Variation des Volumenstroms von 30 % bis 100 % Tastgrad (PWM) durchgeführt. Abbildung 6(a) und (b) zeigen die Messergebnisse:



(a)



(b)

Abbildung 6: Gemessener Stromverbrauch (a) und Schalleistungspegel (b) für zwei verschiedene Verdampfermodelle.

Aus den oben erwähnten Messungen konnten folgende Schlussfolgerungen gezogen werden:

- Die elektrische Leistungsaufnahme der vier Axialventilatoren ist bei der Variante 1 des Wärmeübertragers stets höher, was auf den durch die Konfiguration bedingten höheren Druckabfall zurückzuführen ist.
- Analoge Schlussfolgerungen lassen sich für den Schalleistungspegel ziehen.

Aus diesem Grund wurde letztendlich eine Konfiguration mit 4 parallelen Axialventilatoren gewählt.

Mit Berücksichtigung der luftseitigen Messergebnisse wurde ein CFD Modell (Abbildung 7) aufgebaut, simuliert und damit die Außeneinheit weiter für die nachfolgenden Testphasen optimiert.

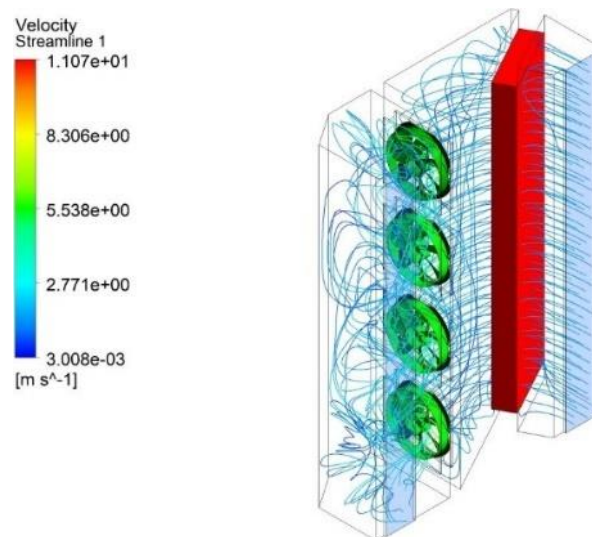


Abbildung 7: Endgültiger Entwurf des Außengeräts mit vier Axialventilatoren, Strömungsmuster simuliert mit der CFD-Software.

### 5.3. Test und Optimierung Kältekreis

Im Rahmen des WP3 wurde ein Simulationswerkzeug mit dem Ziel entwickelt, die Effizienz und die thermische Leistung des Kältekreis für verschiedene Randbedingungen zu prognostizieren und für die dynamische Simulation (Warmwasserwärmepumpe bzw. Gebäudeheizung) verlässliche, physikbasierte Leistungskennfelder der Wärmepumpe zu liefern. Dazu wurde ein modulares semi-physikalisches Kältekreismodell in der MATLAB-Simulationsumgebung erstellt und die grundlegenden Gleichungen für jede Wärmepumpenkomponente definiert.

Der modellierte Verdichter weist die in Tabelle 4 zusammengefassten Eigenschaften auf:

Tabelle 4: Technische Merkmale des im Rahmen der Simulation des Kältemittelkreislaufs modellierten Verdichters

Eigenschaft	Wert
Kompressorart	Rollkolben
Hub	12.74 cm <sup>3</sup>
Drehzahlregelung	Keine (2900 rpm)
Phasenanzahl	1 – 230 V – 50 Hz

Für die Berechnung des isentropen Wirkungsgrads bei einem bestimmten Druckverhältnis wurde eine Gleichung mit zehn Koeffizienten vierter Ordnung in Abhängigkeit von den Verdampfungs- und Kondensationstemperaturen auf der Grundlage von Herstellerdaten modelliert:

$$\eta_{is} = f^4(\vartheta_{evap}, \vartheta_{cond}) \quad (1)$$

Der vom Verdichter gelieferte Kältemittelmassenstrom wird anhand eines physikalischen Modells berechnet, das durch Gleichung (2) beschrieben wird:

$$\dot{m}_{ref} = \eta_{vol} \frac{n_{rpm}}{60} D_c \rho_{ref,suction} \quad (2)$$

Dabei ist:

$\eta_{vol}$  : Volumetrischer Wirkungsgrad

$n_{rpm}$  : Verdichterdrehzahl [rpm]

$D_c$  : Kompressorhub [m<sup>3</sup>]

$\rho_{ref,suction}$  : Sauggasdichte [kg/m<sup>3</sup>]

Der volumetrische Wirkungsgrad wird wiederum aus einem theoretischen Modell abgeleitet, das vom Druckverhältnis  $\tau$  abhängt und jede Abweichung vom idealen Gasverhalten berücksichtigt wie in (3) dargestellt:

$$\eta_{vol} = 0.97 - \left[ \left( \frac{z_s}{z_d} \right) \tau^{\frac{1}{k}} - 1 \right] C_l - e_v \quad (3)$$

Dabei ist:

$z_s$  : Kompressibilitätsfaktor Sauggas

$z_d$  : Kompressibilitätsfaktor Heißgas

$\tau$  : Druckverhältnis

$k$  : Isentroper Expansionsfaktor

$C_l$  : Totraumvolumen des Verdichters in [m<sup>3</sup>]

$e_v$  : Korrekturkoeffizient für nicht ideales Gasverhalten

Es ist erwähnenswert, dass das Totraumvolumen eines Kompressors in der Regel nicht in den technischen Daten des Herstellers enthalten ist, aber in der Regel zwischen 5 und 15 % des gesamten Hubraums liegt. Dieser Wert muss daher kalibriert werden. Das gleiche Verfahren sollte für den Korrekturfaktor  $e_v$  durchgeführt werden, da verschiedene Anwendungen typischerweise unterschiedliche Abweichungen vom idealen Gasverhalten aufweisen. Für die Berechnung der elektrischen Leistungsaufnahme des Verdichters wurde der Einfachheit halber ein konstanter Gesamtwirkungsgrad von 95 % angenommen, der dem Produkt aus elektrischem und mechanischem Wirkungsgrad entspricht.

Im Rahmen der Möglichkeiten innerhalb des Projekts wurde nur eine vereinfachte Berechnung des Wärmeübergangs auf der Verflüssiger- und Verdampferseite durchgeführt. Für die weitere Modellierung wurde die sog. Pinch-Point Temperaturdifferenz zwischen dem Kältekreis und der Primärseite (Luft) sowie zwischen dem Kältekreis und der Sekundärseite (Wasser) berücksichtigt. Entsprechend wurden die in den Gleichungen (4) und (5) dargestellten Potenzgesetze für die Pinchpoint-Temperaturdifferenz in Abhängigkeit der Heiz- bzw. Kühlleistung implementiert:

$$\Delta T_{pp,cond} = \Delta T_{pp,cond,0} \left( \frac{\dot{Q}_{cond}}{\dot{Q}_{cond,0}} \right)^{n_{cond}} \quad (4)$$

$$\Delta T_{pp,evap} = \Delta T_{pp,evap,0} \left( \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{Q}_{evap,0}} \right)^{n_{evap}} \quad (5)$$

Die Parameter  $\Delta T_{pp,cond,0}$ ,  $\dot{Q}_{cond,0}$ ,  $n_{cond}$  sowie  $\Delta T_{pp,evap,0}$ ,  $\dot{Q}_{evap,0}$ ,  $n_{evap}$  werden im Rahmen einer Kalibrierung ermittelt.

Der Einfachheit halber wurde ein isenthalpisches Ventilmodell gewählt. Aus diesem Grund wurde die in (6) beschriebene Bedingung auf das Modell angewandt:

$$h_{in,exv} = h_{out,exv} \quad (6)$$

Der Druckverlust kann für jede Komponente des Kältekreises als fester Wert oder durch Korrelationen in Abhängigkeit vom Kältemittelmassenstrom berücksichtigt werden. Die Berechnung wird für jede Phase getrennt durchgeführt. Die Wärmeverluste werden ausschließlich dem Verdichtergehäuse zugeordnet und folgen dem in Gl. (7) genannten Ansatz:

$$\dot{Q}_{loss} = UA_{compr} (\vartheta_{compr} - \vartheta_{amb}) \quad (7)$$

Dabei ist:

$UA_{compr}$  : Gesamt-Wärmeübergangskoeffizient des Verdichtergehäuses [W/K]

$\vartheta_{compr}$  : Verdichtermanteltemperatur, definiert als eine lineare Kombination der Heißgastemperatur und der Sauggastemperatur [°C]

$\vartheta_{amb}$  : Temperatur Technikraum [°C]

Für die Simulation des Kältemittelkreislaufs wurden zudem folgende Annahmen getroffen:

Tabelle 5: Parameter für die Simulation des Kältekreis bezügl. Überhitzung, Unterkühlung, Luft- und Wasservolumenströme.

Eigenschaft	Wert
Überhitzung	6 K
Unterkühlung	7 K
Luftvolumenstrom	350 m <sup>3</sup> /h
Wasserdurchfluss	4 liter/min

Der Wert der Unterkühlung hängt in der Regel unter anderem von der tatsächlichen Kältemittelfüllung im Betrieb des Kältekreis ab. Im vorliegenden Fall wurde vereinfachend eine konstante Unterkühlung entsprechend angesetzt.

Mit dem Tool wurden Leistungskennfelder (Look-up Tables, vgl. Abbildung 8) für eine Außenlufttemperatur von -15 °C, -7 °C, 2 °C, 7 °C, 10 °C, 20 °C sowie einer Vorlauftemperatur von 35 °C, 45 °C, 55 °C erstellt.

Das numerische Modell verwendet die Heiz- und Kühlleistung als iterierte Variablen, um eine vollständige Charakterisierung des Kältekreis in Bezug auf Druck, Enthalpie, Entropie und Temperatur zu erhalten. Die Konvergenz des Modells basiert auf der Minimierung einer Fehlerfunktion, die in den Gleichungen (8), (9) und (10) definiert ist.

$$err_{conv} = |\dot{Q}_{cond} + \dot{Q}_{loss} - \dot{Q}_{evap} - \dot{Q}_{compr}| + err_{\dot{Q}_{evap}} + err_{\dot{Q}_{cond}} \quad (8)$$

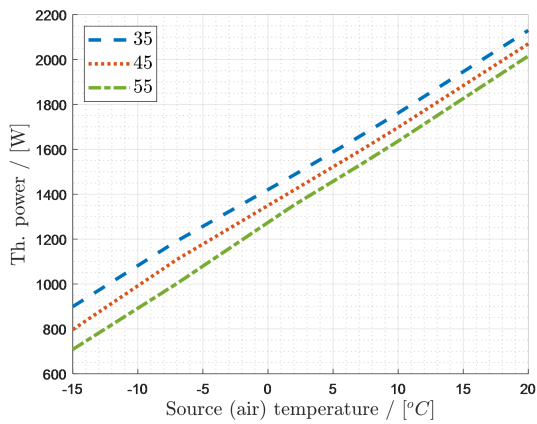
$$err_{\dot{Q}_{evap}} = \frac{|\dot{m}_{ref} (h_{evap,out} - h_{evap,in}) - \dot{m}_{src} c_{p,src} (\vartheta_{src,in} - \vartheta_{src,out})|}{\dot{Q}_{evap}} \quad (9)$$

$$err_{\dot{Q}_{cond}} = \frac{|\dot{m}_{ref} (h_{cond,in} - h_{cond,out}) - \dot{m}_{sink} c_{p,sink} (\vartheta_{sink,out} - \vartheta_{sink,in})|}{\dot{Q}_{cond}} \quad (10)$$

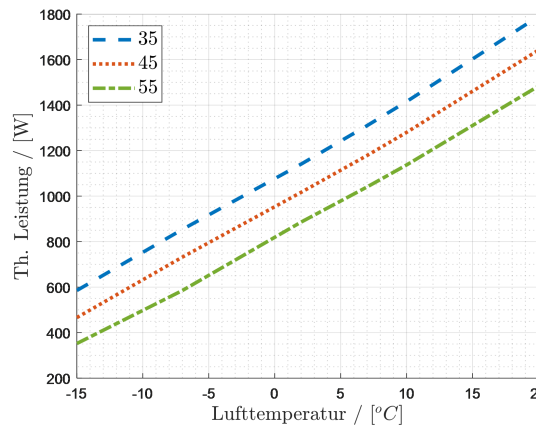
Im ersten Teil der Konvergenzfunktion wird die Gesamtenergiebilanz der Wärmepumpe überprüft, während die übrigen Terme die Gültigkeit der lokalen Energiebilanzen für den Verdampfer und den Verflüssiger berücksichtigen. Schließlich wurden die folgenden Kennfelder für die Kondensatorleistung (Heizleistung), die Verdampferleistung (Kühlleistung), die elektrische Leistungsaufnahme und die Leistungszahl (COP) erstellt wie in Abbildung 8(a) bis (d) für Außenlufttemperaturen zwischen -15 °C und 20 °C sowie für Senkentemperaturen von 35, 45 und 55 °C.

Die so erstellten Kennfelder wurden zunächst mit den Ergebnissen der Kältekreisimulation in der Software VapCyc (siehe auch Hypothesen und Arbeitsablauf in D3.1) und später mit den Messergebnissen des Funktionsmusters der Wärmepumpe verglichen. Eine Übersicht über die Kondensatorleistung, die elektrische Leistungsaufnahme und die Leistungszahl (COP) ist in Abbildung 9 dargestellt. Zusätzlich wird der relative Fehler (in Prozent) zwischen der simulierten Verflüssigerleistung in MATLAB und den Messergebnissen sowie den Simulationsergebnissen von VapCyc angegeben. Das Diagramm zeigt also, dass das Modell die vom Kältekreis gelieferte Verflüssigerleistung mit einer relativ hohen Genauigkeit (d.h. Abweichung kleiner 10 %) vorhersagen kann. Darüber hinaus wurden die erstellten Kennfelder in Form von Look-up Tabellen in ein

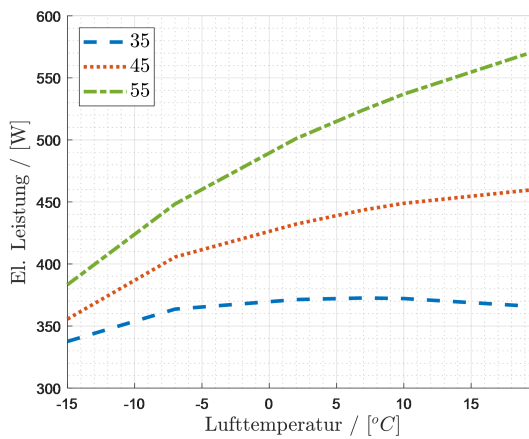
dynamisches Simulationsmodell implementiert, das in der Simulink-Umgebung entwickelt wurde, um die Leistung und Effizienz des gesamten Systems zur Deckung des Warmwasserbedarfs zu bewerten.



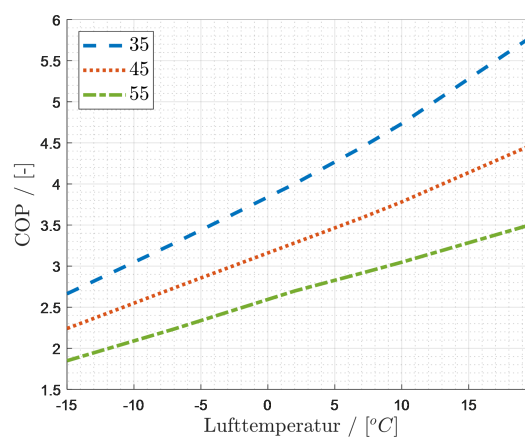
(a)



(b)



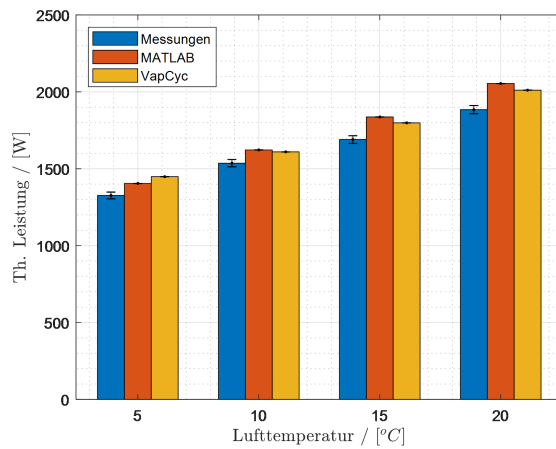
(c)



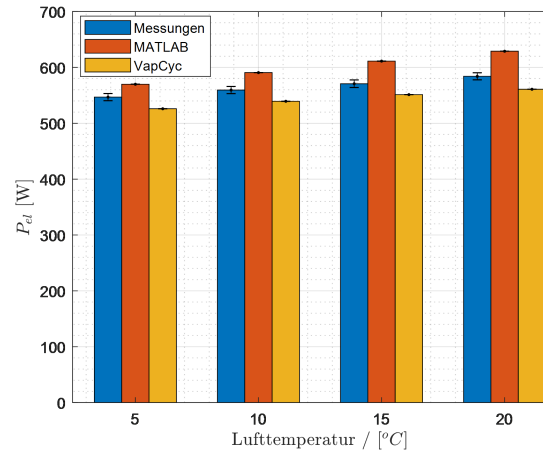
(d)

Abbildung 8: Look-up Tables für einen Propan-Wärmepumpen-Kältekreis in Abhängigkeit von der Außenlufttemperatur für Senkentemperaturen von 35 °C, 45 °C und 55 °C, jeweils für (a) Verflüssigerleistung, (b) Verdampferleistung, (c) elektrische Leistungsaufnahme und (d) Leistungszahl (COP).

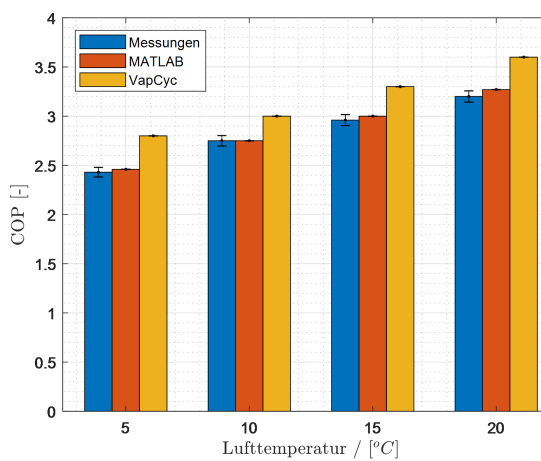




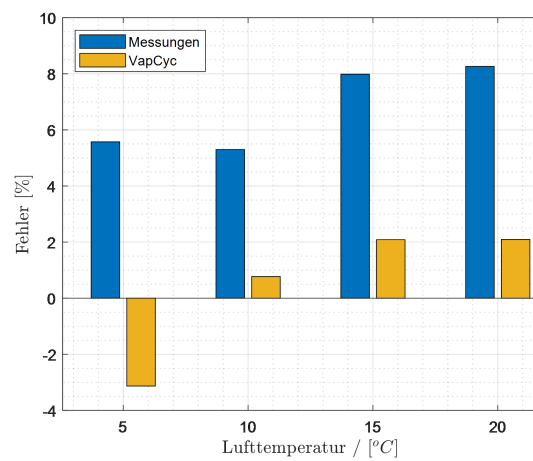
(a)



(b)



(c)



(d)

Abbildung 9: Vergleich von Messergebnissen und Simulationsergebnissen, die sich aus den Kältekreismodellen in MATLAB und VapCyc ergeben, für (a) Verflüssigerleistung, (b) Stromverbrauch, (c) Leistungszahl und (d) relativer Fehler für die Verflüssigerleistung zwischen dem MATLAB-Simulationstool und entweder Messungen oder VapCyc-Ergebnissen.

Abbildung 10 zeigt die Konturdiagramme der Luftströmung auf der Verdampferoberfläche im Falle einer inhomogenen Luftströmung (links) bzw. im Falle einer Luftströmung, die sich aus der CFD-simulierten Geometrie (rechts) ergibt.

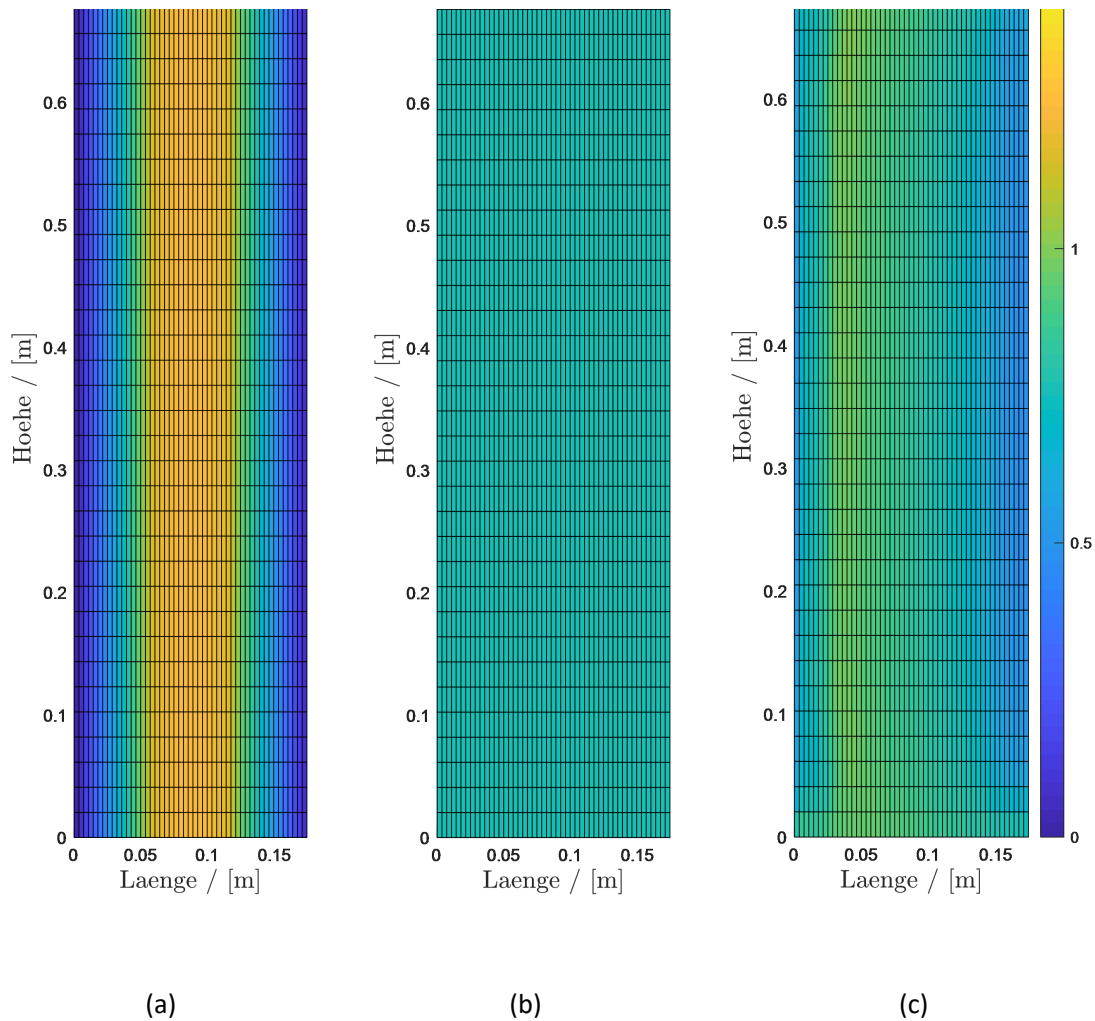


Abbildung 10: Konturdiagramme der Strömungsprofile für einen (a) ungünstigen inhomogenen Luftstrom, (b) für einen homogenen Luftstrom und (c) für das auf CFD-Basis entwickelte Design. Werte in m/s.

Die Simulationsergebnisse, mit inhomogenen, homogenen oder CFD-basierten Durchströmungsprofil werden in Abbildung 11 gegenübergestellt. Die Simulationsergebnisse zeigen, dass das auf CFD-Basis entwickelte Design der Außeneinheit zu einem relativ homogenen Strömungsprofil auf der Oberfläche des Verdampfers führt. Im Fall von einer vereisten Verdampferoberfläche verschlechtert sich wesentlich die Wärmeabgabe am Verdampfer und deswegen auch die Verdampferleistung.

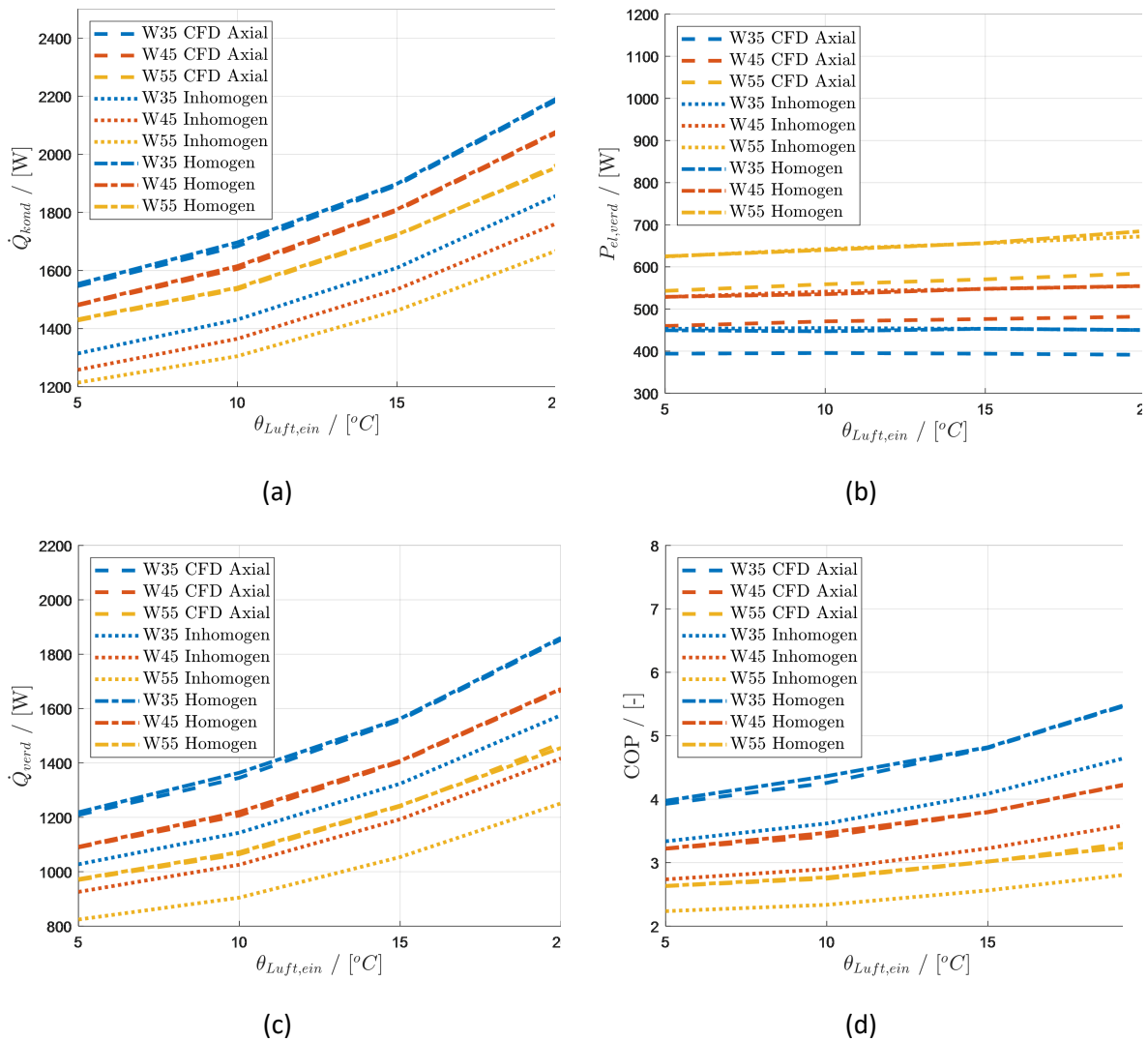
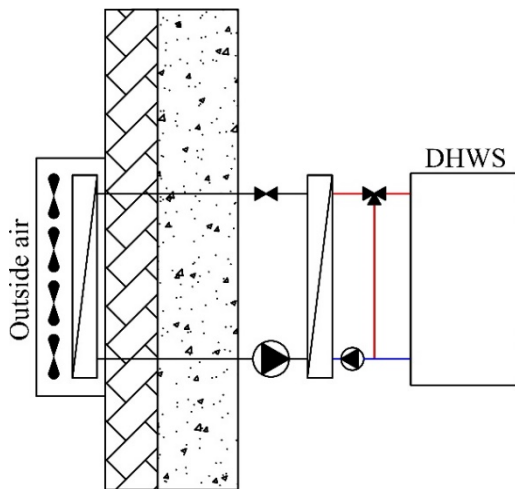


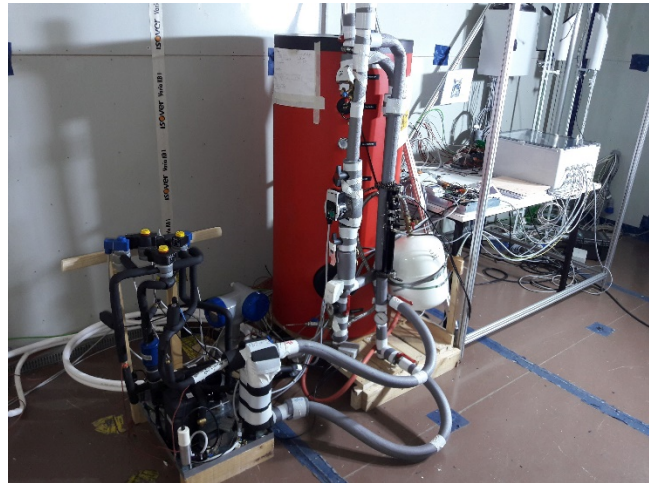
Abbildung 11: Simulationsergebnisse des Kältekreis in VapCyc für (a) Kondensatorleistung, (b) Verdichterleistungsaufnahme, (c) Verdampferleistung und (d) COP abhängig von der Außenlufttemperatur.

In AP4 wurde ein Funktionsmuster des Kältekreis einer Split-Luftwärmepumpe realisiert, um die Gesamtfunktionalität des Kältekreis sowie des Warmwasserspeicher-Ladesystems zu testen. Ziel der Messkampagne war auch zu testen, ob die Wärmepumpe in der Lage ist, die Auslegungsleistung von 1.5 kW bei L7W50 mit der Füllmenge von 150 g R290 zu erreichen. Der Test des Funktionsmusters des Kältekreis fand in den PASSYS Testzellen der Universität Innsbruck statt. Der Einfachheit halber und zur leichteren Fehlererkennung und Wartung wurde das Außengerät nicht auf die Testfassade montiert und die Innenkomponenten bestehend aus dem Kältekreis und den Hydraulikkomponenten wurden in der PASSYS Testzelle aufgestellt.

Abbildung 12(a) zeigt den Versuchsaufbau, während Abbildung 12(b), Abbildung 12(c) and Abbildung 12(d) jeweils das Innenelement, das an der Testfassade installierte Außenelement und die schienengebundene Klimakammer (sog. Coldbox) zeigen.



(a)



(b)



(c)



(d)

Abbildung 12: (a) Schematische Zeichnung des Versuchsaufbaus, (b) installiertes Innengerät der Split-Wärmepumpe (Funktionsmuster) mit 200-Liter-Warmwasserspeicher, (c) an der Fassade der Testzelle montiertes Außengerät (Funktionsmuster), (d) an der Fassade der Testzelle angedockte, bewegliche Klimakammer auf Schienen (Coldbox).

Die Außentemperatur kann optional mit Hilfe einer (auf Schienen) beweglichen Klimakammer, die an der Fassade der Testzelle angebracht ist, in der die Wärmepumpe getestet wird, eingestellt werden.

Ein relativ großer Warmwasserspeicher mit einem beheizten Volumen von 200 Litern wurde gewählt, um ausreichend lange Messzeiten für einen quasistationären Zustand zu erreichen.

Um eine detaillierte Analyse des Kältekreises zu ermöglichen, wurde das Funktionsmuster mit mehreren Pt100-Temperaturfühlern, Drucktransmitter und zusätzlich einem Coriolis-Volumenstrommesser ausgestattet, der hinter dem Verflüssiger (Plattenwärmetauscher) im Bereich der unterkühlten Flüssigkeit angeordnet ist. Die Wahl eines Coriolis-Volumenstrommessers ist auch durch die erwarteten kleinen Volumenströme gerechtfertigt. Abbildung 13 zeigt ein Schema des Kältekreises mit der Angabe der Position der oben genannten Sensoren:

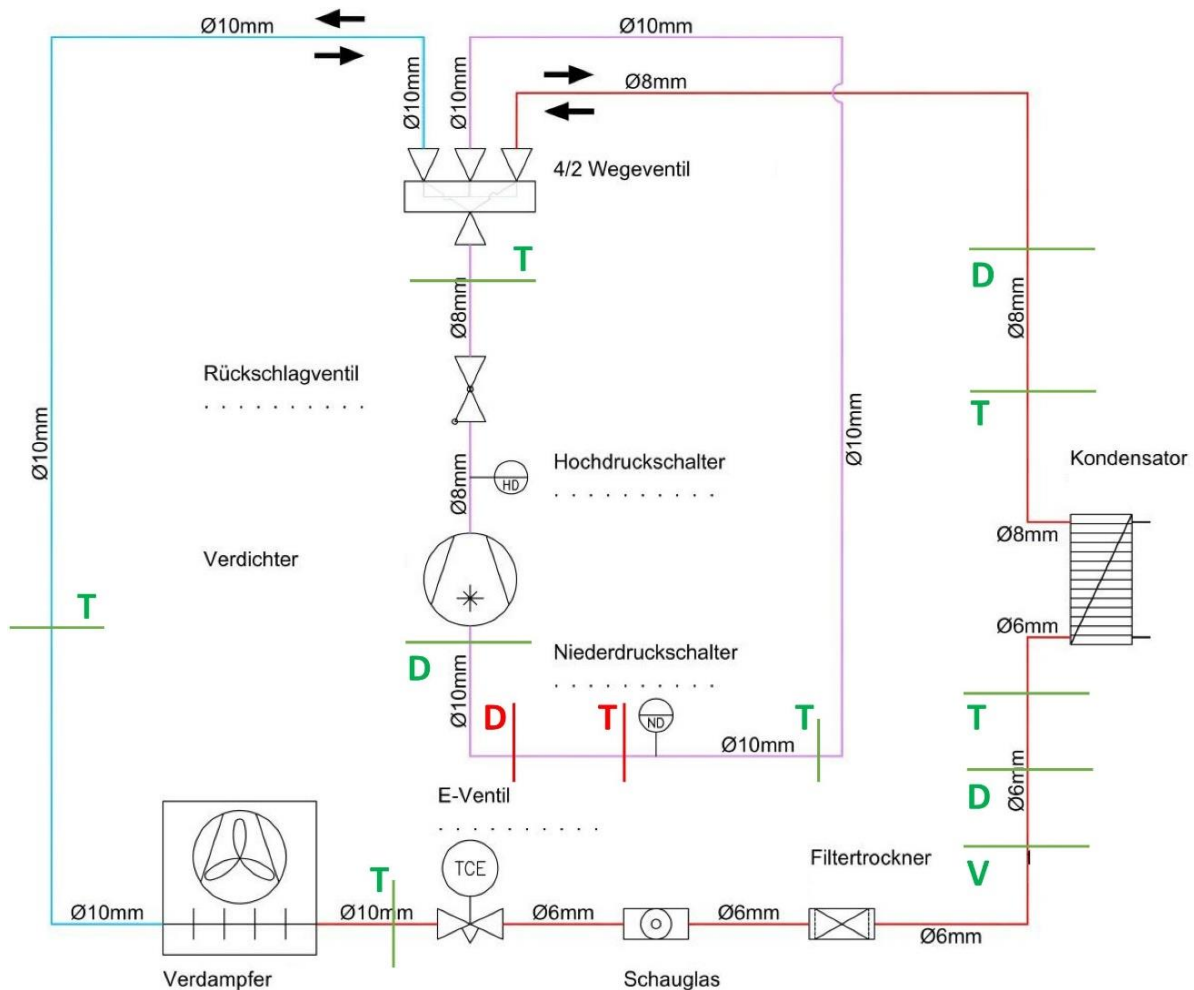
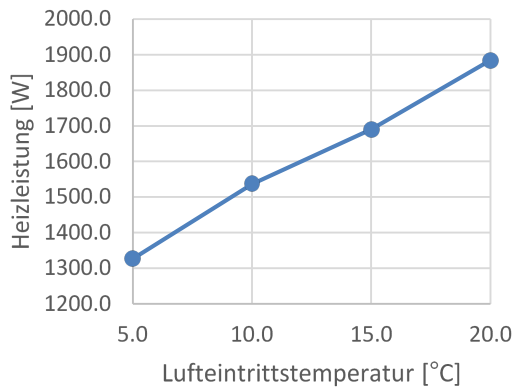
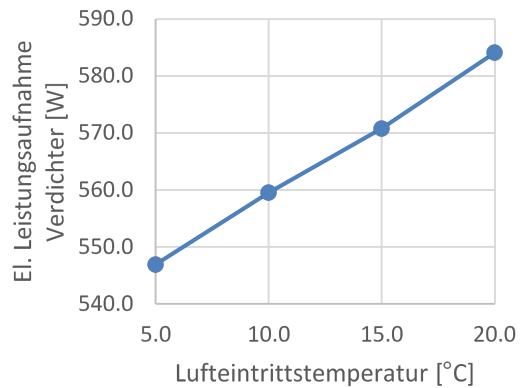


Abbildung 13: Schematische Darstellung des Wärmepumpenkreises mit Angabe der Position der einzelnen Sensoren, T für Temperatur, D für Druck und V für Volumenstrom. In grün die zur UIBK-Infrastruktur gehörenden Sensoren, in rot die mit dem Expansionsventiltreiber gekoppelten Sensoren.

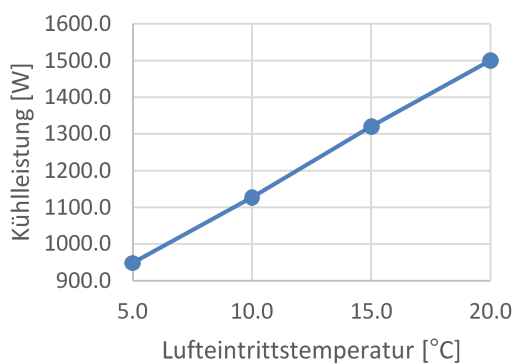
Zusätzlich werden je zwei Pt100-Temperaturfühler auf der Luft- und der Wasserseite installiert, um die Temperaturen der ein- und austretenden Luft sowie die Temperaturen des Vor- und Rücklaufwassers zu messen, die für die Berechnung der Kühl- und Heizleistung von grundlegender Bedeutung sind. Der Luftvolumenstrom wird auf 350 m<sup>3</sup>/h gehalten, während der Wasservolumenstrom auf 4 Liter/min festgelegt wird (siehe auch Abbildung 12(a)). Im Ladekreis ist das Mischventil mit einem PI-Regler gekoppelt, der es nur öffnet, wenn die Vorlaufwassertemperatur mindestens 50 °C erreicht. Bis dahin wird das Wasser in einer Schleife zirkuliert, um zu verhindern, dass in den ersten Minuten des Wärmepumpenbetriebs kälteres Wasser in den oberen Teil des Warmwasserspeichers fließt. Die folgenden Messergebnisse wurden für die Heizleistung, die Kühlleistung, die elektrische Leistungsaufnahme des Kompressors und die Leistungszahl für Quelltemperaturen zwischen 5 und 20 °C und für eine Wasservorlauftemperatur von 50 °C erzielt:



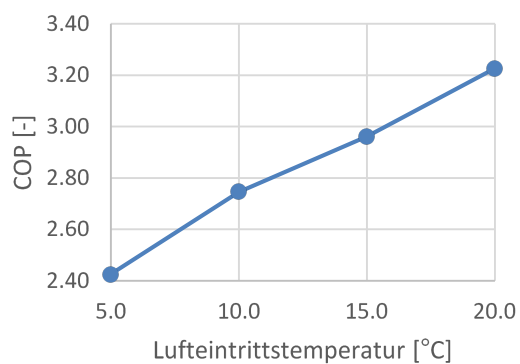
(a)



(b)



(c)



(d)

Abbildung 14: Messergebnisse für (a) die Heizleistung der Wärmepumpe, (b) die elektrische Leistungsaufnahme des Kompressors, (c) die Kühlleistung und schließlich (d) die Leistungszahl.

Die Messergebnisse zeigen, dass die Auslegungsheizleistung von 1.5 kW bei A7W50 erreicht werden kann. Allerdings spielt auch die elektrische Leistungsaufnahme des Verdichters eine relevante Rolle, die dazu führt, dass die Leistungszahl bei 20 °C Außenlufttemperatur und 50 °C Vorlaufwassertemperatur nur etwa 3.20 beträgt. Nach vielen Untersuchungen wurde dieses Leistungsdefizit auf eine hohe Grädigkeit zwischen der Luft und dem verdampfenden Kältemittel zurückgeführt (siehe Abbildung 15), was wiederum zu einem höheren Verdichtungsverhältnis und damit einer höheren Leistungsaufnahme führt. Weitere Verbesserungen des Wärmeaustausches zwischen Luft und Kältekreis werden weiter untersucht.

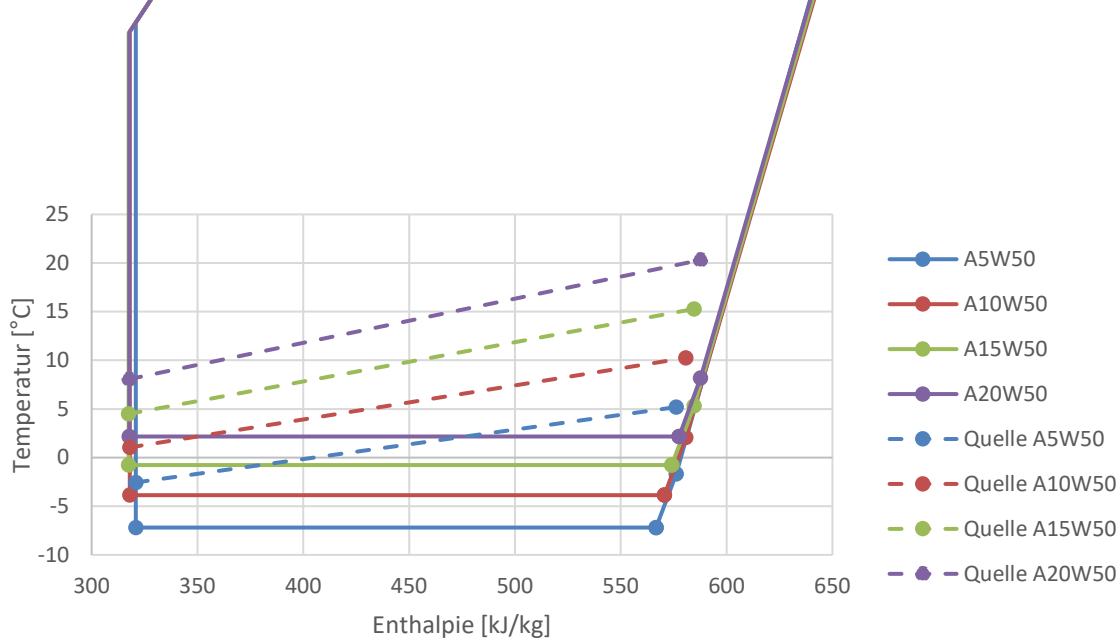


Abbildung 15: Darstellung im T-h Diagramm des Wärmeaustauschs zwischen Luft und Kältemittel für Quelltemperaturen zwischen 5 und 20 °C und Wasservorlauftemperatur 50 °C.

## 5.4. Kleinst-Wärmepumpe für Raumheizung und Trinkwarmwasser

Um die Effizienz und Funktionalität des Gesamtsystems bei der Deckung des Warmwasserbedarfs zu bewerten, wurde ein dynamisches Modell in der Simulationsumgebung von MATLAB/Simulink unter zusätzlicher Verwendung der CARNOT-Toolbox erstellt [10]. Die Wärmepumpe wurde vereinfacht mit Hilfe einer LookUp-Tabelle (aus den Ergebnissen der Kältekreisimulation) implementiert. Die dynamische Leistung des Systems wurde bei den in der Norm EN 14511 [11] angegebenen Quelltemperaturen, d.h. -10 °C, -7 °C, 2 °C, 7 °C und 12 °C, bewertet. Es wurden vier verschiedene Speichergrößen simuliert, die 90 l, 100 l, 110 l und 120 l entsprechen. Aus Platz- und Installationsgründen wurde die Höhe des Speichers als konstant und mit  $h = 1,1$  m angenommen, während der Durchmesser des Speichers mit zunehmendem Volumen zunimmt. Für jedes Speichervolumen wurde eine andere Dämmstärke gewählt, um immer eine Energieeffizienzklasse von ErP B zu erreichen. Die Umgebungstemperatur, die als Randbedingung für die Verluste der einzelnen Komponenten dient, wurde als konstant mit 20 °C angenommen. Die Frischwasserstation (Wärmeübertrager), Mischventile, Rohrleitungen und Umwälzpumpen wurden ebenfalls mit spezifischen Komponenten aus der CARNOT-Toolbox simuliert. Die Rohrlängen entsprechen den Längen im Versuchsaufbau, wie in Abbildung 16 dargestellt.



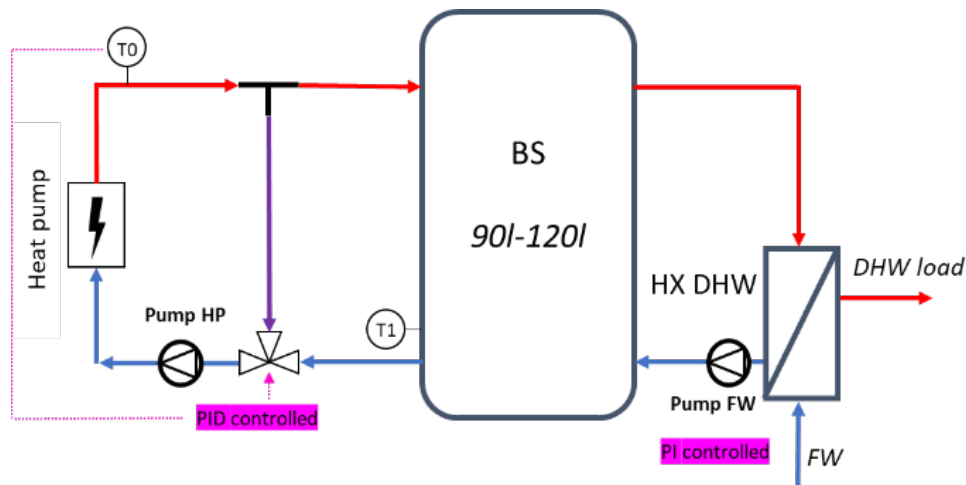


Abbildung 16: Schematische Darstellung der modellierten hydraulischen Anlage und Angabe der für die Simulationen des dynamischen Systems verwendeten Steuerungen.

Mittels einer Festwertregelung wird der Speicher mit einer festen Temperatur (52°C) geladen. In der Startphase der Wärmepumpe ist die Temperatur des dem Speicher zugeführten Wassers niedriger als die Speichertemperatur. Ohne zusätzliche Maßnahmen würde sich dies nachteilig auf die Effizienz der Anlage auswirken, da die Schichtung des Speichers gestört wird. Aus diesem Grund wird in der Anlaufphase der Wärmepumpe das Mischventil vollständig geschlossen und das Wasser in einer Schleife umgewälzt bis die Solltemperatur erreicht ist. Die Regelung der Speichertemperatur erfolgt über einen Temperaturfühler, der mit einem Hystereseregler mit einem Regelband von 2 K gekoppelt ist. Der Temperaturfühler ist auf 1/3 der Gesamthöhe des Speichers angebracht.

Es wurden zwei verschiedene Nutzerentnahmepprofile simuliert, basierend auf dem Profil "M" nach der Norm EN 16147 [12], das einem durchschnittlichen Verbrauch eines 4-Personen-Haushalts entspricht. Im ersten Profil (M Standard) finden die beiden größten Zapfungen (10 l/min) um 07:15 Uhr und 21:30 Uhr am Abend statt, mit kleineren Zapfungen um die Mittagszeit (4 l/min) und um 20:30 Uhr (10 l/min). Im zweiten Profil (M modifiziert) wird Brauchwarmwasser vorwiegend morgens benötigt, wobei die beiden höchsten Entnahmen um 07:15 und 07:30 Uhr stattfinden. Kleinere Entnahmen erfolgen auch hier um 12:45 und 20:30 Uhr. Die kleinsten Anzapfungen entsprechen einem Volumenstrom von 4 l/min.

Der Massenstrom der Verteilerpumpe der Frischwasserstation wird durch einen PI-Regler geregelt, während das Nutzerprofil durch eine Energieregulierung berücksichtigt wird. Sobald die vom Benutzer gewünschte Warmwassertemperatur (45°C) erreicht ist, beginnt die Energieregulierung mit der Zählung. Die Zapfung wird fortgesetzt bis die gewünschte Energie geliefert wurde.

Tabelle 6 zeigt die Ergebnisse der dynamischen Systemsimulation für das beschriebene hydraulische System unter der Annahme des Entnahmeprofils „M Standard“ und einer Speichergröße von 90 Litern. Die Arbeitszahl für die simulierten Fälle ist definiert als das Verhältnis zwischen der von der Wärmepumpe gelieferten Energie zur Deckung des Warmwasserbedarfs inkl. der Speicherverluste und der für den Betrieb des Verdichters erforderlichen Energie. Der Stromverbrauch eventueller Hilfsaggregate (z.B. Umwälzpumpen, Regelung, Ventile usw.) ist in der Analyse also nicht enthalten. Die Ergebnisse für die verbleibenden Speichervolumina von 100 l, 110 l und 120 l wiesen keine relevanten Unterschiede auf, und die Wärmepumpe war in jedem Fall in der Lage, den Warmwasserspeicher rechtzeitig für die Entnahme auf die Solltemperatur zu laden. Aus diesem Grund werden diese hier nicht weiter erwähnt. Die Schlussfolgerung ist, dass ein kompakter 90-Liter-



Speicher ausreichend ist, um angemessene Komfortbedingungen (Profil M) zu gewährleisten. Dies ermöglicht eine relativ einfache und kompakte Installation. Für höhere Zapfmengen (z.B. Badewanne) könnte ein Bedarfsschalter vorgesehen werden, der ermöglicht die Speichertemperatur und damit die Kapazität bei Bedarf zu erhöhen.

Tabelle 6: Ergebnisse der dynamischen Systemsimulation für eine Speichergröße von 90 Litern in Abhängigkeit von der Außenlufttemperatur.

$\vartheta_{src}$ [°C]	$W_{HP}$ [kWh]	$Q_{HP}$ [kWh]	JAZ [-]
-10	6.22	9.38	1.51
-7	5.48	9.09	1.66
2	4.04	8.53	2.11
7	3.56	8.40	2.36
12	3.19	8.31	2.60

Wird stattdessen ein Entnahmeprofil "M modifiziert" gewählt und ein Speichervolumen von 90 Litern angenommen, ist die Wärmepumpe bei Außenlufttemperaturen unter 2 °C nicht in der Lage, den Warmwasserbedarf vollständig zu decken. In diesem Fall wären Speichergrößen von mehr als 100 Litern oder ein zusätzlicher Heizstab notwendig, um den Nutzenergiebedarf zu decken und eine zusätzliche Kapazitätsreserve zu gewährleisten.

Für das Innsbrucker Klima wird eine Jahresarbeitszahl von 1.84 erwartet. Ziel weiterer Optimierungen ist eine Jahresarbeitszahl höher als 2.

Die Effizienz einer Split-Luft/Wasser-Wärmepumpe mit kompakter Inneneinheit unter dynamischen Bedingungen, d.h. mit intermittierender Zapfung wurde in einer im Rahmen des Projekts FITNeS realisierten Doppelklimakammer im ThermoLab der UIBK vermessen.

Die Tests dienen außerdem auch dazu die Machbarkeit für die Anwendung zur Bereitstellung von Raumwärme in einem Renovierungsfall zu bewerten. Dafür werden auf Basis der Messungen dynamische Gebäudesimulationen durchgeführt (siehe Bericht virtuelle Demo).

Der Prototyp unterscheidet sich vom Funktionsmuster durch folgende Aspekte:

- Eine Inneneinheit beherbergt auf kompaktere Weise alle Wärmepumpen- und Hydraulikkomponenten, die für die Wärmeabgabe und die Aufladung des Speichers erforderlich sind. Die Paneele, die das Gehäuse des Innenelements bilden, sind mit 4 cm Dämmung gedämmt;
- Die Speichergröße wird auf 120 Liter reduziert um eine kompakte Bauweise zu ermöglichen, den Warmwasserverbrauch eines kleinen Haushalts jedoch abdecken zu können (Zapfprofil M, siehe unten);
- Die Ladeschaltung ist komplexer und ermöglicht einen effizienten Betrieb. Beim Prototyp wird der obere Teil des Warmwasserspeichers geladen, um den Komfort auch bei kurzzeitigen Entnahmen zu gewährleisten. Sobald der obere Teil geladen ist, schaltet ein Umschaltventil die Ladung vom oberen auf den mittleren Teil des Speichers um und das restliche Speichervolumen wird erwärmt.

Die Tests wurden in einer Doppelraum-Prüfkammer mit kontrollierbaren Temperaturbedingungen im Thermohydrauliklabor des "Arbeitsbereichs Energieeffizientes Bauen" der Universität Innsbruck durchgeführt. Die Temperatur in jeder Kammer wird mit Hilfe von Gebläsekonvektoren geregelt. Abbildung 17 zeigt ein Bild der beiden Klimakammern, in denen der Prototyp installiert und getestet

wurde. Tabelle 7 fasst die Leistungsdaten und den Anwendungsbereich der beiden Klimakammern zusammen.

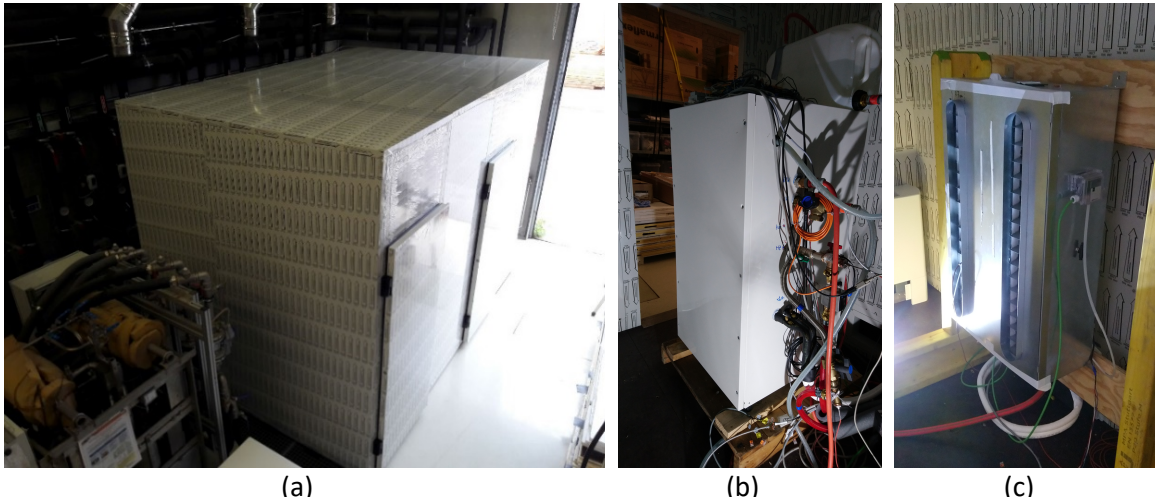


Abbildung 17: Doppelklimakammer im ThermoLab (a) für die Prüfung des Prototyps einer Split-Luftwärmepumpe ((b) Inneneinheit und (c) Außeneinheit).

Tabelle 7: Leistungsdaten und Anwendungsbereich der Klimakammern mit den Gebläsekonvektoren

Raum	Kaltkammer
Dämmung	8 cm PU Hartschaum
Kühlleistung <sup>2</sup>	3.89 kW
Heizleistung <sup>3</sup>	4.30 kW
Max. Temp.	35 °C
Min. Temp. <sup>4</sup>	8 °C
Raum	Warmkammer
Dämmung	8 cm PU Hartschaum
Kühlleistung <sup>1</sup>	2.18 kW
Heizleistung <sup>2</sup>	2.58 kW

Zusätzlich wurde einen Zapfprüfstand (schematisch in Abbildung 18 dargestellt) eingerichtet.

<sup>2</sup> Lufteintrittstemperatur TK 27 °C / FK 19 °C, Medieneintritt 7 °C, Mediaustritt 12 °C, 0% Glykolkonzentration, max. Luftvolumenstrom

<sup>3</sup> Lufteintrittstemperatur TK 20 °C / FK 14 °C, Medieneintritt 45 °C, Mediaustritt 40 °C, 0% Glykolkonzentration, max. Luftvolumenstrom

<sup>4</sup> Mit der aktuellen Konfiguration der Wärmesenke, niedrigere Temperaturen sind aber technisch möglich

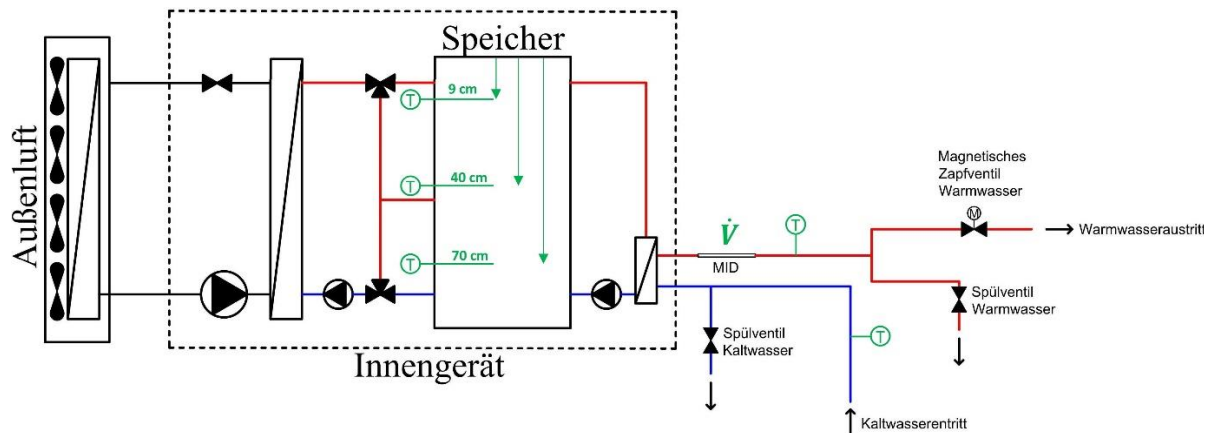


Abbildung 18: Aufbau des Prüfstandes zur Bewertung der Leistung einer Split-Wärmepumpe für die Warmwasserbereitung unter dynamischen Entnahmebedingungen.

Warmwasser wird über ein Magnet-Zweiwegeventil entnommen. Der Wasservolumenstrom wird mittels eines magnetisch-induktiven Durchflussmessers (MID) erfasst, dessen Wert auch als Eingang für den Regler des magnetischen Zweiwegeventils dient. Es werden sowohl Warmwasser- als auch Kaltwassertemperaturen geloggt. Um die Temperatur des Wasserleitungsnetzes so weit wie möglich zu stabilisieren ist ein Spülventil vorgesehen. Ein ähnliches Ventil ist auf der Warmwasserseite vorgesehen, um den Warmwasserspeicher energetisch auf die Kaltwassertemperatur zu entleeren (z.B. für die experimentelle Bestimmung des Speicherwärmeverlustkoeffizienten). Als Komfortkriterium wird eine Warmwassertemperatur von 45 °C definiert. Die Frischwasserstation ist Teil des Innengeräts der Wärmepumpe und wird über einen eigenen Regler gesteuert.

Das fassadenintegrierte Element ist in der Kaltklimakammer installiert und damit außenähnlichen Randbedingungen ausgesetzt, während das Innengerät in der Warmklimakammer untergebracht ist.

Um den Warmwasserverbrauch eines kleinen Haushalts (2-3 Personen) nachzubilden, wurde bei den Tests ein M-Profil nach EN 16147 als Zapfprofil gewählt. Abbildung 19 zeigt das Profil und die entsprechenden Volumenströme und gezapften Energien.

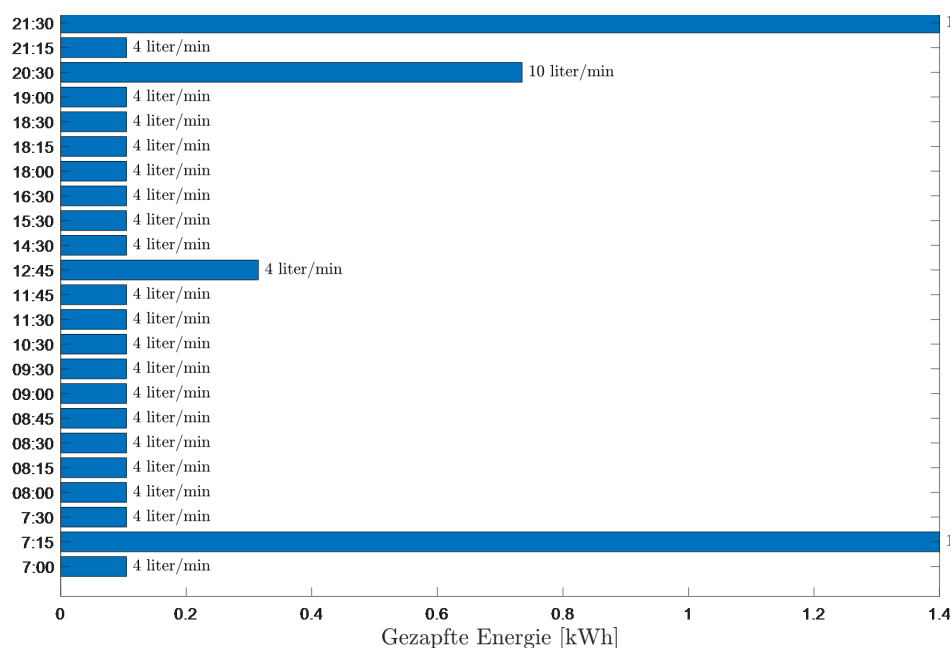


Abbildung 19: Zapfprofil „M“ nach EN 16147 für ein kleines Haushalt.

Daher wird bei jeder Prüfung das Zapfprofil gemäß der Norm nachgebildet und mit einem vollgeladenen Warmwasserspeicher bei einer Solltemperatur von 55 °C begonnen.

Abbildung 20 zeigt als Beispiel die Messergebnisse für 10 °C Außenlufttemperatur mit dem Zapfprofil M nach EN16147. Während der Zapfintervalle ist die minimale Komforttemperatur von 45 °C immer gewährleistet, auch am Ende des Tages, wenn zwei fast aufeinander folgende große Anzapfungen stattfinden. Dies ist auch dank der Steuerung des Ladekreises des Brauchwasserspeichers möglich, der die Ladung des oberen Teils des Speichers bevorzugt, um den Komfort auch bei kurzfristigen Entnahmen zu gewährleisten. Ähnliche Messungen wurden auch für 15 °C und 20 °C Außenlufttemperatur durchgeführt, deren Ergebnisse in Tabelle 8 dargestellt sind. Die Arbeitszahl der Wärmepumpe kann noch verbessert werden, indem die Wärmedämmung der Inneneinheit und die Steuerung der Hydraulik verbessert werden.

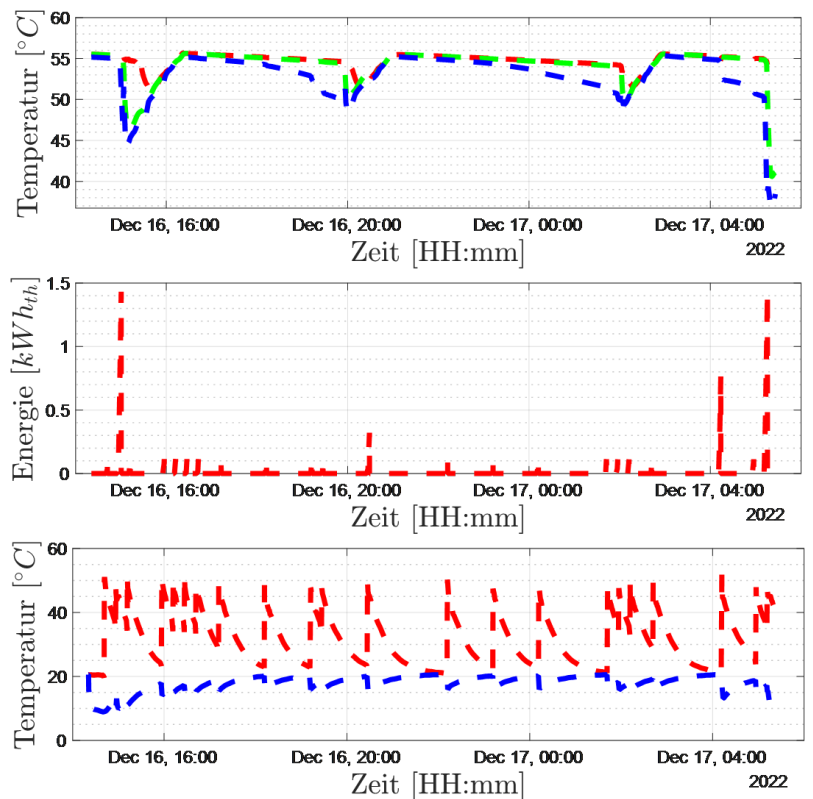


Abbildung 20: Testergebnisse bei 10 °C Außenlufttemperatur unter intermittierender Zapfung (M-Profil). Von oben werden jeweils die Speichertemperaturen durch 3 Pt100 angezeigt, die wie in Abbildung 17 positioniert sind. Dann das Zapfprofil und schließlich die gezapfte Warmwassertemperatur sowie die Temperatur der Wasserleitung.

Tabelle 8: Zusammenfassung der Messergebnisse einer Split-Luft/Wasser-Wärmepumpe bei intermittierender Zapfung mit Außenlufttemperaturen von 10, 15 und 20 °C.

Temperatur [°C]	$Q_{HP}$ [ $kWh_{th}$ ]	$Q_{el}$ [ $kWh_{el}$ ]	$COP_{HP}$ [-]
10	5.98	2.12	2.82
15	6.10	1.99	3.06
20	6.09	1.96	3.11



Alle Simulationen wurden mit MATLAB/Simulink in Kombination mit der Toolbox carnotUIBK durchgeführt [13]. In jeder Zone der simulierten Wohnungen wurden Heizkörper simuliert. Die Gesamtwärmedurchgangskoeffizienten (U) der einzelnen Bauelemente vor und nach der Renovierung sowie die solaren Wärmegewinnkoeffizienten (SHGC) sind in Tabelle 9 dargestellt. Tabelle 10 gibt auch einen Hinweis auf die berücksichtigten Wärmebrückenzuschläge und die Luftdichtheit vor und nach der Renovierung.

Tabelle 9: Thermische Eigenschaften von opaken und transparenten Bauteilen für ein Mehrfamilienhaus vor und nach der Renovierung.

Komponent	Eigenschaft	Bestand	Renovierung
Außenwände	U [W/(m <sup>2</sup> K)]	0.49	0.13
Dachgeschoß Decke	U [W/(m <sup>2</sup> K)]	1.12	0.11
Kellerdecke	U [W/(m <sup>2</sup> K)]	0.66	0.23
Fenster	U <sub>g</sub> [W/(m <sup>2</sup> K)]	1.10	0.54
	U <sub>f</sub> [W/(m <sup>2</sup> K)]	1.80	0.86
	SHGC [-]	0.60	0.60

Tabelle 10: Wärmebrückenzuschlag und Luftdichtheit vor und nach der Renovierung.

	Bestand	Renovierung
$\Delta U_{WB}$ [W/(m <sup>2</sup> K)]	0.10	0.08
n <sub>50</sub> [1/h]	4.0	1.5

Außerdem wird ein MVHR-System mit einem Wirkungsgrad von 0.75 und einer Luftwechselrate von 0.60 1/h angenommen. Für alle Berechnungen wurde eine Innenraum-Solltemperatur von 22.5 °C für die Heizperiode festgelegt, während für die Kühlperiode eine Temperatur von 25 °C angenommen wird. Fensterlüftung wird im Sommer verwendet um die Wohnung zu kühlen und Jalousien, mit einem Verschattungsfaktor von 0.7 bis 1.0 werden auch angenommen. Anschließend wurde eine dynamische Gebäudesimulation mit einem Mehrzonenmodell für eine Wohnung im Erdgeschoß, eine im zweiten Stock und eine im Dachgeschoß entwickelt, wobei jeder Raum eine thermische Zone darstellt. Der Wärmebedarf der drei untersuchten Wohnungen ist in Tabelle 11 dargestellt.

Tabelle 11: Heizwärmebedarf nach der Renovierung für die drei simulierten Wohnungen.

Geschoß	HWB nach der Renovierung [kWh/m <sup>2</sup> y]
EG	49
2. OG	27
4. OG	48

Für jede Wohnung wurden die folgenden Randbedingungen angenommen:

- Benachbarte Wohnungen: Reduktionsfaktor 0.00;
- Treppenhaus: Reduktionsfaktor 0.15;
- Dachboden (für die Wohnung im obersten Stockwerk): 0.70;
- Untergeschoß: Bodentemperaturen nach EN ISO 13770 [14].

Jede Wohnung ist in einen Vorraum, ein Wohnzimmer, ein Schlafzimmer und ein Badezimmer unterteilt. Für jeden Raum ist ein Heizkörper vorgesehen, mit Ausnahme des Eingangsbereiches, der unbeheizt ist. Der Einfachheit halber wurden die Wärmeaustauschflächen der in jedem Raum

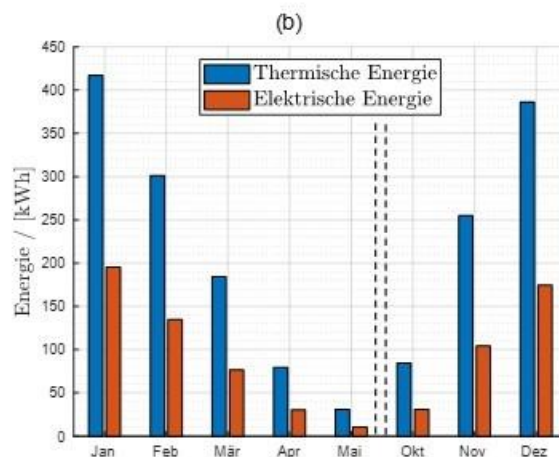
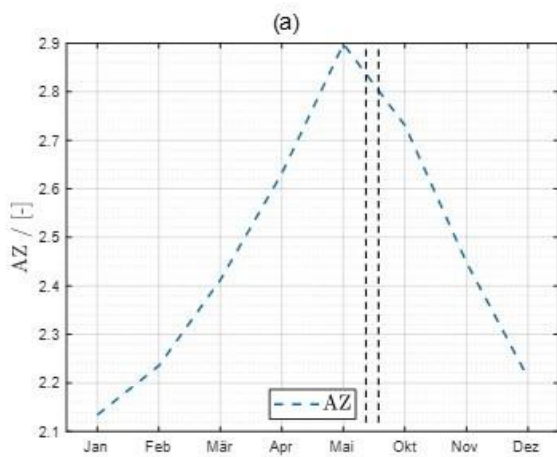
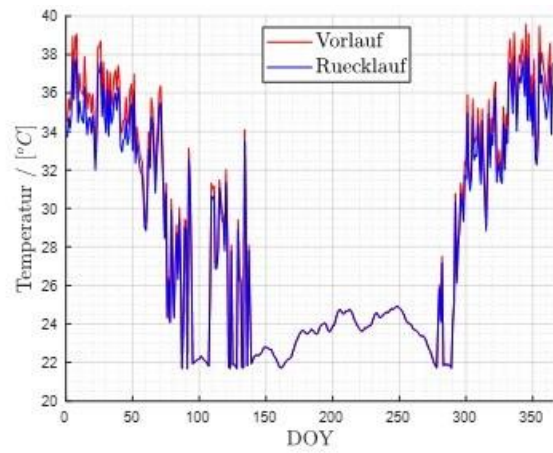
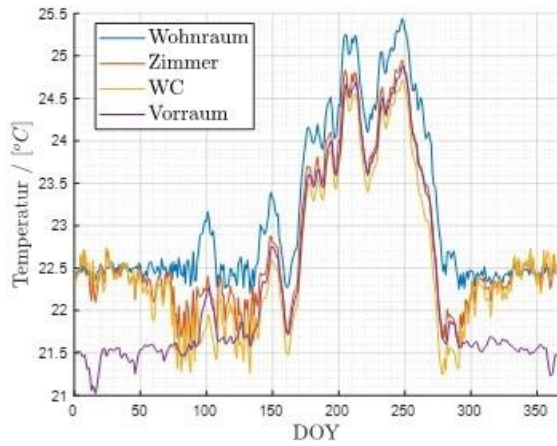
installierten Heizkörper für alle drei betrachteten Wohnungen gleich gehalten, sodass die nominale Leistung der Heizkörper in jedem Raum dieselbe bleibt (vgl. Tabelle 12).

Tabelle 12: Nominale Heizleistung der im jeden Raum montierten Heizkörper.

Raum	Nominale Heizkörperleistung / [W]
Wohnzimmer	2187
Schlafzimmer	1005
WC	1005

Das Netz ist außerdem mit einem Bypass für den Fall ausgestattet, dass in den einzelnen Räumen kein Bedarf besteht. Die Heizperiode dauert von Januar bis Mai und von September bis Dezember, und jeden Tag sind zwei Ladefenster, eines morgens (5 bis 7 Uhr) und eines Abends (18 bis 20 Uhr) für den Warmwasserbetrieb reserviert. Für den Warmwasserbetrieb wurde ein angepasstes "M"-Warmwasserverbrauchsprofil angenommen [12], mit einer Dusche am Morgen und einer Dusche am Abend und nur minimalem Wasserverbrauch außerhalb der Kernzeiten. Für die Ladung des Speichers gelten die gleichen Annahmen wie in Anhang J beschrieben. Die Speichergröße beträgt 120 Liter. Im Heizbetrieb liefert die Umwälzpumpe einen Volumenstrom von 7 l/min für alle betrachtete Wohnungen. Der effektive Volumenstrom, der durch jeden Heizkörper fließt, wird dann durch PID-gesteuerte Verteilventile bestimmt, die in Abhängigkeit von der Raumtemperatur auf der Versorgungsleitung positioniert sind und den Betrieb von Thermostatventilen abbilden. Die Wärmepumpe wird in Abhängigkeit von der Wohnraumtemperatur gesteuert (unter Berücksichtigung einer Hysterese von  $\pm 0,5$  K). Wenn die Wärmepumpe eingeschaltet wird, beträgt ihr Mindestbetriebsintervall 5 Minuten; wenn sie ausgeschaltet wird, bleibt sie mindestens 10 Minuten lang ausgeschaltet. Wenn die Außenlufttemperatur unter 7 °C liegt, wird die Wärmepumpe außerdem alle 80 Betriebsminuten gestoppt, um ein Abtauen für weitere 10 Minuten zu ermöglichen. Um die Überhitzung in den Räumen der Wohnung zu begrenzen, wird während der Sommersaison bei günstigen Außenluftbedingungen ( $\vartheta_{raum} - \vartheta_{luft} \leq 0.5$ ) ab einer Raumtemperatur von 23.5 °C bis zu einer Temperatur von 22 °C fenstergelüftet. Darüber hinaus werden für das vierte Stockwerk und das Erdgeschoß Rollläden mit einem Verschattungskoeffizienten von 0.7 und für das zweite Stockwerk von 1.0 verwendet. Abbildung 22 bis Abbildung 24 zeigen die Simulationsergebnisse jeweils für eine Wohnung im vierten Stock, im zweiten Stock und im Erdgeschoß. In allen simulierten Fällen sind die Komfortbedingungen im Winter wie auch im Sommer erfüllt, wobei in der Wohnung im zweiten Stock eine leichte Überhitzung festgestellt wurde. Im September ist es nicht notwendig, die Wohnung zu beheizen. Die maximale Arbeitszahl wird im Mai erreicht und liegt je nach Wohnung zwischen 2.9 und 3.1, während die minimale Arbeitszahl im Januar mit etwa 2.1 erreicht wird. In Abbildung 25 bis Abbildung 27 wird die Performance bei kombiniertem Betrieb (Raumheizung+Warmwasser) dargestellt. Unabhängig von der untersuchten Wohnung ist ein geringfügiger Betrieb der elektrischen Zusatzheizung im Warmwasserbetrieb im Winter immer notwendig, wobei sie im Sommer fast nie zum Einsatz kommt. Die gesamte Arbeitszahl, mit Berücksichtigung der Zusatzheizung, beträgt näherungsweise 2 während der Heizungssaison und 2.6 außerhalb der Heizungssaison.





(a) operative Raumtemperatur für jede betrachtete thermische Zone (der Vorraum ist unbeheizt), (b) Vor- und Rücklauftemperaturen der WP (wasserseitig), (c) Profil der Arbeitszahl für jeden Monat innerhalb der Heizsaison und (d) von der WP gelieferte/benötigte Wärmeenergie und elektrische Energie.



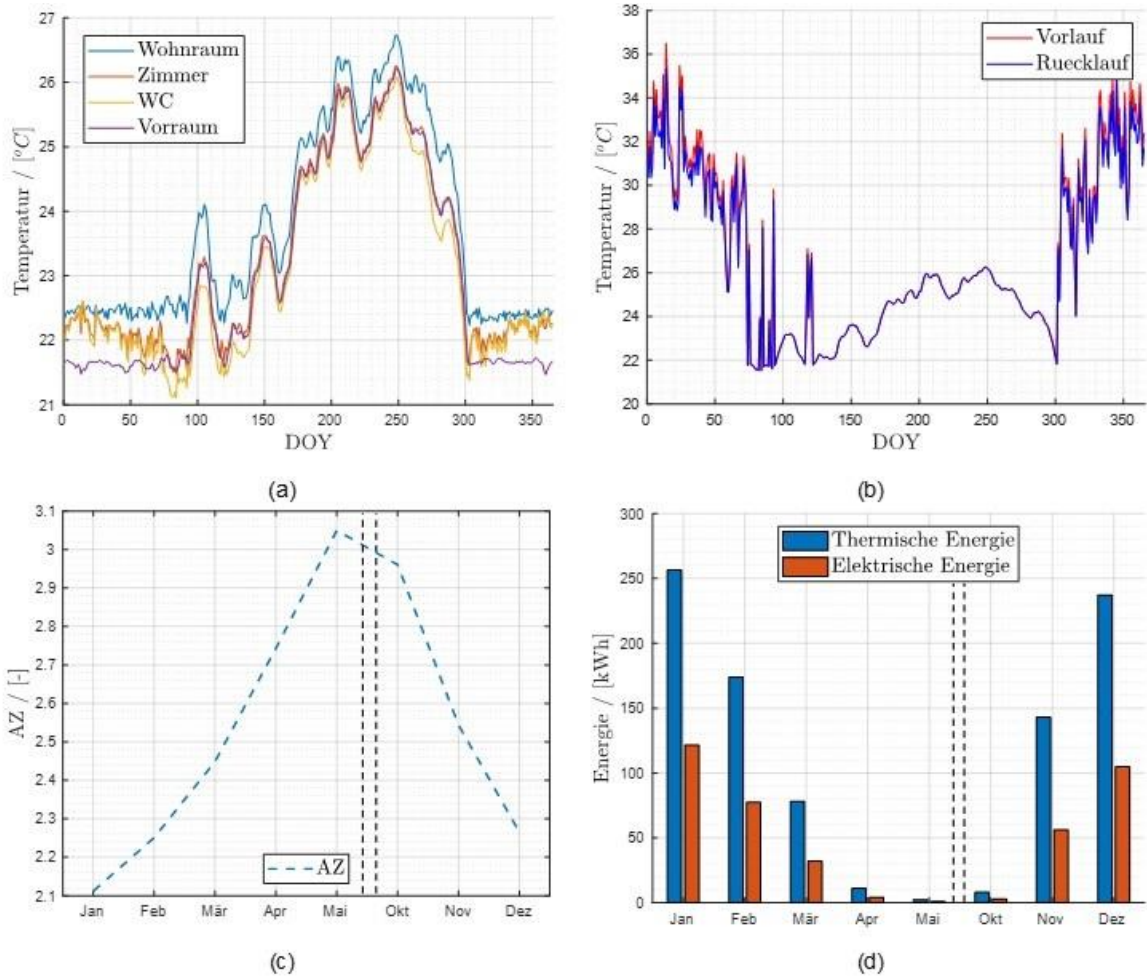


Abbildung 23: Dynamische Simulationsergebnisse (nur Raumheizung) für eine Wohnung im 2. OG: (a) operative Raumtemperatur für jede betrachtete thermische Zone (der Vorraum ist unbeheizt), (b) Vor- und Rücklauftemperaturen der WP (wasserseitig), (c) Profil der Arbeitszahl für jeden Monat innerhalb der Heizsaison und (d) von der WP gelieferte/benötigte Wärmeenergie und elektrische Energie.

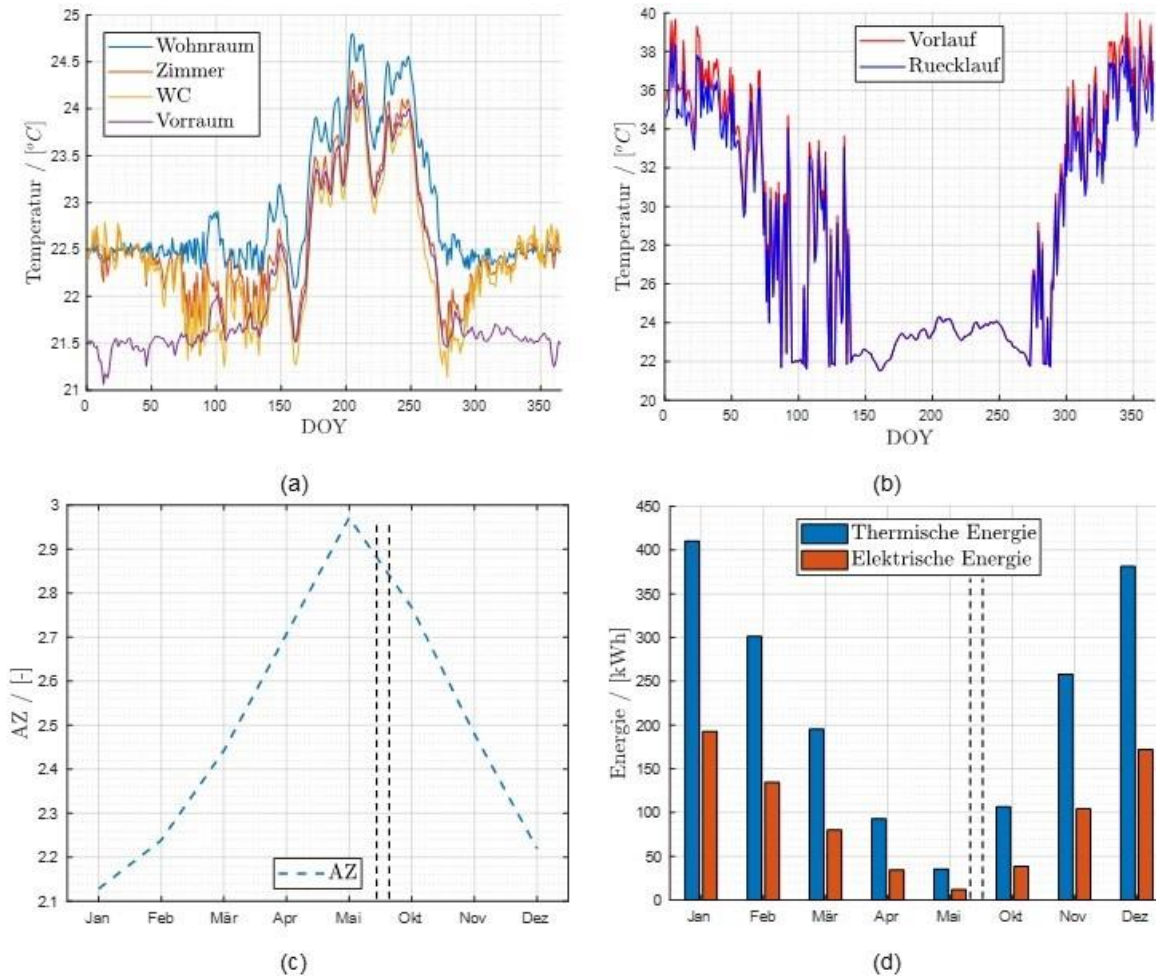


Abbildung 24: Dynamische Simulationsergebnisse (nur Raumheizung) für eine Wohnung im EG: (a) operative Raumtemperatur für jede betrachtete thermische Zone (der Vorraum ist unbeheizt), (b) Vor- und Rücklauftemperaturen der WP (wasserseitig), (c) Profil der Arbeitszahl für jeden Monat innerhalb der Heizsaison und (d) von der WP gelieferte/benötigte Wärmeenergie und elektrische Energie.

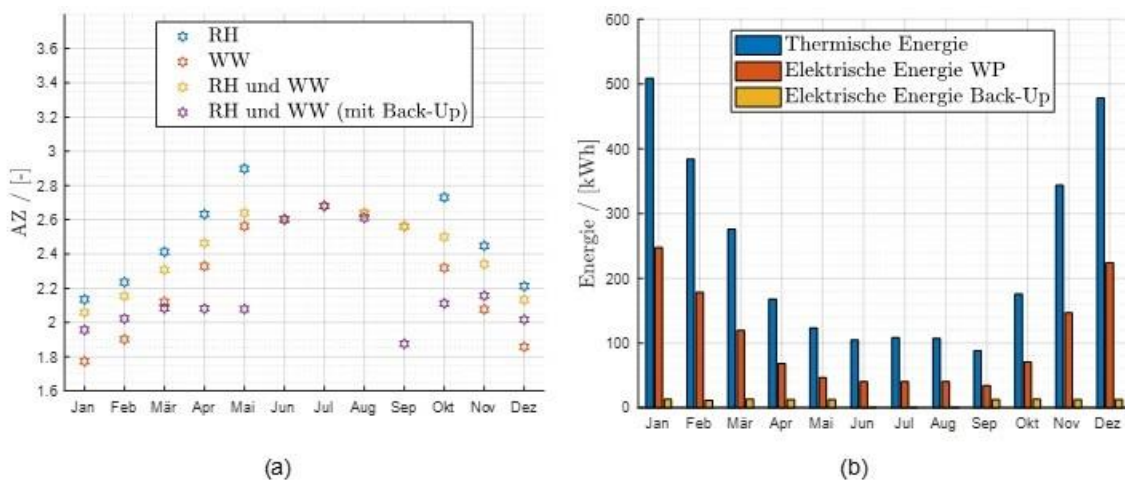
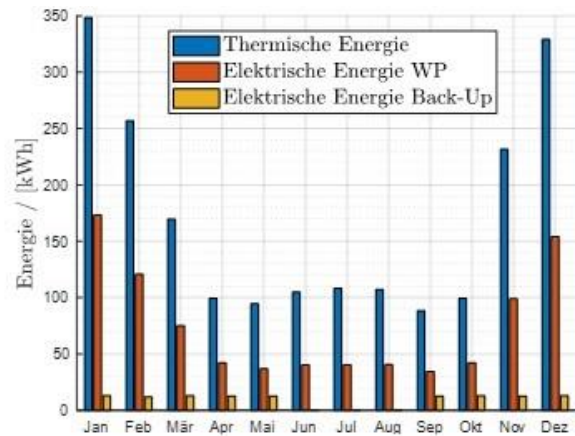
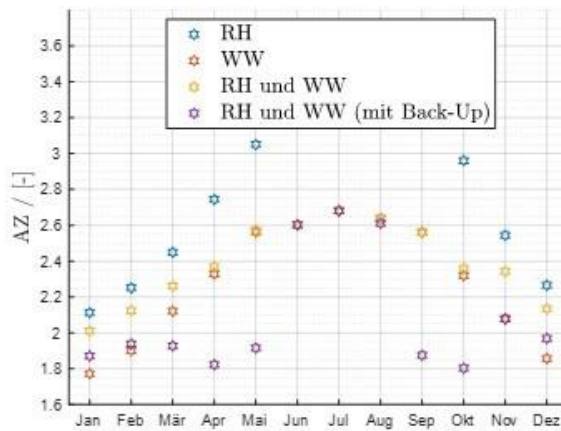


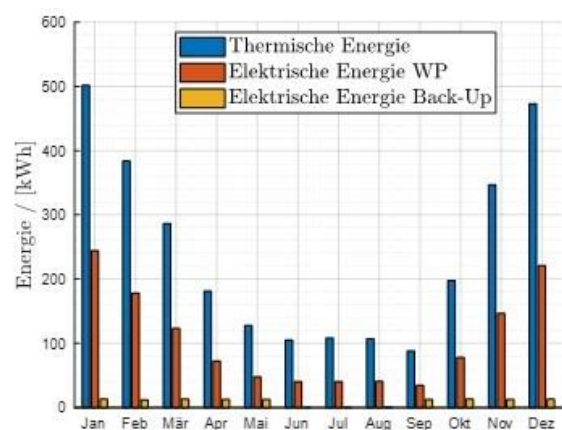
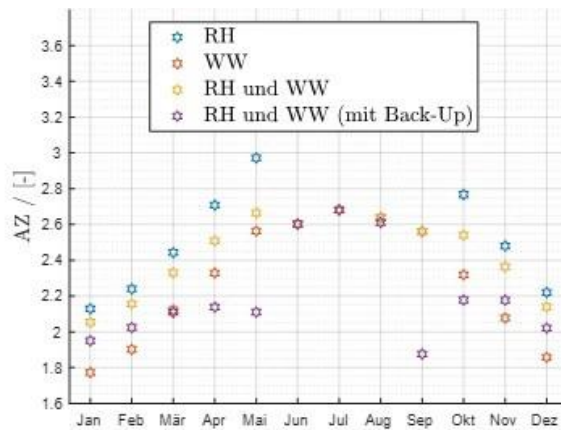
Abbildung 25: Dynamische Simulationsergebnisse (Raumheizung und Warmwasser) für die untersuchte Wohnung im 4. OG: (a) Arbeitszahl für jeden Monat des Jahres unter Berücksichtigung nur des Raumheizungs-Modus (RH), nur des Warmwasser-Modus (WW) und der kombinierten Raumheizung und Warmwasserversorgung (RH und WW). (b) Balkendiagramm mit der gelieferten Wärmeenergie für Raumheizung und Warmwasser, der von der WP verbrauchten elektrischen Energie für die kombinierte Funktionalität und der vom Back-Up verbrauchten elektrischen Energie (nur für Warmwasser).



(a)

(b)

Abbildung 26: Dynamische Simulationsergebnisse (Raumheizung und Warmwasser) für die untersuchte Wohnung im 2. OG: (a) Arbeitszahl für jeden Monat des Jahres unter Berücksichtigung nur des Raumheizung-Modus (RH), nur des Warmwasser-Modus (WW) und der kombinierten Raumheizung und Warmwasserversorgung (RH und WW). (b) Balkendiagramm mit der gelieferten Wärmeenergie für Raumheizung und Warmwasser, der von der WP verbrauchten elektrischen Energie für die kombinierte Funktionalität und der vom Back-Up verbrauchten elektrischen Energie (nur für Warmwasser).



(a)

(b)

Abbildung 27: Dynamische Simulationsergebnisse (Raumheizung und Warmwasser) für die untersuchte Wohnung im EG: (a) Arbeitszahl für jeden Monat des Jahres unter Berücksichtigung nur des Raumheizung-Modus (RH), nur des Warmwasser-Modus (WW) und der kombinierten Raumheizung und Warmwasserversorgung (RH und WW). (b) Balkendiagramm mit der gelieferten Wärmeenergie für Raumheizung und Warmwasser, der von der WP verbrauchten elektrischen Energie für die kombinierte Funktionalität und der vom Back-Up verbrauchten elektrischen Energie (nur für Warmwasser).

## 5.5.2. Virtuelle Demo Gutenbergstraße

Gegenstand der Simulation und der nachfolgenden Analyse war ein Gebäude aus der Zwischenkriegszeit. In Abbildung 28 ist ein Rendering der hofseitigen Fassade für das Demonstrationsbeispiel zusammen mit dem vorgeschlagenen Standort für die Integration der Außeneinheit in die Fassade zu sehen, wobei auch die Notwendigkeit der Zugänglichkeit für Reparatur und Wartung berücksichtigt wird. Der Innenhof des Gebäudes verfügt nach der Renovierung über einen Außenaufzug und Balkone für einen weiteren Zugang zu den Wohnungen.

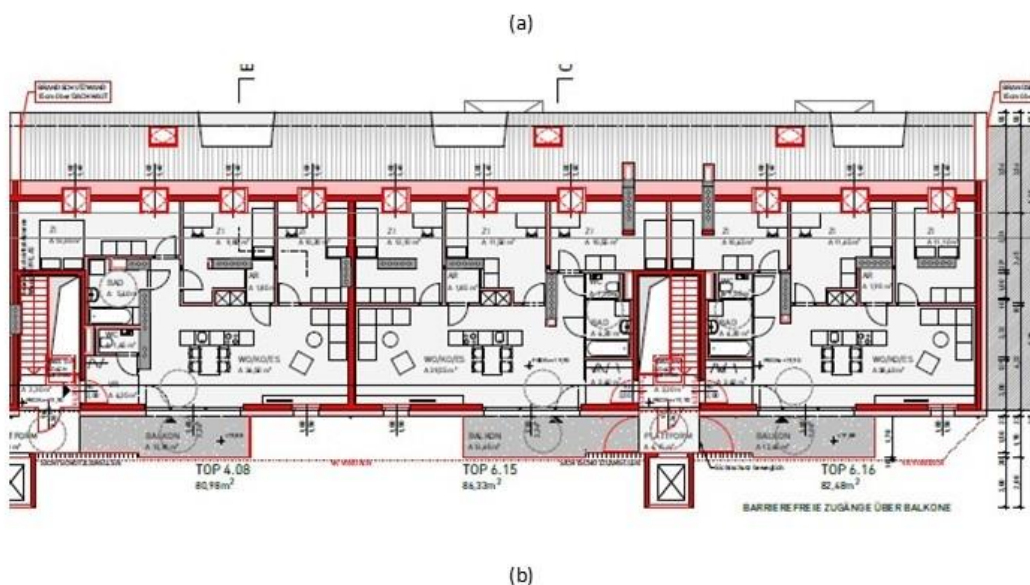


Abbildung 28: (a) Rendering der hofseitigen Fassade des Demo-Gebäudes "Gutenbergstraße" mit je Wohnung einer fassadenintegrierten Außeneinheit und (b) Grundriss von einer typischen Wohnung in der Wohnanlage.



Vor der Sanierung umfasst das Gebäude ein Erdgeschoß, vier Stockwerke, ein nicht ausgebautes Dach und ein teilweise oberirdisches Untergeschoß. Jedes der Häuser (GBS 2, 4, 6) hat ein eigenes Treppenhaus. Das renovierte Gebäude unterscheidet sich vom vorherigen Zustand durch:

- zwei Aufstockungsgeschosse,
- 3 zusätzlich im Innenhof (neben dem Treppenhaus) installierte Aufzüge,
- zusätzliche Balkone für jedes Geschoß auf der Hofseite,
- zusätzliche Dämmung straßenseitig, hofseitig und Dämmung zwischen Keller und Erdgeschoß.

Vom Erdgeschoß bis zum 3. Stock sind die Wohnungen ca. 110 m<sup>2</sup> groß und 2.8 m hoch, im 4. Stock ebenfalls ca. 110 m<sup>2</sup> groß, aber 2.7 m hoch. Im 5. Stock haben die Wohnungen eine Fläche von 80 m<sup>2</sup> und eine Höhe von 2.52 m, und im Dachgeschoß 50 m<sup>2</sup> mit einer Höhe von 2.52 m. Die berechnete Wärmedurchgangskoeffizienten sind für beide Gebäudezustände in der Tabelle 14 dargestellt.

Tabelle 13: U-Werte für Bestand und Sanierung

U-Wert [W/(m <sup>2</sup> K)]	Bestand	Sanierung
Dach	0.94	0.15 0.13
Außenwand	1.43	0.27 0.13 0.15
Kellerdecke	0.678	0.32 (äq)
Boden	0.77	0.77
Fenster	2	0.73
Nachbarwand	1.35	1.35
Kellerwand	1.647	1.647

Es wurden drei verschiedene Sanierungsqualitäten angenommen (BQ I, BQ II, BQ III). In der BQ I ist das Gebäude besonders energiesparend, d.h. der Wert der Wärmebrücken ist vernachlässigbar, die Dichtheit (Luftaustausch) beträgt 1 1/h und die Temperatur im Gebäudeinneren im Winter 20 °C. Außerdem wurde diese Gebäudequalität ‚EnerPHit‘ genannt. Dies ist eine Anlehnung an den EnerPHit-Standard<sup>5</sup>, was bedeutet, dass der Heizwärmebedarf 25 kWh/(m<sup>2</sup>K) nicht übersteigt. In der Zwischenstufe, d.h. BQ II, wurden die Parameter verschlechtert, um eine realistischere Heizlast und einen realistischeren Heizbedarf zu berechnen. Beim BQ II wurde die Wärmebrückenverlustkoeffizient  $\Psi$  auf 0.14 W/(m K) geändert und die Luftwechselrate von 1 auf 1.5 1/h erhöht. In der letzten Stufe, in BQ III, wurde die Temperatur im Inneren des Gebäudes weiter von 20°C auf 22.5°C erhöht. Zusätzlich wurde in den Monaten Juni, Juli, August und September ein Abminderungsfaktor eingeführt, der die Solarstrahlung um 30% reduziert, d.h. dieser Abminderungsfaktor betrug 70%. In der folgenden Tabelle 14 sind die Unterschiede zwischen den verschiedenen Renovierungsstufen zusammengefasst.

<sup>5</sup>[www.bing.com/search?q=enerphit+standards&cvid=ab4463cbab324e138eb38fefe72108b8&aqs=edge.0.0j69i57j0l4j69i60l2.3319j0j1&pgl t=41&FORM=ANNTA1&PC=U531](http://www.bing.com/search?q=enerphit+standards&cvid=ab4463cbab324e138eb38fefe72108b8&aqs=edge.0.0j69i57j0l4j69i60l2.3319j0j1&pgl t=41&FORM=ANNTA1&PC=U531)

Tabelle 14: Unterschiede zwischen den verschiedenen Renovierungsstufen. (Unterstrichene Werte zeigen eine Parameteränderung an).

	Building Quality I (‘enerPHit’)	Building Quality II (‘realistisch 20’)	Building Quality III (‘realistisch 22.5’)
Building Quality	<ul style="list-style-type: none"> <li>Innentemp. im Winter <math>T_{winter} = 20 [^{\circ}C]</math></li> <li>Luftwechselrate <math>n_{50} = 1.0 [1/h]</math></li> <li>Wärmebrückenverlustkoeffizient <math>\Psi = 0.08 [W/mK]</math></li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Innentemp. im Winter <math>T_{winter} = 20 [^{\circ}C]</math></li> <li>Luftwechselrate <u><math>n_{50} = 1.5 [1/h]</math></u></li> <li>Wärmebrückenverlustkoeffizient <u><math>\Psi = 0.14 [W/mK]</math></u></li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Innentemp. im Winter <u><math>T_{winter} = 22.5 [^{\circ}C]</math></u></li> <li>Luftwechselrate <math>n_{50} = 1.5 [1/h]</math></li> <li>Wärmebrückenverlustkoeffizient <math>\Psi = 0.14 [W/mK]</math></li> </ul>
Verschattung	Zusätzlicher Abminderungsfaktor Verschattung Sommer 70% (Juni. Juli. August. September)		

Für jeden der oben genannten Sanierungsgrade wurde eine Simulation für zwei unterschiedliche Lüftungsvarianten durchgeführt. Bei dem Bestandsgebäude ist nur Fensterlüftung vorhanden (Windows Ventilation). Im sanierten Gebäude sowie in den einzelnen untersuchten Wohnungen wurden zudem zwei verschiedene Lüftungsvarianten betrachtet: mechanische Lüftung mit Wärmerückgewinnung (WRG),  $\eta = 75\%$  und mechanische Abluftanlage ohne WRG,  $\eta = 0\%$ .

PHPP-Berechnungen wurden für den gesamten Bestand sowie für die drei verschiedenen Sanierungsqualitäten durchgeführt. Bei diesen Berechnungen wird das Gebäude als eine Zone behandelt mit dem Ziel zu bestimmen, wie viel Energie ein bestimmtes Gebäude zum Heizen benötigt und welche Heizlast es hat. Dann wurden die gleichen Berechnungen für vier Wohnungen auf verschiedenen Geschossen durchgeführt, um herauszufinden, welche Wohnung die größten Wärmeverluste aufweist und damit die größte Heizlast hat. Tabelle 15 gibt einen Überblick aller Ergebnisse der PHPP-Berechnungen. Ergebnisse, die die EnerPHit-Anforderungen ( $HWB < 25 \text{ kWh}/(\text{m}^2\text{a})$ ) erfüllen sind grün markiert. EnerPHit Standard wird nur in den Wohnungen im 4. Obergeschoß (Top 5 und Top 10) erreicht und nur wenn die Wohnungen mit einem mechanischen Lüftungssystem mit Wärmerückgewinnung gestattet sind. Wenn in denselben Wohnungen nur ein Abluftsystem vorhanden ist, beträgt der HWB  $36 \text{ kWh}/(\text{m}^2\text{a})$  für Top 5 und  $34 \text{ kWh}/(\text{m}^2\text{a})$  für Top 10 und die HL  $23 \text{ W}/\text{m}^2$  bzw.  $22 \text{ W}/\text{m}^2$ . Die Werte mit dem höchsten Bedarf und der höchsten Heizlast je Sanierungsgrad sind dagegen rot markiert. Nach den PHPP-Berechnungen weist deswegen die Wohnung im Erdgeschoß (Top 5 GROUND) die höchste HL auf.

Tabelle 15: Berechnungsergebnisse des Heizwärmebedarfs (HWB) und der Heizlast (HL) nach PHPP für ausgewählte Wohnungen für beide Lüftungssysteme. WRG - Mech Lüftung mit WRG 75%, Abluft - Abluftsystem.

PHPP	Top 5 (4 Geschoß)		Top 5 GROUND (Erdgeschoß)		Top 10 (4 Geschoß)		Top 6.15 (6 Geschoß)	
	WRG	Abluft	WRG	Abluft	WRG	Abluft	WRG	Abluft
<b>BQ I</b>								
Heizwärmebedarf [kWh/(m <sup>2</sup> a)]	16	36	28	48	16	34	24	44
Heizlast [W/m <sup>2</sup> ]	15	23	18	26	15	22	20	28
<b>BQ II</b>								
Heizwärmebedarf [kWh/(m <sup>2</sup> a)]	29	48	43	64	27	45	31	53
Heizlast [W/m <sup>2</sup> ]	22	30	24	32	21	28	25	34
<b>BQ III</b>								
Heizwärmebedarf [kWh/(m <sup>2</sup> a)]	37	61	57	81	35	57	40	67
Heizlast [W/m <sup>2</sup> ]	24	32	27	35	23	30	28	37

Zuletzt wurden die Heizkörper dimensioniert, um in jedem Raum die ausreichende Heizleistung bei möglichst geringem Temperaturniveau bereitstellen zu können. Die Solltemperatur, die eingestellt wurde, um eine thermische Behaglichkeit in den Räumen zu erreichen, betrug 22.5°C. Bei der Dimensionierung der Heizkörper wurden Parameter wie Vorlauftemperatur, Massenstrom, Heizkörperleistung, Heizkörperexponent von einem kommerziellen Modell berücksichtigt.

Abbildung 29 zeigt die Platzierung der Heizkörper (orange) in der Wohnung. Jedes Zimmer hat einen Heizkörper, außer Living Room (Zone3). Der Living Room hat zwei identische Heizkörper. Die Heizkörper wurden unter den Fenstern platziert, und die Breite der Heizkörper wurde der Breite der Fenster untergeordnet. Die Räume Parents (Zone4), Corridor06 (Zone6), Bathroom07 (Zone8), Kitchen (Zone10), Corridor09 (Zone7), Bathroom10 (Zone9) verfügen über Doppelsäulenheizkörper (*Modell 2075*). Die restlichen Räume, d.h. Child 1 (Zone1), Child 2 (Zone2), Living Room (Zone3), Room11(Zone5), mit violett markierten Heizkörpern, sind kritische Räume mit den geringsten Temperaturen, und für diese Heizkörper wurden verschiedene Modelle simuliert. Die Tabelle 16 zeigt die Abmessungen und andere Parameter der in der Simulation verwendeten Heizkörper.

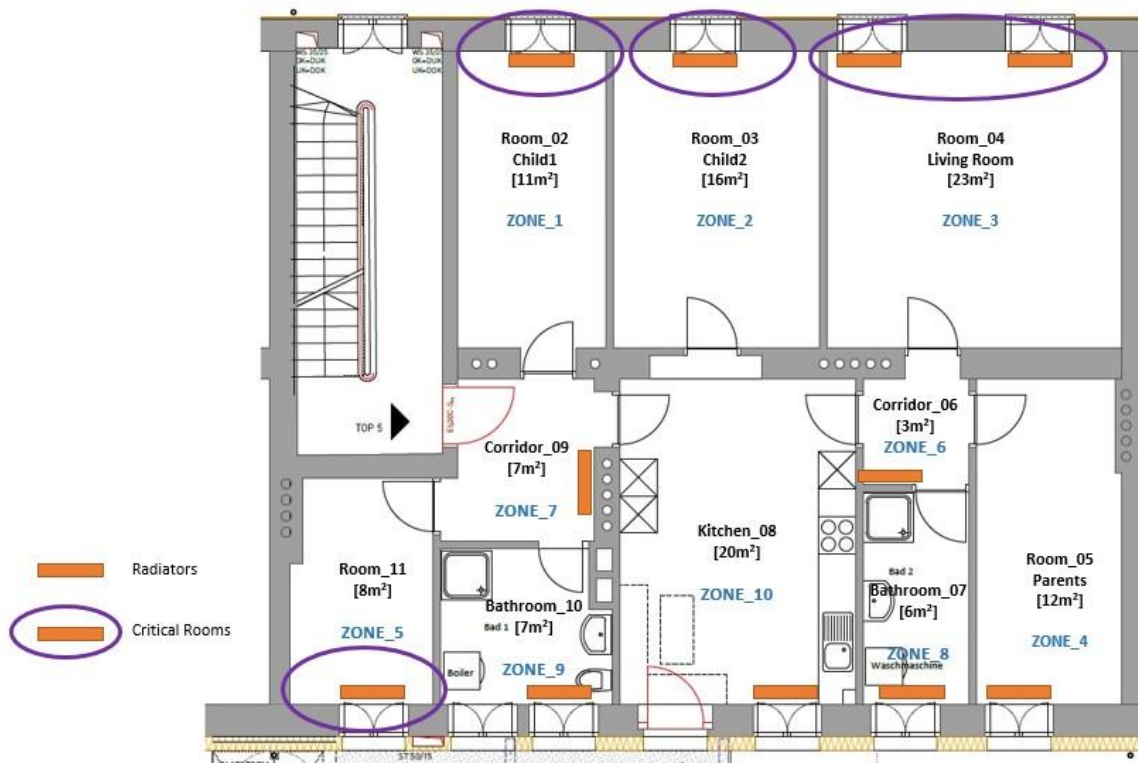


Abbildung 29: Platzierung von Heizkörpern in der Wohnung Top 5 GROUND.

Tabelle 16: Verwendete Heizkörperparameter

	2 Säule	3 Säule	4 Säule	5 Säule
Tiefe [mm]	62	100	136	173
Höhe [mm]	742	750	750	750
(Baulänge [mm] Nr des Elements x Baulänge des Elements + 26)	1222	1222	1222	1222
$\dot{Q}$ [W] (Nr des Elements x $\Delta T_K$ des Elements)	1430	1931.1	2532.4	3120
$\dot{m}$ [kg/s]	0.03	0.05	0.06	0.07
n [-]	1.24	1.26	1.26	1.26

Tabelle 17 zeigt die Ergebnisse der Simulation welche Kombinationen die thermische Behaglichkeit in den Räumen erfüllten. Bei 2-Säulen-Heizkörpern lieferte keine der genannten Temperaturen (40°C, 45°C, 50°C) eine Temperatur von 22.5°C. Die Installation von 3-Säulen-Heizkörpern in den kritischen Räumen ermöglichte es jedoch, die gewünschte Temperatur (45°C und 50°C) zu erreichen. Beim Abluftsystem und bei einer Heizkörpervorlauftemperatur 40°C wurde auch die Raumtemperatur nicht erreicht. 4- und 5-Säulen-Heizkörper, d.h. mit höherer Leistung, ermöglichen bereits bei einer Vorlauftemperatur von 40°C, eine Raumlufttemperatur von 22.5°C zu erreichen.



Tabelle 17: Ausreichende Vorlauftemperaturen für unterschiedliche Heizkörper und Lüftungsvarianten. WRG - Mech Lüftung mit WRG 75%, Abluft - Abluftsystem.

Vorlauftemperatur [°C]	Lüftungssystem	2 Säule	3 Säule	4 Säule	5 Säule
40	WRG	NO	Yes	Yes	Yes
	Abluft	NO	NO	Yes	Yes
45	WRG	NO	Yes	Yes	Yes
	Abluft	NO	Yes	Yes	Yes
50	WRG	NO	Yes	Yes	Yes
	Abluft	NO	Yes	Yes	Yes

## 6 Schlussfolgerungen

Durch die Zusammenarbeit in einem praxisnahen und multidisziplinären Team konnte ein Prototyp einer kompakten, leisen, dezentralen Wärmepumpe entwickelt und getestet werden, welche einen entscheidenden Beitrag in der hochwertigen thermischen Sanierung und beim Ausstieg aus fossilen Heizungen leisten kann. Ein wichtiger Erfolg des Projekts stellt die fassadenintegrierte Wärmepumpen-Außeneinheit dar, welche mit einem hochwertigen Design und minimalen Schallemissionen einen breiten Einsatz ermöglichen wird. Der Prototyp der kompakten Inneneinheit auf Basis des alternativen Kältemittels R290 weist eine gute Effizienz auf. Eine weitere Optimierung hin zu einem noch kompakteren Design wäre jedoch erstrebenswert.

Die technologischen Entwicklungen werden im Rahmen des Projekts PhaseOut weitergeführt und es wird eine Weiterentwicklung in Richtung kompakter, dezentraler Trinkwasserwärmepumpe mit der in FiTNeS entwickelten Wärmepumpenaußeneinheit geben. Die Wärmepumpe wird in einem Demonstrationsprojekt eingebaut und im Realbetrieb vermessen. Die Ergebnisse werden mit alternativen Wärmepumpenkonzepten verglichen. Daraus sollen Handlungsempfehlungen und Richtlinien entwickelt werden.

Die Ergebnisse sind relevant für Industrie, Wärmepumpenhersteller, Planer\*fgecinnen (Architektur, Bauphysik, TGA) sowie Wohnbaugesellschaften. Die Möglichkeiten, die sich ergeben, einen Teil der Gebäudetechnik in die Fassade zu integrieren, können wichtige Impulse für Fassadenbauer geben, insbesondere für die Holzbaubetriebe.

Mehrere Herausforderungen und Hürden gilt es noch für einen breiten Einsatz in der thermischen Sanierung im Geschoßwohnbau anzugehen. Geschäftsmodelle, die Sanierung und Heizungstausch aus einer Hand ermöglichen, sind zumindest aus Kundensicht erforderlich. Die Installation von Split-Wärmepumpen erfordert den Einsatz von Kältetechniker\*innen. Heizungstechniker, spezialisiert auf die Sanierung mit einer kältetechnischen Zusatzausbildung würde die Installation vereinfachen und günstiger verfügbar machen. Die größte Herausforderung betrifft das Thema Zugang und Wartung. Hierfür müssen Konzepte und wettbewerbsfähige Geschäftsmodelle entwickelt werden.

Für einen breiten wirtschaftlichen Einsatz ist eine Industrialisierung erforderlich (economy of scale).

## 7 Ausblick und Empfehlungen

Um einen flexiblen Einsatz in einer Vielzahl von individuellen Wohnungen zu ermöglichen, ist eine weitere Modularisierung und eine Skalierung der Komponenten für verschiedene Leistungsklassen notwendig. Sehr kompakte Komponenten, die auf flexible Art und Weise kombiniert werden können, würden einen Einsatz auch in kleinen Wohnungen mit wenig Platzangebot ermöglichen. Auf Basis dieser Module sind verschiedene Systemlösungen zu entwickeln. Die Systemkosten können nur durch eine Industrialisierung ausreichend reduziert werden.

Die Wartung stellt eine noch große Herausforderung dar. Wartungsarme- oder freie Konzepte inkl. Fernwartung sind hier ein wichtiger Schritt.

Praxiserfahrung im Rahmen von Demonstrationsvorhaben sind notwendig, um das Vertrauen in dezentrale Wärmepumpen herzustellen und einen Austausch von Gasetagenboilern zu ermöglichen. Das Projekt PhaseOut bietet dazu eine gute Möglichkeit.

Neben der Weiterführung im Rahmen des Projekts PhaseOut bietet das Innovationslabor RENOWAVE.at Möglichkeiten, das erarbeitete Konzept und Wissen zu verbreiten und weitere Entwicklungstätigkeiten im Bereich kompakter dezentraler Wärmepumpen anzuregen.

## 8 Verzeichnisse

- [1] T.N. Aynur, Variable refrigerant flow systems: A review, *Energy Build.* 42 (2010) 1106–1112. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2010.01.024>.
- [2] H. Cheung, J.E. Braun, Performance comparisons for variable-speed ductless and single-speed ducted residential heat pumps, *Int. J. Refrig.* 47 (2014) 15–25. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.07.019>.
- [3] H. Blervaque, P. Stabat, S. Filfli, M. Schumann, D. Marchio, Variable-speed air-to-air heat pump modelling approaches for building energy simulation and comparison with experimental data, *J. Build. Perform. Simul.* 9 (2016) 210–225. <https://doi.org/10.1080/19401493.2015.1030862>.
- [4] FFG, SaLÜH! - Sanierung von MFH mit kleinen Wohnungen – Kostengünstige technische Lösungsansätze für Lüftung, Heizung und Warmwasser, (2018). <https://nachhaltigwirtschaften.at/de/sdz/projekte/salueh-sanierung-von-mehrfamilienhaeusern-mit-kleinen-wohnungen-kostenguenstige-technische-loesungsansaeetze-fuer-lueftung-heizung-und-warmwasser.php>.
- [5] EU, iNSPIRe - Development of Systematic Packages for Deep Energy Renovation of Residential and Tertiary Buildings including Envelope and Systems, (2016). <https://cordis.europa.eu/project/id/314461>.
- [6] FFG, HVACviaFacade - Vorgefertigte Fassadenelemente mit maximal integrierten HVAC-Komponenten und -Systemen zur Bestandssanierung, (2017).
- [7] EU, Sinfonia - Smart INitiative of cities Fully cOmmitted to iNvest in Advanced large-scaled energy solutions, (2020). <http://www.sinfonia-smartcities.eu/>.
- [8] IEA, SHC Task 56 - Building Integrated Solar Envelope Systems for HVAC and Lighting, (2020). <https://task56.iea-shc.org/>.
- [9] BMVIT, plusFASSADEN - Internationaler Know-how- und Wissenstransfer über „intelligente Fassadensysteme“ für österreichische AkteurInnen und KompetenzträgerInnen, (2011). <https://nachhaltigwirtschaften.at/de/hdz/projekte/plusfassaden-internationaler-know-how-und-wissenstransfer-ueber-intelligente-fassadensysteme-fuer-oesterreichische-akteurinnen-und-kompetenztraegerinnen.php>.
- [10] Solar-Institut Juelich FH Aachen, CARNOT Toolbox, 2018. <https://fh-aachen.sciebo.de/index.php/s/0hxeb0ilJrui3ED>.
- [11] DIN EN 14511-2, Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps for space heating and cooling and process chillers, with electrically driven compressors - Part 2: Test conditions, 2018.
- [12] DIN EN 16147, Heat pumps with electrically driven compressors - Testing, performance rating and requirements for marking of domestic hot water units, 2017. <https://doi.org/https://dx.doi.org/10.31030/2513808>.
- [13] D. Siegele, E. Leonardi, UIBK Carnot Toolbox, (2014). <https://www.uibk.ac.at/bauphysik/forschung/carnotuibk/index.html.en>.
- [14] ISO, ÖNORM EN ISO 13370, Switzerland, 2018.

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Darstellung des modularen Wärmepumpen-Konzepts .....	21
Abbildung 2: Kriterien und Zielkonflikte Außenteil.....	23
Abbildung 3: CFD-Simulationsergebnisse mit Stromlinien und Geschwindigkeitsprofil auf der einfallenden Verdampferoberfläche für die Varianten 1 bis 4. In rot das Verdampfervolumen, in blau die Auslassfläche und in grün die Einlassfläche. ....	26
Abbildung 4: Darstellung des Prüfstandes zur Prüfung der Leistungsaufnahme der Ventilatoren und der Schallemissionen verschiedener Ventilator-/Verdampferkonfigurationen (a) und konzeptionelles Schema (b). (1) Messpunkt der Druckdifferenz auf der Unterdrückseite der Ventilatoren, gesteuert durch eine Lüftungsklappe, (2) Messpunkt der Druckdifferenz auf der Überdrückseite der Ventilatoren, gesteuert durch einen Stützventilator, (3) Messpunkt des Luftvolumenstroms durch ein Hitzdrahtanemometer.....	27
Abbildung 5: Gemessene elektrische Leistungsaufnahme (a) und Schalleistungspegel (b) bei 350 m <sup>3</sup> /h und variierendem Druckverlust für eine Konfiguration mit 4 Axialventilatoren und eine mit einem einzelnen Radialventilator.....	28
Abbildung 6: Gemessener Stromverbrauch (a) und Schalleistungspegel (b) für zwei verschiedene Verdampfermodelle. ....	29
Abbildung 7: Endgültiger Entwurf des Außengeräts mit vier Axialventilatoren, Strömungsmuster simuliert mit der CFD-Software.....	29
Abbildung 8: Look-up Tables für einen Propan-Wärmepumpen-Kältekreis in Abhängigkeit von der Außenlufttemperatur für Senktemperaturen von 35 °C, 45 °C und 55 °C, jeweils für (a) Verflüssigerleistung, (b) Verdampferleistung, (c) elektrische Leistungsaufnahme und (d) Leistungszahl (COP).....	33
Abbildung 9: Vergleich von Messergebnissen und Simulationsergebnissen, die sich aus den Kältekreismodellen in MATLAB und VapCyc ergeben, für (a) Verflüssigerleistung, (b) Stromverbrauch, (c) Leistungszahl und (d) relativen Fehler für die Verflüssigerleistung zwischen dem MATLAB-Simulationstool und entweder Messungen oder VapCyc-Ergebnissen. ....	34
Abbildung 10: Konturdiagramme der Strömungsprofile für einen (a) ungünstigen inhomogenen Luftstrom, (b) für einen homogenen Luftstrom und (c) für das auf CFD-Basis entwickelte Design. Werte in m/s. ....	35
Abbildung 11: Simulationsergebnisse des Kältekreises in VapCyc für (a) Kondensatorleistung, (b) Verdichterleistungsaufnahme, (c) Verdampferleistung und (d) COP abhängig von der Außenlufttemperatur. ....	36
Abbildung 12: (a) Schematische Zeichnung des Versuchsaufbaus, (b) installiertes Innengerät der Split-Wärmepumpe (Funktionsmuster) mit 200-Liter-Warmwasserspeicher, (c) an der Fassade der Testzelle montiertes Außengerät (Funktionsmuster), (d) an der Fassade der Testzelle angedockte, bewegliche Klimakammer auf Schienen (Coldbox).....	37

Abbildung 13: Schematische Darstellung des Wärmepumpenkreises mit Angabe der Position der einzelnen Sensoren, T für Temperatur, D für Druck und V für Volumenstrom. In Grün die zur UIBK-Infrastruktur gehörenden Sensoren, in Rot die mit dem Expansionsventiltreiber gekoppelten Sensoren.....	38
Abbildung 14: Messergebnisse für (a) die Heizleistung der Wärmepumpe, (b) die elektrische Leistungsaufnahme des Kompressors, (c) die Kühlleistung und schließlich (d) die Leistungszahl. ....	39
Abbildung 15: Darstellung im T-h Diagramm des Wärmeaustauschs zwischen Luft und Kältemittel für Quelltemperaturen zwischen 5 und 20 °C und Wasservorlauftemperatur 50 °C.....	40
Abbildung 16: Schematische Darstellung der modellierten hydraulischen Anlage und Angabe der für die Simulationen des dynamischen Systems verwendeten Steuerungen. ....	41
Abbildung 17: Doppelklimakammer im ThermoLab (a) für die Prüfung des Prototyps einer Split-Luftwärmepumpe ((b) Inneneinheit und (c) Außeneinheit). ....	43
Abbildung 18: Aufbau des Prüfstandes zur Bewertung der Leistung einer Split-Wärmepumpe für die Warmwasserbereitung unter dynamischen Entnahmebedingungen. ....	44
Abbildung 19: Zapfprofil „M“ nach EN 16147 für ein kleines Haushalt. ....	44
Abbildung 20: Testergebnisse bei 10 °C Außenlufttemperatur unter intermittierender Zapfung (M-Profil). Von oben werden jeweils die Speichertemperaturen durch 3 Pt100 angezeigt, die wie in Abbildung 17 positioniert sind. Dann das Zapfprofil und schließlich die gezapfte Warmwassertemperatur, sowie die Temperatur der Wasserleitung. ....	45
Abbildung 21: (a) Ansicht der Straßenseite sowie (b) der Hofseite und typischer Grundriss für das Demogebäude “Rechenwegblock” und (c) Grundriss einer typischen Wohnung. ....	46
Abbildung 22: Dynamische Simulationsergebnisse (nur Raumheizung) für eine Wohnung im 4. OG: (a) operative Raumtemperatur für jede betrachtete thermische Zone (der Vorraum ist unbeheizt), (b) Vor- und Rücklauftemperaturen der WP (wasserseitig), (c) Profil der Arbeitszahl für jeden Monat innerhalb der Heizsaison und (d) von der WP gelieferte/benötigte Wärmeenergie und elektrische Energie.....	49
Abbildung 23: Dynamische Simulationsergebnisse (nur Raumheizung) für eine Wohnung im 2. OG: (a) operative Raumtemperatur für jede betrachtete thermische Zone (der Vorraum ist unbeheizt), (b) Vor- und Rücklauftemperaturen der WP (wasserseitig), (c) Profil der Arbeitszahl für jeden Monat innerhalb der Heizsaison und (d) von der WP gelieferte/benötigte Wärmeenergie und elektrische Energie.....	50
Abbildung 24: Dynamische Simulationsergebnisse (nur Raumheizung) für eine Wohnung im EG: (a) operative Raumtemperatur für jede betrachtete thermische Zone (der Vorraum ist unbeheizt), (b) Vor- und Rücklauftemperaturen der WP (wasserseitig), (c) Profil der Arbeitszahl für jeden Monat innerhalb der Heizsaison und (d) von der WP gelieferte/benötigte Wärmeenergie und elektrische Energie.....	51
Abbildung 25: Dynamische Simulationsergebnisse (Raumheizung und Warmwasser) für die untersuchte Wohnung im 4. OG: (a) Arbeitszahl für jeden Monat des Jahres unter Berücksichtigung nur des Raumheizung-Modus (RH), nur des Warmwasser-Modus (WW) und der kombinierten Raumheizung und Warmwasserversorgung (RH und WW). (b) Balkendiagramm mit der gelieferten Wärmeenergie für Raumheizung und Warmwasser, der von der WP verbrauchten elektrischen	

Energie für die kombinierte Funktionalität und der vom Back-Up verbrauchten elektrischen Energie (nur für Warmwasser).....	51
Abbildung 26: Dynamische Simulationsergebnisse (Raumheizung und Warmwasser) für die untersuchte Wohnung im 2. OG: (a) Arbeitszahl für jeden Monat des Jahres unter Berücksichtigung nur des Raumheizung-Modus (RH), nur des Warmwasser-Modus (WW) und der kombinierten Raumheizung und Warmwasserversorgung (RH und WW). (b) Balkendiagramm mit der gelieferten Wärmeenergie für Raumheizung und Warmwasser, der von der WP verbrauchten elektrischen Energie für die kombinierte Funktionalität und der vom Back-Up verbrauchten elektrischen Energie (nur für Warmwasser).....	52
Abbildung 27: Dynamische Simulationsergebnisse (Raumheizung und Warmwasser) für die untersuchte Wohnung im EG: (a) Arbeitszahl für jeden Monat des Jahres unter Berücksichtigung nur des Raumheizung-Modus (RH), nur des Warmwasser-Modus (WW) und der kombinierten Raumheizung und Warmwasserversorgung (RH und WW). (b) Balkendiagramm mit der gelieferten Wärmeenergie für Raumheizung und Warmwasser, der von der WP verbrauchten elektrischen Energie für die kombinierte Funktionalität und der vom Back-Up verbrauchten elektrischen Energie (nur für Warmwasser).....	52
Abbildung 28: (a) Rendering der hofseitigen Fassade des Demo-Gebäudes "Gutenbergstraße" mit je Wohnung einer fassadenintegrierten Außeneinheit und (b) Grundriss von einer typischen Wohnung in der Wohnanlage.....	53
Abbildung 29: Platzierung von Heizkörpern in der Wohnung Top 5 GROUND.....	57

## Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Randbedingungen und Grundannahmen für die CFD-Simulationen mit Radialventilatoren.....	25
Tabelle 2: Randbedingungen und Grundannahmen für die CFD-Simulationen mit Axialventilatoren.....	25
Tabelle 3: Zusammenfassung der CFD-Simulationsergebnisse für die verschiedenen Strömungsgeometrien in Bezug auf Standardabweichung, maximale und minimale Geschwindigkeiten auf der Verdampferoberfläche. Negative Werte entsprechen Rückflussregionen.....	27
Tabelle 4: Technische Merkmale des im Rahmen der Simulation des Kältemittelkreislaufs modellierten Verdichters.....	30
Tabelle 5: Parameter für die Simulation des Kältekreislaufes bezüglich Überhitzung, Unterkühlung, Luft- und Wasservolumenströme.....	32
Tabelle 6: Ergebnisse der dynamischen Systemsimulation für eine Speichergröße von 90 Litern in Abhängigkeit von der Außenlufttemperatur.....	42
Tabelle 7: Leistungsdaten und Anwendungsbereich der Klimakammern mit den Gebläsekonvektoren.....	43
Tabelle 8: Zusammenfassung der Messergebnisse einer Split-Luft/Wasser-Wärmepumpe bei intermittierender Zapfung mit Außenlufttemperaturen von 10, 15 und 20 °C.....	45

Tabelle 9: Thermische Eigenschaften von opaken und transparenten Bauteilen für ein Mehrfamilienhaus vor und nach der Renovierung .....	47
Tabelle 10: Wärmebrückenzuschlag und Luftdichtheit vor und nach der Renovierung.....	47
Tabelle 11: Heizwärmebedarf nach der Renovierung für die drei simulierten Wohnungen.....	47
Tabelle 12: Nominale Heizleistung der im jeden Raum montierten Heizkörper. ....	48
Tabelle 13: U-Werte für Bestand und Sanierung .....	54
Tabelle 14: Unterschiede zwischen den verschiedenen Renovierungsstufen. (Unterstrichene Werte zeigen eine Parameteränderung an).....	55
Tabelle 15: Berechnungsergebnisse des Heizwärmebedarfs (HWB) und der Heizlast (HL) nach PHPP für ausgewählte Wohnungen für beide Lüftungssysteme. WRG - Mech Lüftung mit WRG 75%, Abluft - Abluftsystem. ....	56
Tabelle 16: Verwendete Heizkörperparameter. ....	57
Tabelle 17: Ausreichende Vorlauftemperaturen für unterschiedliche Heizkörper und Lüftungsvarianten. WRG - Mech Lüftung mit WRG 75%, Abluft - Abluftsystem. ....	58

## Abkürzungsverzeichnis

Amb	Umgebungsluft
CFD	Computational Fluid Dynamics (Computergestützte Fluiddynamik)
Compr	Kompressor
Cond	Kondensator
El	Elektrisch
Evap	Verdampfer
EXV	Expansionsventil
MID	Magnetisch-induktiver Durchflussmesser
PE	Primärenergie
PWM	Pulse-Width-Modulation (Pulsdauermodulation)
RH	Raumheizung
TWW	Trinkwarmwasser
WP	Wärmepumpe



**Bundesministerium für Klimaschutz, Umwelt, Energie, Mobilität, Innovation und Technologie**

Radetzkystraße 2, 1030 Wien

+43 800 21 53 59

[servicebuero@bmk.gv.at](mailto:servicebuero@bmk.gv.at)

[bmk.gv.at](http://bmk.gv.at)