

**Experimentelle und simulative Untersuchung  
eines auf Latentwärmespeichern und Peltier-Wärmetauschern  
basierenden neuartigen Gesamtsystems  
zur thermischen Konditionierung von Niedrigstenergiegebäuden**

Vom Fachbereich Bauingenieurwesen  
der Rheinland-Pfälzischen Technischen Universität Kaiserslautern-Landau  
zur Verleihung des akademischen Grades

**DOKTOR-INGENIEUR (Dr.-Ing.)**

genehmigte

**DISSERTATION**

von

**Jonas Christoph Krohn, M.Eng.**

geboren in Karlsruhe

Dekan:	Prof. Dr.-Ing. Karsten Körkemeyer
1. Berichterstatter:	Prof. Dr. rer. nat. Oliver Kornadt
2. Berichterstatter:	apl. Prof. Dr. rer. nat. Svenja Carrigan
Datum der Disputation:	30.01.2023

Kaiserslautern 2023

(D 386)



Jonas Christoph Krohn

**Experimentelle und simulative Untersuchung  
eines auf Latentwärmespeichern und Peltier-Wärmetauschern  
basierenden neuartigen Gesamtsystems  
zur thermischen Konditionierung von Niedrigstenergiegebäuden**



MEINER FRAU ANNA GEWIDMET.



## Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Bauphysik / Energetische Gebäudeoptimierung des Fachbereichs Bauingenieurwesen an der Technischen Universität Kaiserslautern.

Für das entgegengebrachte Vertrauen, die fachliche Ausbildung, die persönliche Förderung sowie die hervorragenden Arbeitsbedingungen bedanke ich mich ganz herzlich bei Herr Prof. Dr. rer. nat. Oliver Kornadt.

Ebenso möchte ich mich bei Frau apl. Prof. Dr. rer. nat. Svenja Carrigan für den regelmäßigen fachlichen Austausch sowie die wertvollen Gedankenanstöße und Ratschläge bedanken. Mein Dank gilt außerdem Herr Prof. Dr.-Ing. Wolfgang Breit für die Bereitschaft, den Prüfungsvorsitz zu übernehmen.

Meinen Kolleginnen und Kollegen am Fachgebiet und im Labor sowie den studentischen Hilfskräften und Studierenden, die mich bei der Bearbeitung des Forschungsprojektes und somit auch bei dieser Dissertation begleitet haben, danke ich für ihre Unterstützung sowie die sehr gute Zusammenarbeit. An die gemeinsame Zeit werde ich mich immer wieder gerne zurückerrinnern.

Ein ganz besonderer Dank gilt meiner Frau Anna, die mit mir zusammen den Weg eingeschlagen hat und mich auf diesem stets unterstützt und ermutigt hat. Meinen drei Kindern danke ich für die schönen gemeinsamen Momente, die mich in den Bearbeitungspausen immer wieder auf andere Gedanken brachten. Danken möchte ich auch meinen Eltern, die mir immer zur Seite stehen und mich bei meinem Bildungsweg und beruflichen Werdegang stets gefördert haben. Bei meinen Freunden möchte ich mich für das entgegengebrachte Verständnis bedanken, wenn sie hin und wieder auf mich verzichten mussten.





## Kurzfassung

Der Klimawandel stellt eine der größten Herausforderungen der aktuellen Zeit dar. Um die globale Erwärmung zu begrenzen, ist eine deutliche Reduzierung der CO<sub>2</sub>-Emissionen erforderlich. Dies muss auch im Gebäudesektor erfolgen. In Deutschland lassen sich auf diesen 34 % des gesamten Endenergieverbrauchs und 28 % der CO<sub>2</sub>-Emissionen zurückführen.

Um den Heiz- und Kühlenergiebedarf von Gebäuden möglichst umweltschonend sicherzustellen, ist es erforderlich, dass Gebäude mit ihrer Umgebung als eine Einheit betrachtet werden. Neben einem hohen Dämmniveau und einer möglichst luftdichten Ausführung der Gebäudehülle bedarf es dazu einer effizienten Anlagentechnik. Ziel dieser ist es, einen möglichst großen Anteil der erforderlichen Energie aus der Umwelt zu gewinnen und einzuspeichern, wenn diese in ausreichender Menge und auf dem erforderlichen Temperaturniveau zur Verfügung steht und abzugeben, wenn diese zur Beheizung oder Kühlung des Gebäudes benötigt wird.

Bei der Entwicklung solcher Gebäudegesamtsysteme ist es sinnvoll, die einzelnen Komponenten und deren Zusammenspiel über Simulationsprogramme zu modellieren. Auf diese Weise lässt sich die Funktion und Effizienz der Systeme untersuchen und bewerten. Aus diesem Grund wurde ein auf Latentwärmespeichern und Peltier-Wärmetauschern basierender Ansatz für ein neuartiges Gebäudegesamtsystem experimentell und simulativ untersucht.

Die vorliegende Arbeit beschreibt die an einzelnen Komponenten durchgeführten Versuche im Labor sowie in einem Versuchsgebäude. Anhand der gewonnenen Messwerte erfolgt anschließend aufgeteilt in ein Teilsystem zur Kühlung und ein Teilsystem zur Beheizung die Modellierung des Systems über das Gebäudesimulationsprogramm TRNSYS. Um die Funktionsweise der untersuchten Latentwärmespeicher und die Steuerung des Gesamtsystems abzubilden, wurde in TRNSYS der Type62 verwendet.

Es stellte sich heraus, dass sich dieser sehr gut eignet, um Messdaten in die Simulation zu implementieren, physikalische Prozesse abzubilden sowie um Algorithmen zur Steuerung des Systems zu programmieren. Auf diese Weise ließen sich für das neuartige Gebäudegesamtsystem das Zusammenspiel der einzelnen Technologien, der Deckungsanteil am Jahresenergiebedarf sowie die Energieeffizienz analysieren. Beim Teilsystem zur Kühlung wurden darüber hinaus die thermische Behaglichkeit sowie die Auswirkungen, die sich bei einer Holzrahmenbauweise und einem extrem warmen Testreferenzjahr ergeben, untersucht.

Die entwickelten Simulationsmodelle ermöglichen es, Randbedingungen sowie die Dimensionierung einzelner Komponenten zu variieren oder die Steuerungstechnik zu erweitern. Auch besteht die Möglichkeit weitere Technologien mit einzubinden, um deren Effekt auf die Leistungsfähigkeit und Effizienz des Gesamtsystems zu untersuchen. Optimierungspotential besteht beim Teilsystem zur Kühlung darin, weitere prädiktive Steuerungsalgorithmen zu hinterlegen, um die Betriebszeiten der Anlage und somit auch den Stromverbrauch zu reduzieren.



## Abstract

The climate change is one of the biggest challenges of the current time. In order to limit the global warming, a significant reduction of CO<sub>2</sub> emissions is necessary. This also has to be achieved in the building sector. In Germany, 34 % of the total final energy consumption and 28 % of the CO<sub>2</sub> emissions can be attributed to this.

To ensure that the heating and cooling energy demand of buildings is provided in the most environmentally compatible way, it is necessary that buildings are considered as a single unit including their surrounding environment. In addition to a high level of insulation and a building envelope that is as airtight as possible, this requires an efficient system technology. The aim of the system technology is to extract as much of the required energy as possible from the environment and store it when it is available in sufficient quantities and at the required temperature level, and release it when it is needed to heat or cool the building.

When developing such overall building systems, it is useful to model the individual components and their interaction via simulation programs. In this way, the function and efficiency of the systems can be investigated and evaluated. For this reason, an approach based on latent heat storage units and Peltier heat exchangers for a novel overall building system was investigated experimentally and simulatively.

The present thesis describes the tests carried out on the individual components in the laboratory and in a test building. Based on the obtained measured values, the system, divided into a subsystem for cooling and a subsystem for heating, is then modeled using the building simulation program TRNSYS. To model the operation of the investigated latent heat storage units and the control of the overall system, Type62 was used in TRNSYS.

It turned out that this type is very well suited to implement measurement data in the simulation, to model physical processes and to program algorithms for controlling the system. In this way, the interaction of the individual technologies, the coverage rate of the annual energy demand and the energy efficiency could be analyzed for the novel overall building system. For the cooling subsystem, the thermal comfort and the effects resulting from a timber frame construction and an extremely warm test reference year were also investigated.

With the developed simulation models it is possible to vary boundary conditions as well as the dimension of individual components or to expand the control technology. It is also possible to include other technologies in order to investigate their effect on the performance and efficiency of the overall system. For the cooling subsystem, there is potential for optimization by adding further predictive control algorithms in order to reduce the operating times of the system and thus also the power consumption.



# Inhaltsverzeichnis

<b>Kurzfassung .....</b>	<b>i</b>
<b>Abstract.....</b>	<b>ii</b>
<b>Inhaltsverzeichnis .....</b>	<b>iii</b>
<b>Nomenklatur .....</b>	<b>vi</b>
<b>1 Einleitung.....</b>	<b>1</b>
1.1 Hintergrund .....	1
1.2 Zielsetzung.....	2
1.3 Aufbau.....	3
<b>2 Stand der Wissenschaft und Technik .....</b>	<b>4</b>
2.1 Niedrigstenergiegebäude .....	4
2.2 Latentwärmespeicher .....	6
2.2.1 Physikalische Grundlagen .....	6
2.2.2 Stand der Forschung.....	9
2.3 Peltier-Elemente.....	13
2.3.1 Physikalische Grundlagen .....	13
2.3.2 Stand der Forschung.....	15
2.4 Thermische Behaglichkeit .....	17
2.4.1 Physikalische Grundlagen .....	17
2.4.2 Bewertungsansätze.....	21
<b>3 Konzeption des Gebäudegesamtsystems .....</b>	<b>26</b>
3.1 Teilsystem zur Gebäudekühlung .....	26
3.2 Teilsystem zur Gebäudebeheizung .....	28
<b>4 Experimentelle Untersuchungen am Latentwärmespeicher .....</b>	<b>29</b>
4.1 Versuchsaufbau .....	29
4.2 Versuchsdurchführung .....	31
4.3 Versuchsauswertung.....	34

4.3.1	Spezifischer Wärmestrom .....	34
4.3.2	Gespeicherte Wärmeenergie.....	36
4.3.3	Be- und Entladungsleistung.....	39
4.4	Fehlerbetrachtung .....	41
<b>5</b>	<b>Experimentelle Untersuchungen am Peltier-Wärmetauscher .....</b>	<b>45</b>
5.1	Versuchsaufbau .....	47
5.2	Versuchsdurchführung .....	48
5.3	Versuchsauswertung.....	50
5.3.1	Kühlleistung .....	50
5.3.2	Heizleistung .....	53
5.4	Fehlerbetrachtung .....	56
<b>6</b>	<b>Messtechnische Untersuchungen am Versuchsgebäude .....</b>	<b>58</b>
6.1	Versuchsaufbau .....	58
6.2	Versuchsdurchführung .....	61
6.3	Versuchsauswertung.....	62
6.3.1	Volumenströme .....	62
6.3.2	Luftgeschwindigkeiten .....	64
6.4	Fehlerbetrachtung .....	70
<b>7</b>	<b>Simulation des Teilsystems zur Kühlung .....</b>	<b>72</b>
7.1	Erstellung der Simulation.....	72
7.1.1	Randbedingungen.....	72
7.1.2	Aufbau .....	76
7.1.3	Modellierung .....	81
7.2	Auswertung .....	85
7.2.1	Energieeffizienz.....	85
7.2.2	Thermische Behaglichkeit .....	91
7.2.3	Verwendung bei einer Holzrahmenbauweise .....	94
7.2.4	Verwendung bei einem extrem warmen Testreferenzjahr (TRY) .....	97

7.2.5	Untersuchungen zur Systemverbesserung.....	100
7.3	Fehlerbetrachtung .....	103
<b>8</b>	<b>Simulation des Teilsystems zur Beheizung .....</b>	<b>105</b>
8.1	Erstellung der Simulation.....	105
8.1.1	Randbedingungen.....	105
8.1.2	Aufbau .....	106
8.1.3	Modellierung .....	107
8.2	Auswertung .....	111
8.3	Fehlerbetrachtung .....	113
<b>9</b>	<b>Schlussbetrachtung.....</b>	<b>115</b>
9.1	Zusammenfassung.....	115
9.2	Fazit .....	118
9.3	Ausblick.....	118
	<b>Abbildungsverzeichnis .....</b>	<b>120</b>
	<b>Tabellenverzeichnis .....</b>	<b>124</b>
	<b>Literatur.....</b>	<b>126</b>
	<b>Anhang A: Konstruktionszeichnungen des untersuchten Latentwärmespeichers .....</b>	<b>136</b>
	<b>Anhang B: Kalibrierung der Temperatursensoren.....</b>	<b>138</b>
	<b>Anhang C: Materialeigenschaften des CrodaTherm™ 21 .....</b>	<b>141</b>
	<b>Anhang D: Grafische Fehlerdarstellungen .....</b>	<b>142</b>
	<b>Anhang E: Grundriss und Schnitt des Versuchsgebäudes.....</b>	<b>149</b>
	<b>Anhang F: Exemplarische Matrizen zur Verwendung der Entladungsleistung.....</b>	<b>150</b>
	<b>Anhang G: Verwendete Bauteilaufbauten bei der Holzrahmenbauweise.....</b>	<b>151</b>
	<b>Eidesstattliche Erklärung.....</b>	<b>152</b>
	<b>Lebenslauf .....</b>	<b>153</b>

# Nomenklatur

## Lateinische Symbole

A	$m^2$	Fläche
c	$J/(kg \cdot K)$	spezifische Wärmekapazität
d	m	Dicke
DR	%	vorausgesagte Unzufriedene durch Zugluft (Draught Rating)
e	–	Volumenstromkoeffizient
$f_{cl}$	–	Bekleidungsflächenfaktor
F	–	Einstrahlzahl
h	$W/(m^2 \cdot K)$	Wärmeübergangskoeffizient
$H'_T$	W/K	spezifischer Transmissionswärmeverlust
I	A	Stromstärke
I	clo	Wärmeisolation (Insulation)
K	W/K	thermische Leitfähigkeit
m	kg	Masse
M	met	Energieumsatz
MAE	J	mittlerer absoluter Fehler (Mean Absolute Error)
MAPE	%	mittlerer absoluter prozentualer Fehler (Mean Absolute Percentage Error)
Max.	J	maximale positive Abweichung
Min.	J	maximale negative Abweichung
n	–	Anzahl
n	$h^{-1}$	Luftwechselrate
P	W	Leistung
p	Pa	Wasserdampfpartialdruck
PMV	–	vorausgesagtes mittleres Votum (Predicted Mean Vote)
PPD	%	vorausgesagte Unzufriedene (Percentage of People Dissatisfied)



q	J/kg	Phasenwechselenthalpie
Q	J	Wärmemenge
R	$\Omega$	elektrischer Widerstand
R	J/(kg · K)	spezifische Gaskonstante
RMSE	J	Wurzel des mittleren quadratischen Fehlers (Root Mean Square Error)
SEER	–	Saisonale Kennzahl zur Energieeffizienz (Seasonal Energy Efficiency Ratio)
t	s	Zeit
T	K	absolute Temperatur
Tu	%	Turbulenzgrad
U	V	Spannung
U	W/(m <sup>2</sup> · K)	Wärmedurchgangskoeffizient
V	m <sup>3</sup>	Volumen
$\dot{V}$	m <sup>3</sup> /h	Volumenstrom
v	m/s	Luftgeschwindigkeit
x,y	°C	Koordinaten

### Griechische Symbole

$\alpha$	V/K	Seebeck-Koeffizient
$\eta$	–	Energieeffizienz
$\theta$	°C	Temperatur
$\lambda$	W/(m · K)	Wärmeleitfähigkeit
$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	Dichte
$\varphi$	%	relative Luftfeuchtigkeit
$\Phi'$	W/K	spezifischer Wärmestrom

## Indices

a	Luft (air)
c	kalte Seite (cold)
c	Konvektion
cl	Bekleidung (clothing)
e	außen (external)
el	elektrisch
f	Endwert (final)
G	Grundfläche
h	warme Seite (heat)
Heiz	Heizen
i	Anfangswert (initial)
i	innen (internal)
Inf	Infiltration
k	Laufvariable
l	lokal
max	Maximalwert
min	Minimalwert
min, 5	fünftkleinster Wert
NE	Nutzungseinheit
P	Primärenergiebedarf
r	Strahlung (radiation)
s	Oberfläche (surface)
solar	Solaranlage
sat	gesättigt (saturated)
V	Vorhersage
w	Fenster (window)
W	Wasserdampf
viii	

WB	Wärmebrücke
50	bei 50 Pa Differenzdruck

### **Abkürzungen**

AP	Arbeitsplatz
AS	Ausgangssimulation
CO <sub>2</sub>	Kohlenstoffdioxid
COP	Leistungskoeffizient (Coefficient Of Performance)
EEWärmeG	Erneuerbare-Energien-Wärmegesetz
EnEG	Energieeinsparungsgesetz
EnEV	Energieeinsparverordnung
EU	Europäische Union
FEM	Finite-Elemente-Methode
GEG	Gebäudeenergiegesetz
NZEB	Niedrigstenergiegebäude (Nero Zero Energy Building)
PCM	Phasenwechselmaterial (Phase Change Material)
TRY	Testreferenzjahr (Test Reference Year)
UCB	Berkeley Universität (University of California Berkeley)
WRG	Wärmerückgewinnung



# 1 Einleitung

## 1.1 Hintergrund

Die Auswirkungen des Klimawandels sind zu Beginn des 21. Jahrhunderts spürbar wie nie zuvor. In den Nachrichten häufen sich die Meldung zu Ernteaussfällen, Artensterben und Waldbränden aufgrund von zu langen und extremen Trockenperioden. Das Jahr 2021 war global betrachtet eines der sieben wärmsten Jahre in Folge seit dem Beginn der Wetteraufzeichnungen im Jahr 1881 [1]. Aber auch Starkregenereignisse und damit einhergehende Überschwemmungen sind mittlerweile immer häufiger vorkommende und sichtbare Folgen der Erderwärmung. Speziell in den westlichen Ländern wird der akute Handlungsbedarf deutlicher.

Über das Pariser Abkommen haben sich 196 Länder am 12. Dezember 2015 rechtsverbindlich auf das Ziel verständigt, die globale Erwärmung auf deutlich unter 2 °C, vorzugsweise auf 1,5 °C, im Vergleich zum vorindustriellen Niveau zu begrenzen. Erreicht werden soll dieses Ziel durch eine deutliche Reduktion der Treibhausgasemissionen, so dass in der zweiten Hälfte des 21. Jahrhundert eine Treibhausgasneutralität erreicht wird. [2, 3]

Mit dem europäischen Grünen Deal haben sich alle EU-Mitgliedsstaaten dazu verpflichtet, Europa bis 2050 zum ersten klimaneutralen Kontinent zu machen. Bis zum Jahr 2030 sollen die Treibhausgasemissionen bereits um mindestens 55 % im Vergleich zum Jahr 1990 gesenkt worden sein. [4]

Deutschland hat sich durch das geänderte Bundes-Klimaschutzgesetz, das am 24. Juni 2021 vom Bundestag beschlossen wurde, dazu verpflichtet, die Treibhausgase bis 2030 um 65 % im Vergleich zu 1990 zu reduzieren. Eine Treibhausgasneutralität soll bereits im Jahr 2045 erreicht werden. [5, 6]

In Deutschland verursacht der Gebäudesektor etwa 34 % des gesamten Endenergieverbrauchs und 28 % der CO<sub>2</sub>-Emissionen. Etwa 77 % des Energieverbrauchs entfallen dabei auf die Raumwärme, 15 % auf die Warmwassererzeugung und ca. 7 % auf die Beleuchtung. Der Anteil zur Klimatisierung von Gebäuden ist in Deutschland mit 1 % noch relativ gering. [7] Global hat sich der Strombedarf zur Gebäudekühlung zwischen den Jahren 1990 bis 2016 aber mehr als verdreifacht und umfasst zwischenzeitlich einen Anteil von fast 20 % des Gesamtstrombedarfs für Gebäude. Bis zum Jahr 2050 wird von einer weiteren Verdreifachung des Energiebedarfs ausgegangen. Davon entfallen den Prognosen nach 70 % auf private Haushalte, da ein Großteil der Nichtwohngebäude bereits klimatisiert sind. Zurückführen lässt sich diese Entwicklung auf den steigenden Wohlstand und den damit einhergehenden zunehmenden Komfortanspruch. Aber auch veränderte Bauweisen sowie der voranschreitende Klimawandel werden als Ursache aufgeführt. [8]

## 1.2 Zielsetzung

Um unter Berücksichtigung der genannten Entwicklungen die definierten Klimaschutzziele zu erreichen, bedarf es im Gebäudesektor neben einem hohen Dämmniveau und einer möglichst luftdichten Ausführung der wärmeübertragenden Umfassungsfläche auch einer effizienten Anlagentechnik auf Basis von erneuerbaren Energien. Bei dem von der EU definierten Standard eines Niedrigstenergiegebäudes sollen erneuerbare Energien genutzt werden, die sich idealerweise in unmittelbarer Nähe zum Gebäude befinden [9]. Da die in der Umwelt vorhandene Energie nicht immer in ausreichender Menge und auf dem erforderlichen Temperaturniveau zur Verfügung steht, stellen Speichersysteme eine wichtige Komponente dar. Über diese soll sichergestellt werden, dass Energie möglichst lange auf einem bestimmten Temperaturniveau verlustarm zwischengespeichert werden kann. [10]

Eine vielversprechende Möglichkeit ist hierbei die Anwendung von Latentwärmespeichern. Bei diesen lässt sich die Schmelz- und Kristallisationsenergie sogenannter Phasenwechselmaterialien (engl.: phase change materials, PCM) nutzen, die in den Speicher eingebracht werden, um Wärmeenergie bei einem annähernd gleichbleibenden Temperaturniveau aufnehmen und abgeben zu können. Aus diesem Grund wird auf Basis von Latentwärmespeichern ein neuer Ansatz für ein Gebäudegesamtsystem verfolgt, über das ein möglichst großer Teil des Heiz- und Kühlenergiebedarfs energieautark gedeckt werden soll. Hierzu sollen verschiedene Technologien zur Gewinnung, Speicherung und Verteilung von Energie miteinander kombiniert werden. Bei den Latentwärmespeichern wird zwischen kleineren Speichern, die dezentral platziert zur tageszyklischen Kühlung eingesetzt werden sollen und größeren zentralen Speichern, die saisonal zur Gebäudebeheizung verwendet werden sollen, differenziert. Um das Temperaturniveau bei der Be- und Entladung, falls erforderlich, anzuheben bzw. abzusenken, sollen Wärmetauscher, die mit Peltier-Elementen betrieben werden, zum Einsatz kommen. [10]

Ziel der Arbeit ist es, den aktuellen Entwicklungsstand des Gebäudegesamtsystems zusammen mit seinen einzelnen Komponenten und Energieströmen über das Gebäudesimulationsprogramm TRNSYS zu modellieren. Auf diese Weise sollen sich die Funktion und das Zusammenspiel der verschiedenen Technologien, aber vor allem auch die Energieeffizienz des Gesamtsystems simulativ untersuchen und bewerten lassen. Bei der Gebäudekühlung liegt darüber hinaus der Fokus auch auf der thermischen Behaglichkeit. Um das Gebäudegesamtsystem nachbilden zu können, ist es vorab über experimentelle Untersuchungen erforderlich, wesentliche Leistungsparameter einzelner neuartiger Komponenten zu eruieren. Die Herausforderung liegt darin, die messtechnischen Versuche so zu konzipieren und durchzuführen, dass sich die Ergebnisse und die ablaufenden physikalischen Prozesse anhand der programmspezifischen Möglichkeiten in die Gebäudesimulation implementieren lassen. Darüber hinaus müssen die einzelnen Komponenten über eine Steuerung sinnvoll miteinander vernetzt werden, um einen möglichst effizienten Betrieb der Teilsysteme zu erreichen.

## 1.3 Aufbau

Die Arbeit ist so aufgebaut, dass zu Beginn die für das Verständnis der durchgeführten Untersuchungen erforderlichen Grundlagen erläutert werden. Dies beinhaltet Ausführungen zum Begriff „Niedrigstenergiegebäude“, zur Funktionsweise von Latentwärmespeichern und Peltier-Elementen sowie zur Bestimmung und Bewertung der thermischen Behaglichkeit. Bei Latentwärmespeichern und Peltier-Elementen wird zusätzlich auf den Stand der Forschung eingegangen, indem aufgezeigt wird, auf welche Weise diese bereits zur Anwendung im Gebäudesektor untersucht wurden. Zur thermischen Behaglichkeit werden verschiedene in Normen enthaltene Bewertungsansätze erläutert sowie ein Modell vorgestellt, das weitere Faktoren und Differenzierungen mit einbezieht.

Anschließend wird das Konzept des Gebäudegesamtsystems, das sich aus einem Teilsystem zur Gebäudekühlung und einem Teilsystem zur Gebäudebeheizung zusammensetzt, vorgestellt, bevor die messtechnischen Versuche, die im Labor an einem Latentwärmespeicher sowie an einem Peltier-Wärmetauscher durchgeführt wurden, beschrieben werden. Diese waren erforderlich, um Kennzahlen zur Funktionsweise und Effizienz der beiden Komponenten zu gewinnen, um diese im Anschluss in ihrer geplanten Verwendung im Gebäudegesamtsystem bewerten zu können. Die Versuche wurden dabei so geplant und durchgeführt, dass sich die Ergebnisse für die späteren Gebäudesimulationen verwenden ließen. Bei den Latentwärmespeichern lag der Fokus auf der Energiemenge, die dem Speicher in Abhängigkeit von der Vorlauftemperatur zugeführt bzw. entzogen werden kann sowie auf der Ermittlung des spezifischen Wärmestroms zwischen dem Speicher und seiner Umgebung. Bei den Peltier-Wärmetauschern wurde sich auf deren Heiz- und Kühlleistung konzentriert.

Um die Luftgeschwindigkeiten, die beim Teilsystem zur Kühlung im Raum entstehen, hinsichtlich ihrer Auswirkungen auf die thermische Behaglichkeit der Nutzer berücksichtigen zu können, wurden Messungen in einem Versuchsgebäude durchgeführt, in dem ein Prototyp eines solchen Systems eingebaut wurde. Die Messergebnisse sowie die Erkenntnisse, die sich daraus ergaben, finden ebenfalls Berücksichtigung bei den Gebäudesimulationen, die in Kapitel 7 beschrieben werden.

Für die Simulationen wurde das Versuchsgebäude, an dem die Messungen durchgeführt wurden, grafisch erfasst und in das Programm TRNSYS eingelesen. Über den TRNSYS-Type62 erfolgte durch eine Implementierung der gewonnenen Messdaten die Modellierung der Latentwärmespeicher sowie durch die Verknüpfung mit den weiteren Systemkomponenten die Modellierung der Teilsysteme. Auf diese Weise ließen sich die Teilsysteme in den relevanten Zeiträumen unter unterschiedlichen Randbedingungen hinsichtlich ihrer Funktionsweise und Effizienz untersuchen sowie beim Teilsystem zur Gebäudekühlung die Auswirkungen auf die thermische Behaglichkeit analysieren.

## 2 Stand der Wissenschaft und Technik

### 2.1 Niedrigstenergiegebäude

Der Begriff Niedrigstenergiegebäude bzw. Nearly zero-energy buildings (NZEB) steht für Gebäude, die eine sehr hohe Energieeffizienz aufweisen, so dass der Energiebedarf, der nahezu bei null liegt bzw. sehr gering ausfällt, zu einem Großteil durch Energie aus erneuerbaren Quellen, die sich vor Ort oder in näherer Umgebung zum Gebäude befinden, gedeckt wird [9, 11].

Durch die Richtlinie 2010/31/EU des europäischen Parlaments und des Rates vom 19. Mai 2010 wurde geregelt, dass die EU-Staaten ab dem Jahr 2021 sicherstellen müssen, dass alle Neubauten diesem Standard entsprechen. Neubauten öffentlicher Gebäude mussten bereits seit 2019 in Form von Niedrigstenergiegebäuden ausgeführt werden. [9, 11]

Für den Gebäudebestand werden die EU-Staaten durch die Richtlinie dazu verpflichtet, auf nationaler Ebene langfristige Renovierungsstrategien zu entwickeln, um eine kosteneffiziente Umwandlung von Bestandsgebäuden in Niedrigstenergiegebäude voranzutreiben. Ziel ist es, einen klimaneutralen Gebäudebestand bis zum Jahr 2050 zu erreichen. Die EU-Staaten werden bei der Entwicklung ihrer Konzepte, die Anzahl an Niedrigstenergiegebäuden zu erhöhen, von der Kommission unterstützt und überwacht. [9, 11]

In Deutschland erfolgt die Umsetzung in nationale Vorgaben inzwischen durch das Gebäudeenergiegesetz (GEG), das seit dem 1. November 2020 in Kraft ist und die ehemalige Energieeinsparverordnung (EnEV), das Erneuerbare-Energien-Wärmegesetz (EEWärmeG) sowie das Energieeinsparungsgesetz (EnEG) vereint und ablöst [12, 13]. Über das GEG werden für Neubauten aber auch für die Sanierung von Gebäuden Anforderungen an die Energieeffizienz sowie zum Einsatz von erneuerbarer Energien gestellt.

Für Neubauten, die generell den Niedrigstenergiegebäude-Standard erfüllen müssen, wurden eine Begrenzung des Jahres-Primärenergiebedarfs  $Q_p$ , eine Sicherstellung des baulichen Wärmeschutzes sowie die Nutzung erneuerbarer Energien festgelegt. Die Sicherstellung des baulichen Wärmeschutzes erfolgt für Wohngebäude über den spezifischen Transmissionswärmeverlust  $H'_T$  und für Nichtwohngebäude anhand des mittleren Wärmedurchgangskoeffizienten  $\bar{U}$ . Für den Jahres-Primärenergiebedarf sowie den spezifischen Transmissionswärmeverlust wird ein Abgleich mit einem imaginären Referenzgebäude durchgeführt. Dieses weist die gleiche Geometrie, Gebäudenutzfläche bei Wohngebäuden bzw. Nettogrundfläche bei Nichtwohngebäuden, Ausrichtung und Nutzung auf wie das tatsächliche Gebäude. Die technische Ausführung des Referenzgebäudes entspricht den Vorgaben der Anlage 1 (Wohngebäude) bzw. der Anlage 2 (Nichtwohngebäude) des GEG. Im Vergleich zum Referenzgebäude muss das reale Gebäude für die beiden Kenngrößen folgende in Formel (2-1) und (2-2) dargestellten



Anforderungen erfüllen. Für Nichtwohngebäuden darf neben der Vorgabe an den Primärenergiebedarf der mittlere Wärmedurchgangskoeffizient, wie in Formel (2-3) aufgeführt, nicht die in Anlage 3 definierten Höchstwerte  $\bar{U}_{max}$  überschreiten. [12]

*Begrenzung des Jahres – Primärenergiebedarfs:*

$$Q_{p, \text{reales Gebäude}} \leq 0,75 \cdot Q_{p, \text{Referenzgebäude}} \quad (2-1)$$

*Sicherstellung des baulichen Wärmeschutzes (Wohngebäude):*

$$H'_{T, \text{reales Gebäude}} \leq H'_{T, \text{Referenzgebäude}} \quad (2-2)$$

*Sicherstellung des baulichen Wärmeschutzes (Nichtwohngebäude):*

$$\bar{U}_{\text{reales Gebäude}} \leq \bar{U}_{max} \quad (2-3)$$

Die Berechnung der Kennzahlen erfolgt nach der DIN V 18599 [14]. Für Wohngebäude, die anlagentechnisch nicht gekühlt werden, besteht zusätzlich bis zum 31.12.2023 die Möglichkeit weiterhin die DIN V 4108-6 [15] in Verbindung mit der DIN V 4701-10 [16] zu nutzen. Der über erneuerbare Energien zu deckende Anteil am Wärme- und Kälteenergiebedarf variiert abhängig von den zur Anwendung kommenden Maßnahmen. Diese lassen sich unter Berücksichtigung, dass in Summe für die tatsächliche Nutzung ein Erfüllungsgrad von 100 Prozent erreicht wird, beliebig miteinander kombinieren. Die Anteile sind in Abschnitt 4 des GEG aufgeführt. [12]

Darüber hinaus werden im GEG weitere Anforderungen definiert, die vorschreiben, dass der Mindestwärmeschutz eingehalten, Wärmebrücken vermieden sowie die Dichtheit der Gebäudehülle und der sommerliche Wärmeschutz sichergestellt werden müssen. Der Mindestwärmeschutz sowie der sommerliche Wärmeschutz werden in der DIN 4108-2 [17] geregelt. Konstruktive Wärmebrücken sind nach den anerkannten Regeln der Technik so auszuführen, dass ihre Auswirkungen auf den Jahres-Heizwärmebedarf unter Berücksichtigung wirtschaftlicher Aspekte so gering wie möglich ausfallen. Eine Wirtschaftlichkeit wird als gegeben betrachtet, wenn sich die entstehenden finanziellen Aufwendungen innerhalb der üblichen Nutzungszeit durch die dadurch erreichten Einsparungen amortisieren. Die wärmeübertragende Umfassungsfläche sowie deren Fugen müssen nach den anerkannten Regeln der Technik dauerhaft luftundurchlässig ausgeführt werden. Innerhalb der Vorgaben können die Ausführung der Bauteile sowie die Anlagentechnik relativ frei variiert werden. [12]

## 2.2 Latentwärmespeicher

### 2.2.1 Physikalische Grundlagen

Als Latentwärmespeicher werden thermische Speicher bezeichnet, bei denen die Wärmeenergie, die für den Phasenwechsel eines Materials aufgebracht bzw. abgegeben werden muss, genutzt wird, um möglichst viel Energie auf einem bestimmten Temperaturniveau zu speichern. Die dafür verwendeten Materialien werden als Phasenwechselmaterialien (engl.: phase change materials, PCM) bezeichnet. Je nach Verwendung lassen sich Latentwärmespeicher zum Heizen und Kühlen einsetzen. Dem Speicher wird hierzu Wärmeenergie über die Temperatur des Phasenwechsels hinaus entzogen bzw. zugeführt. Der Vorgang ist reversibel, so dass bei einer zeitversetzten Nutzung der Latentwärme der Wechsel des Aggregatzustands in umgekehrter Richtung stattfinden kann. Da dieser von flüssig zu gasförmig mit einer deutlichen Volumenänderung einhergeht, wird für die meisten Anwendungen und bei den meisten Materialien von einem Phasenwechsel von fest zu flüssig bzw. von flüssig zu fest Gebrauch gemacht. Bei diesem Vorgang ist von einer Volumenänderung von üblicherweise unter 10 % auszugehen. [18]

Abbildung 1 zeigt die Funktionsweise von PCM bei einer Zuführung bzw. beim Entziehen von Wärmeenergie exemplarisch für den Phasenwechsel von fest zu flüssig bzw. von flüssig zu fest. Die innere Energie, die jedes Material im flüssigen oder festen Zustand besitzt und bei diesem Vorgang zugeführt bzw. freigesetzt wird, wird als Enthalpie [kJ/kg] bezeichnet [19].

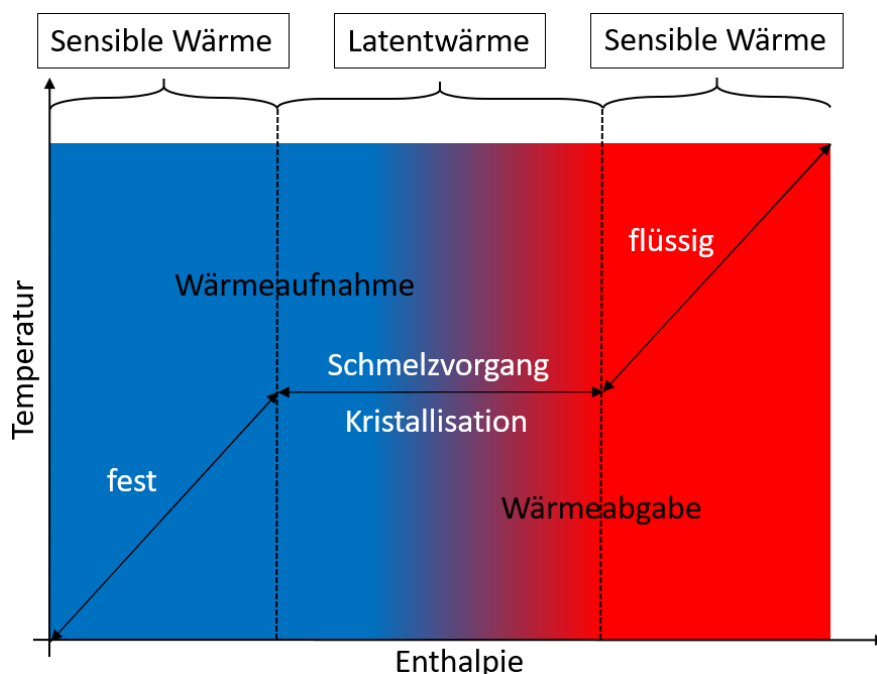


Abbildung 1: Funktionsweise von Phasenwechselmaterialien

Bei Temperaturen unterhalb und oberhalb der Phasenwechseltemperatur wird dem Material beim Erwärmen sensible Wärme zugeführt bzw. beim Herunterkühlen entzogen. Die Temperatur des Materials nimmt dabei linear mit der Wärmemenge zu bzw. ab. Die sensible Wärme lässt sich wie in (2-4) dargestellt über das Produkt aus der eingebrachten Masse an PCM  $m_{PCM}$ , der spezifischen Wärmekapazität des Materials  $c_{PCM}$  sowie der Temperaturdifferenz  $\Delta\theta$ , über die das Material erwärmt bzw. heruntergekühlt wird, berechnen.

$$Q_{sensible} = m_{PCM} \cdot c_{PCM} \cdot \Delta\theta \quad (2-4)$$

Erreicht das Material seine Phasenwechseltemperatur beginnt es zu schmelzen bzw. zu kristallisieren. Dem Material wird dabei die sogenannte Latentwärme zugeführt bzw. entzogen. Hierbei handelt es sich um die Energiemenge, die für den Phasenwechsel aufgebracht bzw. abgegeben wird, ohne dass sich dabei die Temperatur ändert. In einem für den Gebäudesektor typischen Temperaturbereich von 10 – 40 °C können bei 30 K Temperaturdifferenz übliche PCM etwa das dreifache an Latentwärme aufnehmen und abgeben als dies über eine sensible Wärmespeicherung möglich ist. Da es sich bei PCM um Stoffgemische handelt, erstreckt sich der Phasenwechsel über mehrere Kelvin. [18, 19] Der Schmelz- und Kristallisationstemperaturbereich der Materialien weicht abhängig vom Stoffgemisch leicht voneinander ab. Die Differenz wird als Hysterese bezeichnet. Ursächlich für diese können eine langsam ablaufende Kristallgitterbildung und notwendige Diffusionsprozesse sein, die den Kristallisationsvorgang der Materialien verzögern. Gegebenenfalls kann es dadurch auch zu einer Unterkühlung kommen. Von einer Unterkühlung wird gesprochen, wenn die Temperatur des Materials kurzzeitig unter die Kristallisationstemperatur sinkt, ohne dass es dabei zu einer Erstarrung kommt. Setzt die Kristallisation dann zeitversetzt ein, führt die freiwerdende Wärmeenergie zu einer Erwärmung des Materials. [20, 21] Die Wärmeenergie, die dem Material bei einem vollständigen Phasenwechsel zugeführt bzw. entzogen wird, berechnet sich wie folgt aus der Masse des eingebrachten PCM multipliziert mit dessen Schmelz- bzw. Kristallisationsenthalpie  $q_{PCM}$ , wie in (2-5) dargestellt.

$$Q_{latent} = m_{PCM} \cdot q_{PCM} \quad (2-5)$$

Um Materialien hinsichtlich ihrer Eignung als Latentwärmespeicher bewerten zu können, spielt neben der genannten Volumenausdehnung und der Latentwärme vor allem auch die Schmelz- und Kristallisationstemperatur, die Wärmeleitfähigkeit, die Zyklenstabilität sowie die Brennbarkeit und Korrosivität eine entscheidende Rolle [19]. Abbildung 2 zeigt für verschiedene Materialklassen den ungefähren Schmelzenergie- und Schmelztemperaturbereich. Da sich die physikalischen und chemischen Eigenschaften aus der molekularen Struktur ergeben, verhalten sich Materialien innerhalb der gleichen Klasse relativ ähnlich [19].

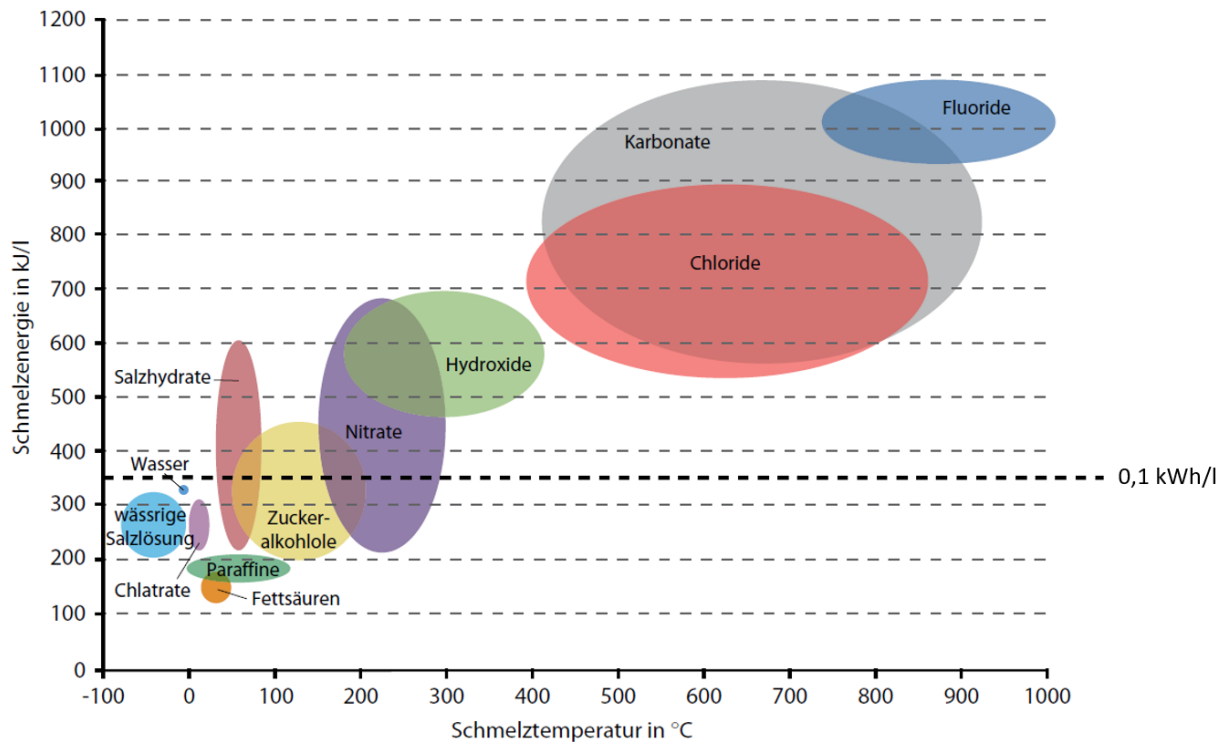


Abbildung 2: Schmelzenergie- und Schmelztemperaturbereiche verschiedener Materialklassen nach [18]

Bei Wasser handelt es sich um das wohl bekannteste PCM. Mit einer Schmelzenthalpie von 333 kJ/l wird es in Form von Eis bereits seit über 2000 Jahren zur Raumkühlung verwendet. Aufgrund seiner Schmelz- und Kristallisationstemperatur bei 0 °C, eignet sich das Material jedoch nur unter bestimmten Voraussetzungen zur Anwendung im Gebäudesektor. Um Eis im Sommer zur Kühlung des Gebäudes einsetzen zu können und es dafür nicht künstlich erzeugen zu müssen, bedarf es einer Speicherumgebung mit möglichst niedrigen Temperaturen. Um die Kristallisationsenergie zur Beheizung nutzen zu können, sind zusätzlichen Technologien erforderlich, um die über das Material zur Verfügung gestellte Temperatur auf das erforderliche Niveau zum Betreiben einer Heizung anheben zu können. Für Phasenwechseltemperaturen bis weit unter 0 °C lassen sich durch das Mischen von Salzen und Wasser eutektische Wassersalzlösungen herstellen. Bei Temperaturen zwischen 0 °C und 130 °C werden meist organische Materialien wie Fettsäuren und Paraffine sowie anorganische Stoffe wie Salzhidratre eingesetzt. Letztere weisen relativ hohe Dichten von 1400 – 1700 kg/m<sup>3</sup> auf und zeichnen sich durch eine Latentwärme von bis zu 600 kJ/l aus. Paraffine besitzen eine deutlich niedrigere Dichte von etwa 800 - 900 kg/m<sup>3</sup> und erreichen bei Temperaturen zwischen 5 - 130 °C eine Phasenwechselenthalpie zwischen 150 - 210 kJ/l. Die latente Wärme hängt in diesem Temperaturbereich nur unwesentlich von der Phasenwechseltemperatur ab. Bei Temperaturen oberhalb von 100 °C nimmt die Latentwärme mit zunehmender Schmelztemperatur proportional zu. [18, 19, 22]

PCMs lassen sich mit anderen Materialien zu Verbundmaterialien kombinieren, in unterschiedlichen Größen verkapseln oder im Zusammenspiel mit anderen Technologien in Form von

Wärmespeichersystemen nutzen [19]. PCM-Systeme werden in aktive und passive Systeme unterteilt. Im Gegensatz zu passiven Technologien weisen aktive Speichersysteme Regeleinrichtungen und technische Installationen auf, um die Latentwärmespeicher kontrolliert be- und entladen zu können. Passive Systeme lassen sich nicht direkt steuern, so dass sich der Speicher zusammen mit seiner Umgebung erwärmt und abkühlt. [22]

Die Verwendung von PCM in Form von Latentwärmespeichern erstreckt sich über viele verschiedene Branchen und Anwendungsgebiete. So lassen sich mit Hilfe von Latentwärmespeicher sowohl Lebensmittel, Blutderivate und pharmazeutische Produkte auf einem bestimmten Temperaturniveau lagern und transportieren als auch elektronische Schaltkreise und Anlagen vor einer Überhitzung schützen. Zur Temperaturregulierung des menschlichen Körpers wird PCM in Kleidung, Matratzen und Kissen, aber auch in Nierengurten sowie in Form von mobilen Taschenwärmern eingesetzt. Ein weiterer Forschungsschwerpunkt liegt aber auch auf der Anwendung zur Temperierung von Gebäuden. [20, 23–28]

### **2.2.2 Stand der Forschung**

Da Menschen die Raumluft nur in einem eng begrenzten Temperaturbereich als angenehm empfinden, stellen Latentwärmespeicher mit ihrer hohen Speicherdichte innerhalb eines ebenfalls engen Temperaturbereichs eine vielversprechende Möglichkeit dar, um größere Energiemengen auf einem gewünschten Temperaturniveau für das Heizen und Kühlen von Gebäuden aufnehmen bzw. abgeben zu können. Bereits seit dem Jahr 1930 werden PCM's auf verschiedene Art und Weise und in unterschiedlichen Anwendungen untersucht, um diese möglichst effizient zur Gebäudetemperierung einsetzen zu können. Speziell nach der Ölkrise 1973 wurden die Bemühungen diesbezüglich intensiviert. Jedoch wurden verschiedene Technologien erst mit den steigenden Energiepreisen in den letzten Jahrzehnten auch ökonomisch lukrativ. Interessant ist das speziell für die zunehmende Anzahl an Gebäuden, die in Leichtbauweise errichtet werden. Durch die geringere thermische Speichermasse kühlt die Raumlufttemperatur bei diesen schneller ab bzw. heizt sich schneller auf. [20]

Zur Raumluftkühlung wurden in Form von passiven Systemen Baumaterialien wie Putz, Gipskartonplatten und Beton sowie Bauteile wie Decken und Verschattungssysteme mit mikro- und makroverkapseltem PCM versehen [29–35]. Diekmann et al. entwickelten einen mit PCM versetzten Beton, der in einem Temperaturbereich von ca. 10 K um die Phasenwechseltemperatur eine doppelt so hohe Wärmespeicherkapazität aufwies wie ein herkömmlicher Beton [35]. Um den Einfluss solcher Systeme auf die Raumlufttemperatur genauer zu bestimmen, ließen Voelker et al. für eine Studie zwei identische Testkuben nebeneinander errichten. Die Grundkonstruktion der Kuben bestand aus Baumaterialien mit geringer thermischer Speichermasse wie Gipskartonplatten und mineralischen Faserdämmstoffen. Die Innenwandfläche von 52 m<sup>2</sup> wurde bei einem Kubus mit einem PCM-versetzten Putz versehen, während für die des anderen ein herkömmlicher Gipsputz verwendet wurde. In beide Objekte wurden Temperatursensoren auf der Putzoberfläche und in unterschiedlichen Tiefen im Putz angebracht. Beim Kubus

mit PCM konnte auf diese Weise eine Temperaturreduzierung um bis zu 4 K festgestellt werden. Dabei stellte sich heraus, dass bei aufeinanderfolgend heißen Tagen eine Nachtlüftung erforderlich war, um die tagsüber aufgenommene Wärme dem Material nachts über kühlere Außenluft wieder zu entziehen. [34]

Weiterentwicklungen konzentrierten sich darauf, die Luftführung und Anordnung des PCM im Raum so zu gestalten, dass einzelne Bauteile, die mit PCM versehen wurden, aktiv be- und entladen werden konnten. PCM wurde in Zwischendecken, im Hohlraum von Leichtbaukonstruktionen, unter luftdurchlässigen Bodenplatten sowie in Form von mobilen Einheiten im Raum platziert. Über Ventilatoren und spezielle Zu- und Abluftöffnungen wurde tagsüber warme Raumluft heruntergekühlt und das PCM nachts über kühle Außenluft entladen. Neben diesen Anwendungen mit dezentral positionierten Speichern wurde auch untersucht, PCM im Wärmetauscher eines zentralen Lüftungssystems zu platzieren. [36–40]

Da bei einer Entladung über die Außenluft die Effizienz der Systeme immer davon abhängig ist, wie lange Außenlufttemperaturen in der Nacht unterhalb der Kristallisationstemperatur zur Verfügung stehen, wurde in weiteren Studien untersucht, Wärmequellen mit niedrigerem und annähernd gleichbleibendem Temperaturniveau, wie beispielsweise das Erdreich, für die Entladung zu nutzen [41, 42]. Lu et al. [41] untersuchten experimentell die Auswirkungen auf die Raumlufttemperatur bei einer mit PCM versehenen Decke. Entladen wurde diese über ein Lüftungssystem, das die Außenluft mit Hilfe von einem Luftkanal im Erdreich weiter herunterkühlte. Je nach Betriebskonzept ließ sich durch das System der Temperaturanstieg im Raum um bis zu 2,7 K reduzieren.

Neben Luft wurde auch untersucht, Wasser bzw. eine Kombination aus beiden durch die Verwendung von Luft-Wasser Wärmetauschern als Wärmeträgermedium zu nutzen [39, 43, 44]. Durch die höhere spezifische Wärmekapazität und Dichte von Wasser lässt sich im Vergleich zu Luft deutlich mehr Energie aufnehmen und transportieren. Weinländer et al. [43] untersuchten zwei an einen Wasserkreislauf angeschlossene Kühldecken, die sich hinsichtlich der Anordnung ihrer mit PCM versehenen Schicht unterschieden. Bei der einen Decke wurden die Rohrschleifen des Wasserkreislaufs oberhalb und bei der anderen unterhalb der PCM-Schicht platziert. Das Ergebnis war, dass dies bei der Entladung des PCM keinen großen Unterschied hervorruft. Die Beladung, die in Form einer passiven Wärmeaufnahme aus der Raumluft erfolgte, funktionierte jedoch besser, als die Rohre oberhalb vom PCM angeordnet wurden. Auf diese Weise konnte ein besserer Wärmeaustausch zwischen der aufsteigenden warmen Raumluft und dem Latentwärmespeicher erfolgen.

Um die Effizienz weiter zu verbessern, wurden in den letzten Jahren Systeme untersucht, die aktiv über Wasser sowohl be- als auch entladen werden. Trotz der niedrigen Phasenwechseltemperatur wurden aufgrund der hohen Schmelzenergie und der geringen Investitionskosten dabei auch Ansätze zur Nutzung von künstlich hergestelltem und natürlich vorkommendem Eis untersucht [45, 46]. Skogsberg et al. [45] beschreiben, wie natürliches Schneevorkommen im Sommer genutzt wird, um ein Krankenhaus in Schweden mit einem zwischengeschalteten Wärmetauscher zu kühlen. Bei dem Speicher handelt es sich um ein asphaltiertes Becken,

das wasserdicht ausgeführt wurde und im Sommer zur Isolierung mit einer 0,2 m dicken Schicht von Holzspänen bedeckt wird. Das Schmelzwasser wird über einen Wasserkreislauf mit zwischengeschaltetem Filter an einen Wärmetauscher transportiert. In den Jahren von 2000 – 2005 ließ sich auf diese Weise ein Anteil von 77,4 bis 92,7 % des jährlichen Kühlenergiebedarfs des Krankenhauses über den natürlichen Latentwärmespeicher decken.

Neben Anwendung zur Gebäudekühlung wurden auch verschiedene Ansätze zur Gebäudebeheizung eruiert. Manz et al. [47] und Merkel et al. [47, 48] untersuchten Latentwärmespeicher in einem Außenwandsystem mit transparenter Wärmedämmung. Bei [47] wurden Langzeit-Untersuchungen im Zeitraum von November bis April sowie numerische Simulationen an einer Versuchswand durchgeführt. Das PCM wurde dazu in Glasbehälter gefüllt, die hinter einer Sonnenschutzvorrichtung und einer transparenten Wärmedämmung angeordnet wurden. Die Öffnungsweite, in die das Wandelement eingelassen wurde, betrug 720 mm x 1200 mm. Ziel war es, einen Großteil der über den Tag auftreffende Solarstrahlung zu absorbieren, um während der Aufheizung des PCMs am Tag, aber speziell auch zeitversetzt in der Nacht, Wärme an den Innenraum abgeben zu können. Durch eine höhere Temperatur auf der Außenwandoberfläche sollten sich zusätzlich die Transmissionswärmeverluste reduzieren. Die Untersuchungen ergaben, dass unter speziellen Randbedingungen auf einer nach Süden ausgerichteten Fassade im Monat mit der geringsten solaren Einstrahlung ein mittlerer Wärmestrom von 13 W/m<sup>2</sup> auftritt.

Andere Ansätze konzentrierten sich darauf PCM in den Fußboden mit einzubringen, um diesen über Wasser oder elektrische Heizdrähte zu erwärmen. Bereitgestellt werden sollte die Energie über Solarabsorber bzw. in Form von elektrischer Leistung in Zeiten mit geringer Nachfrage und geringerem Preis. [49, 50] Lu et al. [49] stellten fest, dass wenn die Raumlufttemperatur auf 20 °C gehalten wird, sich bei der Verwendung von PCM eine Energieeinsparung von 5,87 % im Vergleich zu einer herkömmlichen Fußbodenheizung erreichen lässt. Bei Lin et al. [50] konnten die PCM-Platten im Fußboden noch relativ lange nach Ausschalten der Heizgeräte die Phasenübergangstemperatur des PCM halten, sodass sich mehr als die Hälfte des Stromverbrauchs von der Spitzenlastzeit in die Schwachlastzeit verlagern ließ.

Weiter wurde untersucht PCM direkt in einen Solar-Luft-Absorber mit einzubringen. So wurde die Luft am Tag direkt über die Solarstrahlung erwärmt und nachts ließ sich die über den Tag ins PCM eingespeicherte Wärmeenergie dazu nutzen die Luft zu erwärmen. El Khadraoui et al. stellten fest, dass sich dadurch die Energieeffizienz eines Solar-Luft-Absorbers von 17 % auf 33 % steigern lässt. Die hindurchströmende Luft konnte in der Nacht um zwischen 3 - 7 K erwärmt werden. [51]

Die Funktionsweise von einem sogenannten Hybrid-Speicher, der sensible Wärmespeicherung durch Wasser und die Speicherung von Latentwärme durch verkapseltes PCM kombiniert, wurde von Nallusamy et al. [52] untersucht. Anhand von Be- und Entladungsversuchen mit unterschiedlichen Vorlauftemperaturen ließ sich im Vergleich zu einem klassischen Warmwasserspeicher, bei dem sich das einströmende Wasser mit dem Wasser im Speicher vermischt, feststellen, dass der Hybridspeicher eine bessere Leistung aufweist. Bei den Kapseln,

die einen Außendurchmesser von 55 mm und eine Wandstärke von 0,8 mm aufwiesen, stellte sich heraus, dass die Wandstärke im Vergleich zur Wärmeverteilung innerhalb der Kapseln einen geringen Einfluss auf die die Be- und Entladungseffizienz hat.

Aufgrund der geringen Wärmeleitfähigkeit von PCM, laufen bei vielen potentiellen Anwendungen die Be- und Entladungsvorgänge zu langsam ab, wodurch sich die Wärmespeicherkapazität der Materialien oftmals nicht vollständig ausnutzen lässt. Um dies zu verbessern werden Latentwärmespeicher teilweise auch mit speziellen innenliegenden Wärmetauschern versehen. Diese werden meist aus einem gut wärmeleitenden Metall mit teilweise zusätzlichen außenliegenden Rippen hergestellt, um eine möglichst hohe Wärmeübertragung vom Wärmeträgermedium ins PCM bzw. in umgekehrter Richtung zu erreichen. Medrano et al. [53] untersuchten durch experimentelle Versuche fünf verschiedene Rohrwärmetauscher zur Verwendung in Latentwärmespeichern. Dabei stellte sich heraus, dass der Wärmetauscher, der die höchste Wärmeübertragungsfläche im Verhältnis zum Volumen aufwies auch die höchste durchschnittliche Wärmeleistung erreichte.

Auch die gebräuchlichste Anwendung von Latentwärmespeicher im Gebäudesektor in Form von Eisspeichern erfolgt über Wärmetauscher. Neben dem Wasser bzw. dem Eis, das die Wärmeenergie aufnimmt bzw. abgibt, befinden sich im Inneren des Eisspeichers zwei Wärmetauscher (Entzugswärmetauscher und Regenerationswärmetauscher) in Form von Rohrschlangen, die von einer frostsicheren Flüssigkeit durchströmt werden. In Verbindung mit einer Wärmepumpe und Solarkollektoren werden Eisspeicher als System zum Heizen als auch zum Kühlen von Gebäuden verwendet. Bei Außenlufttemperaturen unter 0 °C wird dem Speicher im Winter mit Hilfe einer Wärmepumpe Kristallisationswärme entzogen, um das Gebäude meist in Verbindung mit einer Flächenheizung zu beheizen. Im Sommer lässt sich die Schmelzenthalpie des Eis nutzen, um das Gebäude zu kühlen. [54] Systeme mit großen Eisspeichern, wie sie bei Einfamilienhäusern installiert werden, können Jahresarbeitszahlen von über 7 erreichen [55].

In Anbetracht der Erkenntnisse, die sich aus den oben genannten Untersuchungen ergeben haben, kommen beim zu modellierenden Gebäudegesamtsystem Latentwärmespeicher zum Einsatz, die sich über wassergeführte Wärmetauscher aktiv be- und entladen lassen. Dabei liegt der Fokus auf einem hohen Verhältnis zwischen der wärmeübertragenden Oberfläche der Wärmetauscher und der eingebrachten Menge an PCM. In Verbindung mit der direkten Steuerung der Speicher soll es möglich sein, diese effizient ins Gebäudegesamtsystem einbinden zu können. Zusätzlich sollen Wärmetauscher auf Basis von Peltier-Elementen verwendet werden, um die Temperatur, falls erforderlich, auf das notwendige Niveau anzuheben bzw. abzukühlen.



## 2.3 Peltier-Elemente

### 2.3.1 Physikalische Grundlagen

Bei Peltier-Elementen handelt es sich um thermoelektrische Energiewandler auf Grundlage des Peltier-Effekts, der von dem französischen Physiker Peltier 1834 entdeckt wurde. Der Peltier-Effekt beruht darauf, dass bei einer anliegenden elektrischen Spannung an der Kontaktstelle zwischen zwei verschiedenen Leitern ein Wärmestrom entsteht, der zu einer Temperaturdifferenz zwischen den beiden Leitern führt. Umgekehrt entsteht bei einer vorliegenden Temperaturdifferenz zwischen den beiden Leitern ein Stromfluss (Seebeck-Effekt). Abbildung 3 zeigt exemplarisch den schematischen Aufbau sowie die typische Bauform von Peltier-Elementen. [56, 57]

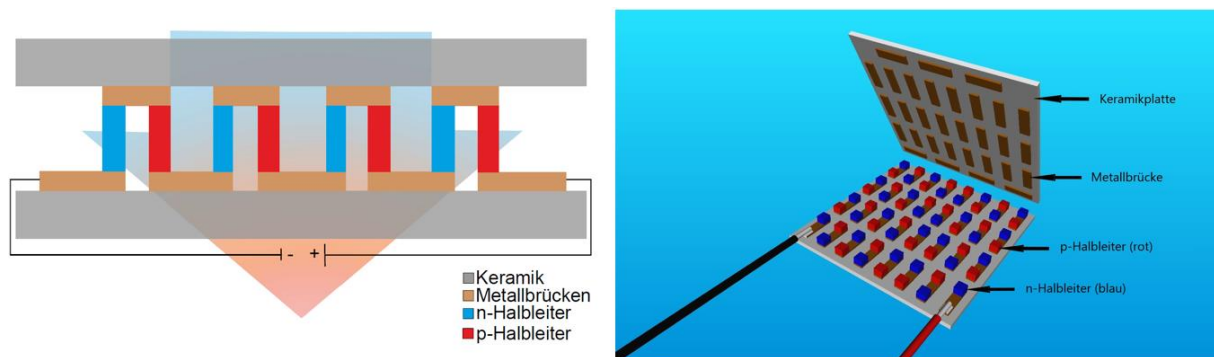


Abbildung 3: Schematische Darstellung zur Funktionsweise von Peltier-Elementen nach [58] (links); Typische Bauform von Peltier-Elementen (rechts)

Die Elemente setzen sich aus einzelnen n- und p-dotierten Halbleitern zusammen, die zwischen zwei elektrisch isolierenden Keramikplatten über gelötete Metallbrücken alternierend miteinander kontaktiert werden. Durch das unterschiedliche Energieniveau aufgrund der frei beweglichen Elektronen bei den n-Halbleitern und der Elektronenfehlstellen bei den p-Halbleitern findet an den Kontaktstellen bei Stromfluss ein Elektronentransport statt. Ausgeführt werden die Metallbrücken aus diesem Grund üblicherweise aus Kupfer, was sich durch eine hohe elektrische Leitfähigkeit auszeichnet. Ein p- und n-Leiter werden zusammen als Thermopaar bezeichnet. Diese werden thermisch parallel und elektrisch meist in Reihe geschaltet. Bei Stromfluss wird auf der einen Seite der Peltier-Elemente der Umgebung Wärmeenergie entzogen, wodurch sich die Keramikplatte auf dieser Seite abkühlt und über die Elektronen auf die andere Seite des Peltier-Elements transportiert, auf der sich in Folge dessen die Keramikplatte erwärmt. Durch Umpolen der Gleichspannung lässt sich die Richtung des Wärmestroms umkehren [59]. Halbleiter werden verwendet um den auftretenden Wärmerückfluss von der warmen zur kalten Seite des Peltier-Elements über die elektrischen Leiter zu reduzieren. Neben einer hohen elektrischen Leitfähigkeit weisen diese eine verhältnismäßig niedrige thermische Leitfähigkeit auf. Die sich einstellende Heiz- und Kühlleistung der Elemente sowie die Temperaturdifferenz zwischen den jeweiligen Seiten hängen neben der Stromstärke und der

Spannung vor allem auch von den vorherrschenden thermischen Randbedingungen ab. [56, 60, 61]

Die Wärmemenge  $Q_h$  auf der warmen Seite der Peltier-Elemente wird bei Vernachlässigung von Verlusten im Randbereich, wie in (2-6) dargestellt, aus der entzogenen Energiemenge  $Q_c$  auf der kalten Seite zuzüglich der eingebrachten elektrischen Leistung  $P_{el}$  berechnet.

$$Q_h = Q_c + P_{el} \quad (2-6)$$

Die Energiemenge, die der warmen Seite des Peltier-Elements zugeführt bzw. der kalten Seite entzogen wird, setzt sich aus dem Peltier-Effekt, der Jouleschen Wärme sowie dem entstehenden Wärmerückfluss zusammen. Beim Peltier-Effekt wird der Seebeck-Koeffizient  $\alpha$ , der die thermoelektrischen Materialeigenschaften des Moduls charakterisiert, mit der Temperatur auf der warmen  $T_h$  bzw. der kalten Seite  $T_c$  des Peltier-Elements und der anliegenden Stromstärke  $I$  multipliziert. Für die Joulesche Wärme, die zur Berechnung der Energie auf der warmen Seite addiert und zur Berechnung auf der kalten Seite subtrahiert wird, wird das Quadrat der Stromstärke mit dem elektrischen Widerstand  $R$  des thermoelektrischen Moduls und dem Faktor 0,5 multipliziert. Der entstehende Wärmerückfluss setzt sich aus einer Multiplikation der thermischen Leitfähigkeit des Moduls  $K$  und der Temperaturdifferenz  $(T_h - T_c)$  zwischen der warmen und kalten Seite des Peltier-Elements zusammen. Die Gleichungen sind in Formel (2-7) und (2-8) dargestellt. [62–64]

$$Q_h = \alpha \cdot T_h \cdot I + \frac{1}{2} \cdot I^2 \cdot R - K \cdot (T_h - T_c) \quad (2-7)$$

$$Q_c = \alpha \cdot T_c \cdot I - \frac{1}{2} \cdot I^2 \cdot R - K \cdot (T_h - T_c) \quad (2-8)$$

Aus Formel (2-6) in Verbindung mit (2-7) und (2-8) ergibt sich für die Berechnung der elektrischen Leistung  $P_{el}$  folgender in (2-9) aufgeführter Term. Die Temperaturdifferenz  $\Delta T$  bezieht sich auf den Unterschied zwischen der warmen und kalten Seite des Peltier-Elements. [63]

$$P_{el} = \alpha \cdot \Delta T \cdot I + I^2 \cdot R \quad (2-9)$$

Neben der Heiz- und Kühlleistung spielt aus ökonomischer und ökologischer Sicht vor allem der COP der Elemente eine entscheidende Rolle. Dieser errechnet sich für die Heiz- und Kühlleistung, wie in Formel (2-10) aufgeführt, aus dem Quotienten von nutzbarer Wärmenergie  $Q_{h/c}$  und eingebrachter elektrischer Energie  $Q_{el}$ . [63]

$$COP_{h/c} = \frac{Q_{h/c}}{Q_{el}} \quad (2-10)$$

Peltier-Elemente zeichnen sich durch ihre geringe Größe, ihre Wartungsfreiheit sowie ihren geräuschlosen Betrieb aus. Von Nachteil ist, dass die Elemente schon bei verhältnismäßig geringen elektrischen Spannungen von 9 – 12 V und Temperaturdifferenzen von 0 – 30 K zwischen warmer und kalter Seite einen COP < 1 aufweisen, so dass mehr Energie zugeführt werden muss als thermisch genutzt werden kann [65]. Aus diesem Grund werden Peltier-Elemente aktuell überwiegend für Anwendungen genutzt, die aufgrund von Platzmangel andere Technologien nicht erlauben und mit geringen Heiz- und Kühlleistungen auskommen, bei deren Erzeugung die Effizienz nicht im Vordergrund steht. [56]

### 2.3.2 Stand der Forschung

In den letzten Jahren haben die Untersuchungen, Peltier-Elemente zur Gebäudetemperierung zu verwenden, deutlich zugenommen [66]. Ein Großteil konzentrierte sich darauf, durch spezielle Lüftungssysteme die Zu- und Raumluft zu kühlen bzw. zu erwärmen [67–69]. Andere Ansätze beschäftigten sich damit, Peltier-Elemente zum Betreiben eines Flächenheiz- und Flächenkühlsystems zu nutzen [61, 70, 71].

Han et al. untersuchten die Leistungsfähigkeit einer thermoelektrischen Wärmerückgewinnung bei unterschiedlichen Wetterbedingungen. Das System war so aufgebaut, dass sowohl die Zuluft von außen in den Innenraum als auch die Abluft aus dem Rauminneren nach draußen an wärmeübertragenden Rippen vorbeigeführt wurde. Diese waren jeweils auf der warmen bzw. kalten Seite der Peltier-Elemente angebracht. So ließ sich im Sommer warme Außenluft über die kalte Seite der Peltier-Elemente herunterkühlen, bevor sie in den Innenraum einströmt. Gleichzeitig diente die Luft, die aus dem Raum abgeführt wurde, dazu, die Energie auf der warmen Seite der Peltier-Elemente abzuführen. Für den Winterfall wurden die Peltier-Elemente umgepolt, so dass die Zuluft erwärmt und die Abluft abgekühlt wurde. Auf diese Weise wurden für die einzelnen Elemente COPs von 4,78 für den Sommerfall und 4,16 für den Winterfall erreicht. Die Effizienz des Gesamtsystems war jedoch relativ gering. [68]

Im von Blum et al. untersuchten Heiz- und Kühlsystem bestand der Ansatz darin, Peltier-Elemente in der Außenwandkonstruktion hinter einer gut wärmeleitenden Verkleidung der Innenoberfläche zu platzieren. Über die Verkleidung, die bei den messtechnischen Untersuchungen im Labor aus Aluminium bestand, sollte sichergestellt werden, dass sich die Wärme möglichst gleichmäßig auf der Wandinnenoberfläche verteilt, um in Form von Wärmestrahlung den Raum heizen und kühlen zu können. Die nach außen hin liegende Seite des Peltier-Elements wurde mit einem Kupferblock kontaktiert, um Wärme möglichst effizient zu- bzw. abführen zu können. Bei den durchgeführten Versuchen ließ sich ein Systemwirkungsgrad von um die 1,8 erreichen. [61, 72]

Auch wurden bereits Untersuchungen durchgeführt, Peltier-Elemente in Verbindung mit Latentwärmespeichern zum Heizen und Kühlen zu nutzen. Kimmling et al. [73] entwickelten auf Basis von Peltier-Elementen eine mobile thermische Stellwand, die vorrangig zur Steigerung der thermischen Behaglichkeit am Arbeitsplatz während warmen Sommertagen konzipiert wurde. Die Vorderseite der Stellwand besteht aus einer mit Peltier-Elementen kontaktierten Aluminiumplatte, die als Wärmestrahler fungiert und an warmen Sommertagen dafür sorgt, dass dem Körper der davorsitzenden Person durch langwellige Strahlung Wärme entzogen wird. Die Wärme, die auf der gegenüberliegenden Seite der Peltier-Elemente entsteht, wird über Wärmeleiter an einen auf der Rückseite der Stellwand befindlichen Latentwärmespeicher übertragen und in diesem zwischengespeichert. Nachts lässt sich das PCM aktiv über ein Umpolen der Peltier-Elemente entladen. Bei gleicher Funktionsweise kann die Stellwand im Winter auch zum Heizen genutzt werden. In der Studie konnte bei Betrieb der Stellwand eine kühlende Wirkung auf das Wärmeempfinden der Probanden nachgewiesen werden. Im nächsten Schritt sollen am System identifizierte Optimierungen vorgenommen werden, um in einer weiteren Versuchsreihe die effektive Wirkung zu bestimmen. [73, 74]

In den durchgeführten Untersuchungen von Zhao et al. [63] lag der Fokus ebenfalls auf der Kühlfunktion von Peltier-Elementen. Hierzu wurde in einem Labor, das sich als Klimakammer verwenden ließ, um verschiedene Lufttemperaturen zu simulieren, ein Versuchskubus mit Innenmaßen von 1,2 x 0,9 x 1,9 m errichtet, der mit 5,1 cm dicken Schaumstoffplatten gedämmt wurde. In den Kubus wurde eine thermoelektrische Einheit eingebaut. Kernkomponente dieser waren 15 Peltier-Elemente, die auf ihrer kalten Seite mit einem Kühlkörper kontaktiert wurden, der mit zwei Ventilatoren dazu diente, der Raumlufttemperatur im Kubus Wärme zu entziehen um diese abzukühlen. Die warme Seite der Peltier-Elemente wurde über eine gut wärmeleitende Platte mit einem Wassertank kontaktiert, der mit einem Rippenrohrwärmetauscher durchzogen war. Über Rohrleitungen und eine Pumpe ließ sich auf diese Weise die entstehende Wärme von der thermoelektrischen Einheit abführen und über Regelventile entweder an einen Latentwärmespeicher übertragen oder über einen Luft-Wasser-Wärmetauscher an die Außenluft abgeben. Der Wärmetauscher wurde zusätzlich mit einem Ventilator versehen. Die schematische Darstellung des Versuchsaufbaus ist in Abbildung 4 dargestellt.

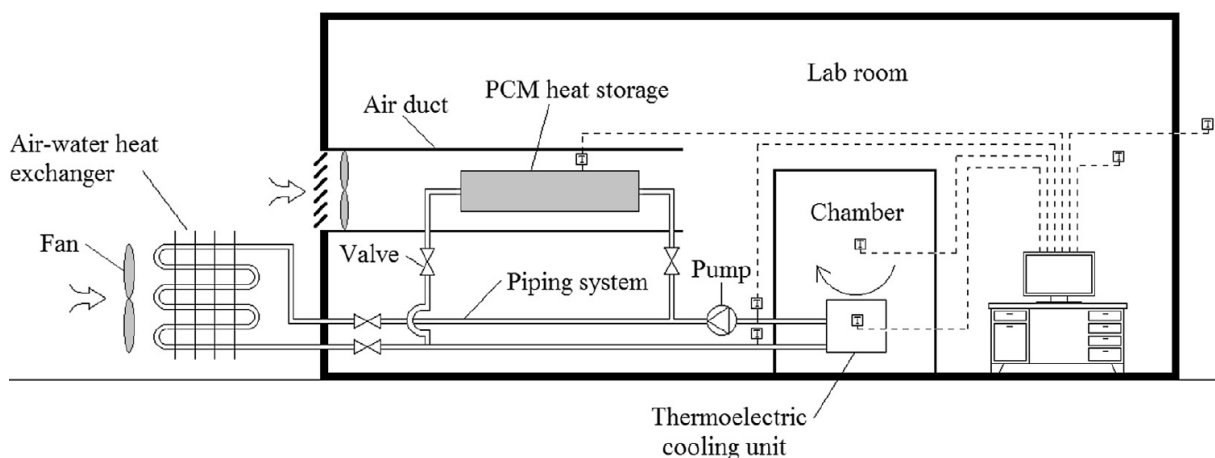


Abbildung 4: Schematische Darstellung des Versuchsaufbaus aus [63]

Der Latentwärmespeicher befand sich in einem Edelstahlgehäuse und bestand aus einem inneren und äußeren Rohr, zwischen denen das PCM platziert wurde. Durch das innere Rohr floss das Wasser zur Beladung des Speichers. Über einen Ventilator ließ sich Zuluft von außen am äußeren Rohr vorbeiführen, um den Speicher zu entladen. Als Ergebnis konnte festgestellt werden, dass sich über die thermoelektrische Einheit eine Temperaturdifferenz von 7 K zwischen der Lufttemperatur im Kubus und der Umgebungstemperatur im Labor erreichen ließ. Der durchschnittliche Kühl-COP lag bei 0,87. Durch die Verwendung des Latentwärmespeichers konnte eine Energieeinsparung von 35,3 % erreicht werden. [63] Hinsichtlich der Ergebnisse ist zu beachten, dass der Kubus ein Raumvolumen von nur 0,972 m<sup>3</sup> aufwies, so dass sich die 7 K Temperaturdifferenz relativieren. Die Energieeinsparung von 35,3 % ließ sich dadurch erreichen, dass der zuvor entladene Latentwärmespeicher den Wasserkreislauf deutlich besser herunterkühlen konnte als die zwischen 30 – 33 °C warme Außenluft, die während der Versuche am Luft-Wasser-Wärmetauscher vorherrschte.

Im geplanten Gebäudegesamtsystem sollen die Peltier-Elemente eingesetzt werden, um Temperaturdifferenzen von wenigen Kelvin zu erzeugen. Um die Wärme auf der warmen bzw. kalten Seite möglichst gut ab- bzw. zuführen zu können, so dass sich hohe COPs erreichen lassen, sollen diese in Form von flüssig Wärmetauschern verwendet werden.

## **2.4 Thermische Behaglichkeit**

### **2.4.1 Physikalische Grundlagen**

Der Begriff „Behaglichkeit“ drückt die Zufriedenheit einer Person mit seiner Umgebung aus [75, 76]. In diesem Zustand kann der Mensch sein höchstes geistiges und körperliches Leistungsvermögen erreichen. In ihrer Ganzheit gehen in die Behaglichkeit alle Themengebiete der Bauphysik (Wärme, Feuchte, Akustik, Optik) mit ein. Einen wesentlichen Einfluss auf das Wohlbefinden wird der thermischen Behaglichkeit zugeschrieben. [75] Sie wird erreicht, indem sich der Wärmehaushalt des menschlichen Körpers im Gleichgewicht mit seinem Umgebungsklima befindet [77]. Die Einflussfaktoren auf die thermische Behaglichkeit sind in Abbildung 5 dargestellt.

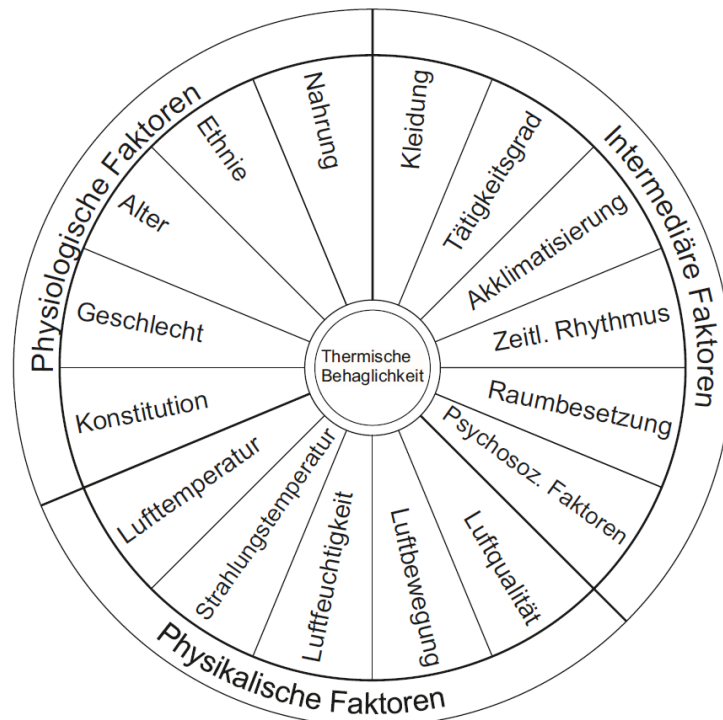


Abbildung 5: Einflussfaktoren auf die thermische Behaglichkeit nach [78]

Durch die Gestaltung und bauphysikalische Ausführung der Raumumschließungsflächen sowie durch die Anlagentechnik lassen sich die physikalischen Faktoren wesentlich beeinflussen [77]. Entscheidend sind jedoch auch die physiologischen und intermediären Einflussfaktoren, die von der Person an sich sowie von deren individueller Wahrnehmung abhängig sind. Aufgrund dieser Subjektivität lässt sich die Behaglichkeit zwar qualitativ bewerten, jedoch quantitativ nicht ganzheitlich erfassen. [75] Aus diesem Grund ergeben sich Behaglichkeitsfelder, in denen ein Großteil der Personen, jedoch nicht alle, mit dem Umgebungsklima zufrieden sind [79]. Im Folgenden sollen die messbaren physikalischen Parameter sowie der Einfluss der Kleidung und des Tätigkeitsgrades näher erläutert werden.

### Lufttemperatur $\theta_a$

Bei der Lufttemperatur handelt es sich um die vorherrschende Temperatur der Luft im Raum [80]. Der Wärmeaustausch zwischen dem menschlichen Körper und der Lufttemperatur erfolgt aufgrund eines Temperaturgradienten über Konvektion [76]. Die oberen und unteren Grenzwerte der Raumlufttemperatur werden in diversen Richtlinien und Normen vorgegeben. Die Arbeitsstättenverordnung [81] in Verbindung mit der Arbeitsstätten-Richtlinie [82] differenziert die Mindestraumlufttemperatur in Abhängigkeit von der Körperhaltung und dem Tätigkeitsgrad und schreibt für eine leichte sitzende Tätigkeit einen einzuhaltenden Mindestwert von 20 °C vor. Als Maximaltemperatur wird ein Wert von 26 °C definiert, der nur in Ausnahmefällen bei einer darüberliegenden Außenlufttemperatur überschritten werden darf. Die DIN V 18599 unterscheidet Nichtwohngebäude nach der Art der Nutzung und legt sich dabei für übliche Aufenthaltsräume ebenfalls auf eine Maximaltemperatur zur Auslegung der Heizung von 20 °C

und zur Kühlung von 26 °C fest [83]. Ähnliche Anforderungswerte für Wohngebäude werden von der DIN 4108-2 definiert [17].

### Mittlere Strahlungstemperatur $\bar{\theta}_r$

Der menschliche Körper steht im ständigen Strahlungsaustausch mit seiner Umgebung. Die Strahlungsleistung unterliegt dabei dem Stefan-Boltzmann-Gesetz und ist abhängig von den Emissionsgraden sowie der Oberflächentemperatur der Umschließungsflächen. Bei der mittleren Strahlungstemperatur handelt es sich um den Mittelwert der heterogenen Strahlung in einem Raum. [80] Sie berechnet sich aus den Oberflächentemperaturen der Umgebungsflächen  $\theta_s$  und deren Einstrahlzahl  $F$ , wie in Formel (2-11) dargestellt [76].

$$\bar{\theta}_r = \sum_{k=1}^n (F_k \cdot \theta_{s,k}) \quad (2-11)$$

### Relative Luftfeuchtigkeit $\varphi$

Der Mensch besitzt keine Sensoren, um die Luftfeuchte direkt wahrnehmen zu können und dennoch beeinflusst diese dessen thermische Behaglichkeit. Zurückführen lässt sich dies auf evaporative Wärmeverluste in Folge von permanenter Feuchtigkeitsdiffusion über die Haut in Form von Schweiß. Tendenziell wird daher bei höheren Lufttemperaturen eine niedrigere Luftfeuchtigkeit als angenehm empfunden. [76] Bei gemäßigtem Umgebungsklima wird die Wärmebilanz des Körpers durch die Luftfeuchtigkeit jedoch nur geringfügig beeinflusst [84]. Die relative Luftfeuchtigkeit  $\varphi$  errechnet sich, wie in Formel (2-12) dargestellt, aus dem Verhältnis des Wasserdampfpartialdrucks  $p_a$  zum Wasserdampf-sättigungsdruck  $p_{sat}$ . Der Wasserdampfpartialdruck lässt sich wiederum über das Produkt aus volumenbezogener absoluter Luftfeuchte  $m_W$ , der spezifischen Gaskonstante für Wasserdampf  $R^1$  sowie der Lufttemperatur  $\theta_a$  bestimmen. Die Formel ist in (2-13) dargestellt. [85]

$$\varphi = \frac{p_a}{p_{sat}} \quad (2-12)$$

$$p_a = m_W \cdot R \cdot \theta_a \quad (2-13)$$

### Luftgeschwindigkeit $v_a$

Die Luftgeschwindigkeit beeinflusst den Wärmeaustausch des menschlichen Körpers mit seiner Umgebung durch Konvektion und Verdunstung. Höhere Luftgeschwindigkeiten erhöhen

<sup>1</sup>  $R_v = 462 \text{ Pa} \cdot \text{m}^3 / (\text{kg} \cdot \text{K})$  nach [85].

den Wärmeaustausch und wirken bei Lufttemperaturen unterhalb der Körpertemperatur kühlend. Ebenso können höhere Luftgeschwindigkeiten sowie ungleichmäßige Luftbewegungen auch als Zugluft wahrgenommen werden. Auf der Hautoberfläche entstehen in diesem Fall lokale Abkühlungen, die zu Unbehagen führen. [75] Die Luftgeschwindigkeit variiert an jeder Stelle eines Raumes über die Zeit. Die Schwankungen lassen sich berücksichtigen, indem die Luftgeschwindigkeit über einen gewissen Zeitraum aufgezeichnet und daraus die mittlere Luftgeschwindigkeit berechnet wird. [80]

### **Bekleidungsgrad $I_{cl}$**

Durch Wärmeisolation, Wärmereflexion und ihre Wasserdampfdurchlässigkeit reduziert Kleidung den Wärmeaustausch zwischen dem Körper und der Umgebung. Für die Bestimmung der thermischen Behaglichkeit werden die beiden letzteren meist außen vorgelassen. Dies liegt daran, dass Wärmereflexion nur bei einer hohen Temperaturdifferenz zwischen der Strahlungstemperatur der Raumumschließungsflächen und der Lufttemperatur von Relevanz ist und der Verdunstungswiderstand nur bei sehr warmen Umgebungstemperaturen und hohem Aktivitätsgrad eine Rolle spielt. Die Bekleidungsisolation entspricht dem Widerstand, den die Kleidung dem Wärmeaustausch zwischen der Hautoberfläche und der Umgebungstemperatur entgegensetzt. [75] Der Wert von 1 clo = 0,155 m<sup>2</sup>K/W entspricht einer alltäglichen Kleidung in Form von Unterwäsche, einer Hose und einem Hemd sowie einer Jacke und Schuhen. [84] Weitere Werte sind der DIN EN ISO 9920 [86] zu entnehmen.

### **Energieumsatz $M$**

Der Energieumsatz resultiert aus dem Tätigkeitsgrad und beschreibt die Wärme, die durch eine körperliche Betätigung erzeugt wird. Selbst beim Schlafen entsteht aufgrund des Stoffwechsels ein Energieumsatz von ca. 40 W/m<sup>2</sup> Körperoberfläche. Er wird in der Einheit 1 met = 58,2 W/m<sup>2</sup> angegeben, was einem entspannten Sitzen entspricht. [75, 80] Die Vorgehensweise bei der Bestimmung des körpereigenen Energieumsatzes wird in der DIN EN ISO 8996 [87] beschrieben.

### **Operative Temperatur $\theta_o$**

Eine weitere wichtige Größe zur Bewertung der thermischen Behaglichkeit ist die operative Temperatur. Sie wird auch als die gefühlte Temperatur bezeichnet [76] und setzt sich, wie in Formel (2-14) dargestellt, aus der Luft-  $\theta_a$  und mittleren Strahlungstemperatur  $\bar{\theta}_r$  sowie aus den Wärmeübergangskoeffizienten für die Konvektion  $h_c$  und Strahlung  $h_r$  zwischen der Bauteiloberfläche und der Raumluft zusammen. [80]



$$\theta_o = \frac{h_c \cdot \theta_a + h_r \cdot \bar{\theta}_r}{h_c + h_r} \quad (2-14)$$

## 2.4.2 Bewertungsansätze

Im Nachfolgenden werden drei unterschiedliche Herangehensweisen zur Bewertung des thermischen Raumklimas vorgestellt, denen verschiedene Normen zu Grund liegen. Bei diesen handelt es sich um die DIN EN ISO 7730 [84], die DIN EN 16798-1 [88] sowie die DIN 4108-2 [17]. Zudem werden anhand eines Modells der Berkeley Universität (UCB) neuere Möglichkeiten beschrieben, um die thermische Behaglichkeit genauer analysieren zu können.

### DIN EN ISO 7730

Die DIN EN ISO 7730 beruht auf dem Modelle von Fanger [89] und beschreibt ein analytisches Verfahren, um das allgemeine Wärmeempfinden des Menschen sowie das Maß der Unbehaglichkeit in einem gemäßigten Innenraumklima voraussagen zu können. Die Interpretation erfolgt anhand der Indexe PMV (predicted mean vote) und PPD (predicted percentage of dissatisfied) sowie durch einzelne Indikatoren zur Bestimmung lokaler Unbehaglichkeiten. Durch den PMV wird der Durchschnittswert bei einer großen Personengruppe vorausgesagt, die eine Beurteilung des Umgebungsklimas anhand einer 7-stufigen Skala vornimmt. Diese ist in Tabelle 1 dargestellt. [84]

Tabelle 1: Klimabeurteilungsskala nach [84]

+ 3	heiß
+ 2	warm
+ 1	etwas warm
0	Neutral
- 1	etwas kühl
- 2	kühl
- 3	kalt

Berechnet wird der PMV über die Gleichungen (2-15) bis (2-18).

$$\begin{aligned}
 PMV = & (0,303 \cdot e^{-0,036 \cdot M} + 0,028) \\
 & \cdot \{(M - W) - 3,05 \cdot 10^{-3} \cdot [5733 - 6,99 \cdot (M - W) - p_a] \\
 & - 0,42 \cdot [(M - W) - 58,15] - 1,7 \cdot 10^{-5} \cdot M \cdot (5867 - p_a) - 0,0014 \cdot M \cdot (34 - \theta_a) \\
 & - 3,96 \cdot 10^{-8} \cdot f_{cl} \cdot [(\theta_{cl} + 273)^4 - (\bar{\theta}_r + 273)^4] - f_{cl} \cdot h_c \cdot (\theta_{cl} - \theta_a)\} \quad (2-15)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \theta_{cl} = & 35,7 - 0,028 \cdot (M - W) - I_{cl} \\
 & \cdot \{3,96 \cdot 10^{-8} \cdot f_{cl} \cdot [(\theta_{cl} + 273)^4 - (\bar{\theta}_r + 273)^4] + f_{cl} \cdot h_c \cdot (\theta_{cl} - \theta_a)\} \quad (2-16)
 \end{aligned}$$

$$h_c = \begin{cases} 2,38 \cdot |\theta_{cl} - \theta_a|^{0,25} & \text{für } 2,38 \cdot |\theta_{cl} - \theta_a|^{0,25} > 12,1 \cdot \sqrt{v_{ar}} \\ 12,1 \cdot \sqrt{v_{ar}} & \text{für } 2,38 \cdot |\theta_{cl} - \theta_a|^{0,25} < 12,1 \cdot \sqrt{v_{ar}} \end{cases} \quad (2-17)$$

$$f_{cl} = \begin{cases} 1,00 + 1,290 \cdot I_{cl} & \text{für } I_{cl} \leq 0,078 \frac{m^2K}{W} \\ 1,05 + 0,645 \cdot I_{cl} & \text{für } I_{cl} > 0,078 \frac{m^2K}{W} \end{cases} \quad (2-18)$$

Die Gleichungen für den konvektiven Wärmeübergangskoeffizient  $h_c$  sowie die Oberflächentemperatur der Bekleidung  $f_{cl}$  werden iterativ gelöst. Angewendet werden sollte der PMV nur wenn sich die folgenden Parameter innerhalb der in Tabelle 2 dargestellten Grenzen befinden. [84]

Tabelle 2: Anwendungsbereich für unterschiedliche Einflussfaktoren nach [84]

$M$	0,8 – 4 met
$I_{cl}$	0 – 2 clo
$\theta_a$	10 – 30 °C
$\bar{\theta}_r$	10 – 40 °C
$v_{ar}$	0 – 1 m/s
$p_a$	0 – 2700 Pa

Da einzelne Bewertungen um den Mittelwert des PMV streuen, ist es hilfreich, voraussagen zu können, wie viele Personen prozentual das Umgebungsklima wahrscheinlich als zu warm bzw. zu kalt wahrnehmen. Aus diesem Grund wurde der PPD entwickelt, der sich wie in (2-19) dargestellt aus dem PMV errechnet und eine quantitative Voraussage zu dem Prozentsatz an

Personen darstellt, die mit dem Umgebungsklima unzufrieden sind. Als unzufrieden bewertet werden der Norm nach Personen mit einer Beurteilung außerhalb des Bereichs von  $-1$  bis  $+1$ . [84]

$$PPD = 100 - 95 \cdot e^{-0,03353 \cdot PMV^4 - 0,2179 \cdot PMV^2} \quad (2-19)$$

Für raumluftechnische Anlagen, die zu einer erhöhten Luftbewegung im Raum führen, ist es sinnvoll, speziell zu untersuchen, ob am Arbeitsplatz Zuglufterscheinungen entstehen. Die daraus resultierende lokale Beeinträchtigung kann durch den Index DR (draught rating) ermittelt werden. Der Wert entspricht einem vorausgesagten Prozentsatz an Menschen, die sich aufgrund dessen vermutlich unbehaglich fühlen. Die Berechnung erfolgt, wie in (2-20) dargestellt, über die lokale Lufttemperatur  $\theta_{a,l}$ , die lokale mittlere Luftgeschwindigkeit  $\bar{v}_{a,l}$  sowie den Turbulenzgrad  $Tu$ . [84]

$$DR = (34 - \theta_{a,l}) \cdot (\bar{v}_{a,l} - 0,05)^{0,62} \cdot (0,37 \cdot \bar{v}_{a,l} \cdot Tu + 3,14) \quad (2-20)$$

Das Modell lässt sich für eine leichte, überwiegend sitzende Tätigkeit anwenden, bei der die Person generell ein thermisch neutrales Empfinden verspürt, im Nackenbereich jedoch Zugluft vorausgesagt wird. Bei höheren Aktivitätsgraden sowie im Bereich der Arme und Beine könnte es durch die dargestellte Berechnung zu einer Überbewertung der Zugluft kommen. [84]

Nach [84] werden für das Umgebungsklima drei Kategorien festgesetzt, die unterschiedliche Anforderungswerte an die Indizes definieren. Tabelle 3 zeigt die Vorgaben für den PMV, den PPD sowie für die DR.

Tabelle 3: Anforderungswerte der Kategorien an den PMV, PPD und die DR nach [84]

Kategorie	Thermischer Zustand des Körpers insgesamt		Lokale Unbehaglichkeit
	PMV [-]	PPD [%]	DR [%]
A	$-0,2 < PMV < +0,2$	$< 6$	$< 10$
B	$-0,5 < PMV < +0,5$	$< 10$	$< 20$
C	$-0,7 < PMV < +0,7$	$< 15$	$< 30$

### DIN EN ISO 16798-1

In der DIN EN ISO 16798-1 wird ein adaptives Modell beschrieben, bei der eine operative Komfortraumtemperatur in Abhängigkeit von der Außenlufttemperatur definiert wird. Bei Außenlufttemperaturen bis  $16\text{ °C}$  liegt diese bei  $22\text{ °C}$ . Zwischen einer Außenlufttemperatur von  $16\text{ °C}$  und  $32\text{ °C}$  steigt sie linear auf bis zu  $26\text{ °C}$  an und bleibt anschließend bei höheren

Außenlufttemperaturen konstant. Der empfohlene Temperaturbereich liegt innerhalb einer Grenzabweichung von  $\pm 2$  K zur Komfortraumtemperatur. Abbildung 6 zeigt den grafischen Verlauf der Komfortraumtemperatur zusammen mit dem Toleranzbereich (Ordinate) über die Außenlufttemperatur (Abszisse). Die Temperaturen gelten für einen geringen Aktivitätsgrad von 1,2 met sowie für Räume, in denen die Nutzer ihren Bekleidungswiderstand in einem üblichen Bereich zwischen 0,3 – 1,0 clo variieren können. [88]

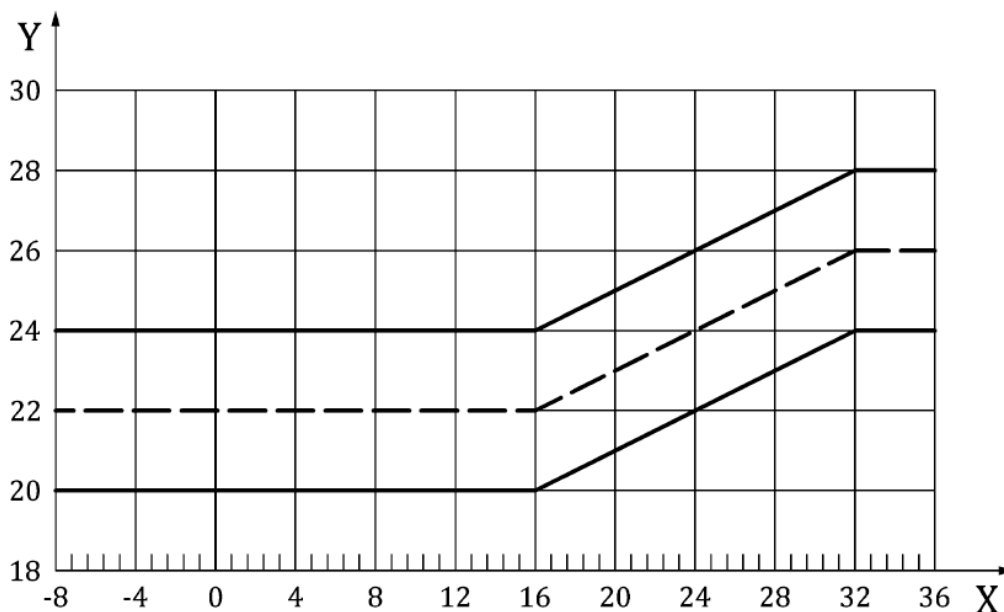


Abbildung 6: Verlauf der Komfortraumtemperatur und des Toleranzbereichs über die Außenlufttemperatur aus [88]

Zur Bewertung der operativen Raumlufthtemperaturen werden Gradstunden für die Über- und Unterschreitungen des definierten Soll-Bereichs ermittelt. Zu einer Gradstunde kommt es, wenn die operative Raumlufthtemperatur über einen Zeitraum von einer Stunde um genau 1 K außerhalb der oberen oder unteren Toleranzgrenze liegt. Auf diese Weise werden sowohl die Dauer als auch die Größe der Abweichung berücksichtigt. Die Über- und Unterschreitungen werden separat voneinander betrachtet. Die Bewertung der Ergebnisse erfolgt anhand von Kategorien, die kongruent zu denen der DIN EN ISO 7730 sind, jedoch mit römischen Zahlen beziffert werden. Kategorie II (entspricht Kategorie B nach DIN EN ISO 7730) gilt als Standardanforderung bei Neubauten und Sanierungen. Abweichende Anforderungen müssen individuell vereinbart werden. Für diese Kategorie darf die prozentuale Häufigkeit der Über- und Unterschreitungen innerhalb der Nutzungszeit 1 % nicht überschreiten. Darüber hinaus darf es maximal zur Über und Unterschreitungen von 2 K kommen. [88]

## DIN 4108-2

In der DIN 4108-2 werden zur Bewertung des sommerlichen Wärmeschutzes anhand von Gebäudesimulationen Anforderungswerte an Übertemperaturgradstunden definiert. Dabei wird, wie in Tabelle 4 dargestellt, zwischen Wohn- und Nichtwohngebäuden sowie zwischen drei unterschiedlichen Sommerklimaregionen, mit denen eigene Bezugswerte für die operative

Raumtemperatur einhergehen, differenziert. Betrachtungszeitraum ist bei Nichtwohngebäuden die übliche Nutzungszeit von 7 – 18 Uhr an Werktagen. [17]

*Tabelle 4: Anforderungswerte an die Übertemperaturgradstunden für Wohn- und Nichtwohngebäude in Abhängigkeit der Sommerklimaregion nach [17]*

Sommerklimaregion	Bezugswert der operativen Raumtemperatur	Anforderungswert Übertemperaturgradstunden [Kh/a]	
		Wohngebäude	Nichtwohngebäude
A	25	1200	500
B	26		
C	27		

### Neuere Ansätze

Da sich über die beschriebenen Ansätze nur vereinfacht die komplexen thermischen Verhältnisse bewerten lassen, wurden bereits neue Modelle entwickelt, die weitere wichtige Faktoren und Differenzierungen mit einbeziehen. Bei dem UCB Thermal Comfort Model lässt sich sowohl die Wärmeabgabe als auch die Temperatur des menschlichen Körpers simulieren. Für die Berechnung werden die Raumgeometrie, die Ausstattung des Raumes, die Fenster sowie die Platzierung von Kühl- und Heizpaneelen erfasst. Auch lässt sich die Physiognomie, die Position des Menschen im Raum sowie seine Haltung definieren. Über festzulegende Oberflächentemperaturen der raumumschließenden Umfassungsflächen berechnet das Programm Einstrahlzahlen für jedes Körperteil. Um inhomogene Klimata für verschiedenen Körperregionen abbilden zu können, lässt sich über das Modell die Lufttemperatur, die Luftgeschwindigkeit sowie der Bekleidungsgrad segmentiell einstellen. Für instationäre Simulationen können Phasen definieren werden, die es ermöglichen, unterschiedliche Konstellationen aus Klima, Energieumsatz und Bekleidung zu untersuchen. [76, 90]

### 3 Konzeption des Gebäudegesamtsystems

Das hier untersuchte Gebäudegesamtsystem setzt sich aus einem Teilsystem zur Gebäudekühlung und einem Teilsystem zur Gebäudebeheizung zusammen. Der Strombedarf, der für den Betrieb beider Systeme erforderlich ist, soll zentral über eine Photovoltaikanlage auf dem Dach des Gebäudes mit angeschlossenen Batteriespeicher gewonnen und bereitgestellt werden. Ansonsten fungieren die Teilsysteme weitestgehend autark voneinander. [91]

Voruntersuchungen haben gezeigt, dass ein hoher energetischer Standard des Gebäudes Voraussetzung für einen effizienten Betrieb beider Teilsysteme ist. Dies erfordert sehr geringe Wärmedurchgangskoeffizienten (U-Werte) für die wärmeübertragenden Außenbauteile wie sie einem Niedrigenergiegebäude entsprechen sowie eine vorhandene Lüftungsanlage mit Wärmerückgewinnung (WRG), über die der Luftaustausch mit der Außenluft erfolgt. [91]

#### 3.1 Teilsystem zur Gebäudekühlung

Über das Teilsystem zur Kühlung soll im Sommer bei einer Überhitzung des Gebäudes tageszyklisch Wärme aus dem Raum abgeführt und in kleinen dezentralen Latentwärmespeichern zwischengespeichert werden, um die Wärmeenergie zeitversetzt wieder abzugeben. [92]

Neben den Speichern, die in Zwischendecken oder Fensterlaibungen platziert möglichst wenig Platz erfordern sollen, wird für das Teilsystem ein Luft-Wasser-Wärmetauscher, ein wassergeführter Kreislauf mit einer Pumpe sowie ein Rohrleitungssystem zusammen mit einem Ventilator und zwei Bypass-Klappen benötigt. Abbildung 7 zeigt das Funktionsprinzip zur Kühlung des Raumes während einer Überhitzung im Sommer sowie die anschließende Entladung des Speichers unter Ausnutzung der geringeren nächtlichen Außenlufttemperaturen.

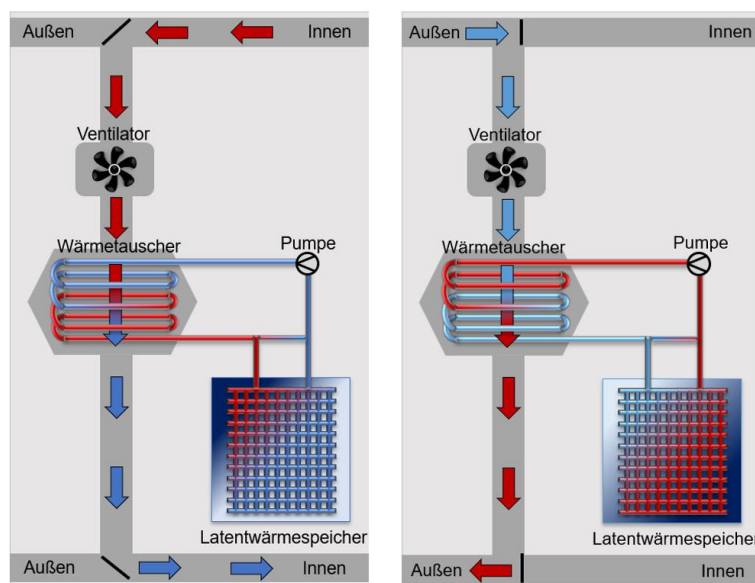


Abbildung 7: Funktionsprinzip des Teilsystems zur Kühlung bei der Beladung (links) und Entladung (rechts) nach [93]

Im Sommer wird bei zu hohen Raumlufttemperaturen über den Ventilator und das Rohrleitungssystem warme Luft aus dem Raum in einen Wärmetauscher geführt. In diesem findet ein Wärmeaustausch zwischen der warmen Raumluft und einem kühleren an den Latentwärmespeicher angeschlossenen Wasserkreislauf statt. Der Luft wird bei diesem Vorgang Wärme entzogen, wodurch sich diese abkühlt. Anschließend wird die Luft wieder zurück in den Raum geführt. Der Wasserkreislauf nimmt bei diesem Vorgang Wärme aus der Raumluft auf und transportiert diese zum Latentwärmespeicher. In diesem wird die Wärme über innenliegende Wärmetauscher an das PCM abgegeben. Das PCM wird dabei beladen und schmilzt, so dass die Energie in Form von Latentwärme gespeichert wird. Wasser weist eine hohe Dichte und spezifische Wärmekapazität auf, so dass über dieses Medium erheblich mehr Energie transportiert und über die Mantelfläche an das PCM übertragen werden kann, als dies vergleichsweise bei Luft der Fall wäre. Gleichzeitig lässt sich der Rohrdurchmesser der Leitungen sowie des Wärmetauschers im PCM reduzieren, wodurch bei gleicher Speichergröße mehr Platz zur Einbringung von PCM zur Verfügung steht. [92]

Um an warmen Sommertagen möglichst viel Wärmeenergie aufnehmen zu können, ist es erforderlich, dass der Speicher zuvor ausreichend entladen werden konnte. Dies erfolgt während der Nacht über das Zuführen von kühler Außenluft in die Anlage. In diesem Fall nimmt die Außenluft über den Wasserkreislauf Energie aus dem Latentwärmespeicher auf und wird dadurch erwärmt. Die Außenluft wird anschließend wieder nach draußen abgeführt. Über einen Bypass, der am Speicher vorbeiführt, wird sichergestellt, dass zuerst der Wasserkreislauf ausreichend heruntergekühlt wird, bevor das Wasser in den Speicher geleitet wird. [92]

Ergänzt werden soll das System durch Peltier-Wärmetauscher, um durch ein weiteres Herunterkühlen des Wasserkreislaufs eine Effizienzsteigerung zu erreichen bzw. vor allem um in warmen Sommernächten sicherzustellen, dass der Speicher unter die Kristallisationstemperatur des PCM entladen werden kann. Der dafür erforderliche Strombedarf sowie der Strombedarf für die Pumpe und den Ventilator sollen über eine Photovoltaikanlage, angeschlossen an einen Batteriespeicher, gedeckt werden, so dass ein möglichst energieautarker Betrieb erreicht werden kann. [91]

Für das in den dezentralen Speichern zur Anwendung kommende PCM ist es erforderlich, dass dieses eine Schmelz- und Kristallisationstemperatur von etwa 20 °C aufweist. Niedrige Phasenwechseltemperaturen würden dazu führen, dass sich der Speicher über die nächtliche Außenluft schlechter entladen lässt. Höhere Temperaturen führen zu einer Reduzierung der Kühlleistung bei der Aufnahme der Wärme aus der Raumluft. Aus diesen Gründen sollte das Material neben einer möglichst hohen Latentwärme auch eine möglichst geringe Hysterese zwischen der Schmelz- und Kristallisationstemperatur aufweisen.

## 3.2 Teilsystem zur Gebäudebeheizung

Beim Teilsystem zur Beheizung erfolgt die Wärmegewinnung über eine Solarthermieanlage auf dem Dach des Gebäudes. Aufgrund des höheren Energiebedarfs im Vergleich zum Teilsystem zur Kühlung, sollen bei diesem größere Latentwärmespeicher zur Anwendung kommen, die zentral innerhalb der wärmeübertragenden Umfassungsfläche (bspw. in einem Technikraum) des Gebäudes platziert werden. Für eine möglichst effiziente Beladung des Speichers wird die erwärmte Solarflüssigkeit direkt in den Latentwärmespeicher geführt. Für die Wärmeabgabe an den Raum wird eine Flächenheizung genutzt, die mit deutlich geringeren Vorlauftemperaturen als Konvektoren oder Radiatoren auskommt. Durch die Verwendung von ausschließlich einem Wärmeträgermedium im System werden Übertragungsverluste vermieden, was sich positiv auf die Be- und Entladungseffizienz des Teilsystems auswirkt.

Um Wärmeströme vom Speicher zu seiner Umgebung möglichst gering zu halten und gleichzeitig Energie auf einem zur Verwendung über Flächenheizsysteme erforderlichen Temperaturniveau zur Verfügung stellen zu können, bedarf es eines PCMs mit einer Schmelz- und Kristallisationstemperatur, die leicht höher als die erforderliche Vorlauftemperatur für eine Flächenheizung liegen. Durch eine Verwendung von Peltier-Wärmetauschern soll es bei der Entladung des Speichers möglich sein, das Temperaturniveau im Wasserkreislauf, falls erforderlich, anzuheben, um eine ausreichend hohe Vorlauftemperatur sicherzustellen. Der notwendige Strom für die Peltier-Wärmetauscher sowie die Pumpe soll über die Photovoltaikanlage mit Batteriespeicher gedeckt werden, so dass möglichst wenig zusätzlicher Strom über das Netz bezogen werden muss.

Die größte Herausforderung stellt bei diesem Teilsystem die Speicherung der Wärmeenergie dar. Aufgrund dessen wurde sich beim zentralen Speicher für eine technisch aufwändigere Vakuumdämmung entschieden.



## 4 Experimentelle Untersuchungen am Latentwärmespeicher

Um die Latentwärmespeicher hinsichtlich ihrer Funktionsweise und Effizienz bewerten zu können, wurde ein Versuchskonzept entwickelt und im Labor aufgebaut, das es ermöglichte, notwendige Leistungsdaten zu eruiieren. Der Fokus lag dabei auf der Ermittlung der zwischen Speicher und Umgebung auftretenden Wärmeströme sowie auf der Be- und Entladungsleistung in Abhängigkeit der Vorlauftemperaturen und der bereits eingespeicherten bzw. entzogenen Wärmeenergie. Die Untersuchungen wurden im Labor exemplarisch an einem für die Anwendung im Teilsystem zur Gebäudekühlung konzipierten Speicher vorgenommen, so dass sich bei der Versuchsdurchführung an dem Funktionsprinzip zur tageszyklischen Kühlung und den damit einhergehenden typisch auftretenden Temperaturen zur Be- und Entladung orientiert wurde. [10] Der Speicher wurde an der Technischen Universität Kaiserslautern auf Basis des Patentantrags DE 10 2017 122 149 A1 2019.03.28 [94] angefertigt.

### 4.1 Versuchsaufbau

Der Latentwärmespeicher besteht aus einem Edelstahlbehälter mit Deckel und bietet mit Außenmaßen von 0,30 x 0,19 x 0,65 m Platz für vier Wärmetauscher aus Aluminium, die durch Aussparungen am Deckel angeschlossen wurden. Insgesamt weist dieser ein Fassungsvermögen von 26 Litern (22,15 kg) PCM auf, das für die Versuche eingebracht wurde. [91] Das Volumenverhältnis zwischen der eingebrachten Menge PCM und dem Platz, der für den Wärmetauscher erforderlich ist, liegt somit bei 70/30. Um die Wärmeströme zwischen dem Speicher und seiner Umgebung zu reduzieren, wurde dieser zusammen mit den Anschlüssen an die Wärmetauscher mit 8 cm dickem expandiertem Polystyrol mit einer Wärmeleitfähigkeit von 0,04 W/(mK) gedämmt. Der Bereich der Anschlüsse oberhalb des Deckels wurde zusätzlich mit Steinwolle mit einer Wärmeleitfähigkeit von 0,035 W/(mK) versehen. Die Konstruktionszeichnungen des untersuchten Latentwärmespeichers sind dem Anhang A beigefügt. [91]

Zur messtechnischen Ermittlung der relevanten Parameter war es erforderlich, den Speicher bei unterschiedlichen, vordefinierten Wassertemperaturen be- und entladen zu können. Hierzu wurde dieser, wie in Abbildung 8 dargestellt, über einen Wasserkreislauf an ein Kälte-Umwälzthermostat angeschlossen.

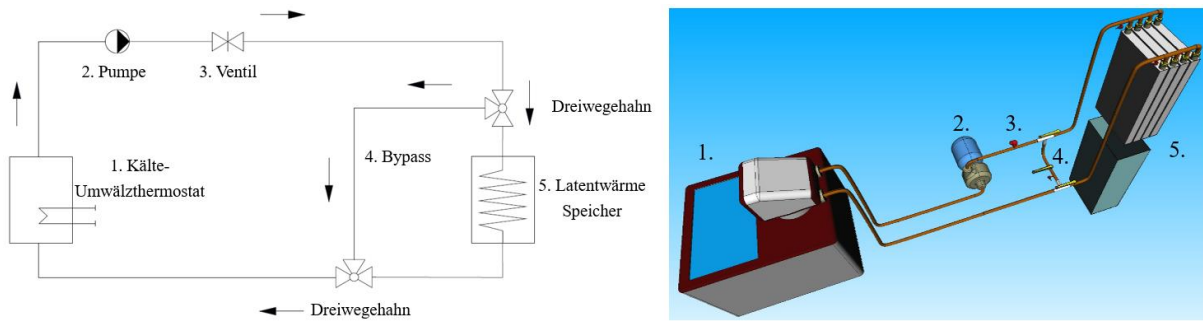


Abbildung 8: Versuchsaufbau zur messtechnischen Untersuchung der verwendeten Latentwärmespeicher nach [95, 96]

Über das Kälte-Umwälzthermostat (1.) ließ sich das im Kreislauf befindliche Wasser auf eine gewünschte Solltemperatur aufheizen bzw. herunterkühlen. In Verbindung mit dem zum Latentwärmespeicher (5.) parallel geschalteten Bypass (4.) und den zur Steuerung der Strömung installierten beiden Dreieckshähnen konnte eingestellt werden, ob das Wasser direkt durch den Speicher oder an diesem vorbeigeleitet wird. Wie Voruntersuchungen zeigten, musste eine zusätzliche Pumpe (2.) in den Kreislauf installiert werden, um einen für eine effiziente Be- und Entladung ausreichenden Durchfluss von mindestens 8 l/min zu erreichen. Zur Regelung der Pumpe wurde zusätzlich ein Ventil (3.) zwischengeschaltet. Um die Leitungen sowie die Pumpe gegen den Einfluss der Umgebungsluft zu schützen, wurden diese ebenfalls gedämmt. Zur Dämmung der Leitungen wurde geschlossenzelliger Weichschaum mit einer Dicke von 10 mm und einer Wärmeleitfähigkeit von 0,032 W/(mK) verwendet. Die Dämmung der Pumpe erfolgte aus 100 mm dickem Polystyrol. [95]

Temperatursensoren wurden direkt am Ein- bzw. Ausgang von Vor- und Rücklauf der Leitungen zum Speicher, im Bypass sowie an sieben verschiedenen Stellen im Speicher platziert. Bei der Verteilung der Sensoren im Speicher wurde darauf geachtet, diese an möglichst unterschiedlichen Stellen im PCM zu positionieren, um bei den späteren Versuchen ein möglichst repräsentatives Bild der Temperaturverteilung in diesem zu erhalten. So wurden Sensoren oben und unten am Vorlauf des ersten Wärmetauschers und oben und unten am Rücklauf des letzten Wärmetauschers, zwischen den Wärmetauschern, in den Ecken sowie in unterschiedlichem Abstand zu den Wärmetauschern bzw. der Speicheraußenwand angebracht. Durch Abstandhalter und Fixierungen wurde sichergestellt, dass diese nicht in direktem Kontakt zur Speicheraußenwand und zum Wärmetauscher stehen. Bei den Temperaturfühlern handelte es sich um Platin-Messwiderstände klassifiziert nach der Genauigkeitsklasse 1/10 Klasse B der DIN EN 60751, die vorab kalibriert wurden. Zur Messung des Volumenstroms wurde nach der Pumpe und dem Ventil ein Durchflusssensor installiert. [97] Die Messgenauigkeit beträgt bei diesem nach Herstellerangaben 1 % vom Endwert [98].

Als PCM wurde das CrodaTherm™21 der Firma Croda International Plc verwendet, dessen Schmelz- und Kristallisationsenthalpie als Funktion der Temperatur in Abbildung 9 dargestellt ist. Hierbei handelt es sich um ein Fett mit einer Schmelztemperatur von 21 °C und einer Kristallisationstemperatur von 19 °C. Neben dem Vorteil einer geringen Hysterese des Materials

von nur etwa 2 K zeichnet es sich durch seine hohe Latentwärme von 190 kJ/kg, sein homogenes Materialgefüge im flüssigen und festen Zustand sowie durch seine auf rein pflanzlicher Basis beruhenden Inhaltsstoffe für die geplante Verwendung aus. Weitere Materialeigenschaften des CrodaTherm™ 21 sind dem Anhang C beigefügt. [99]

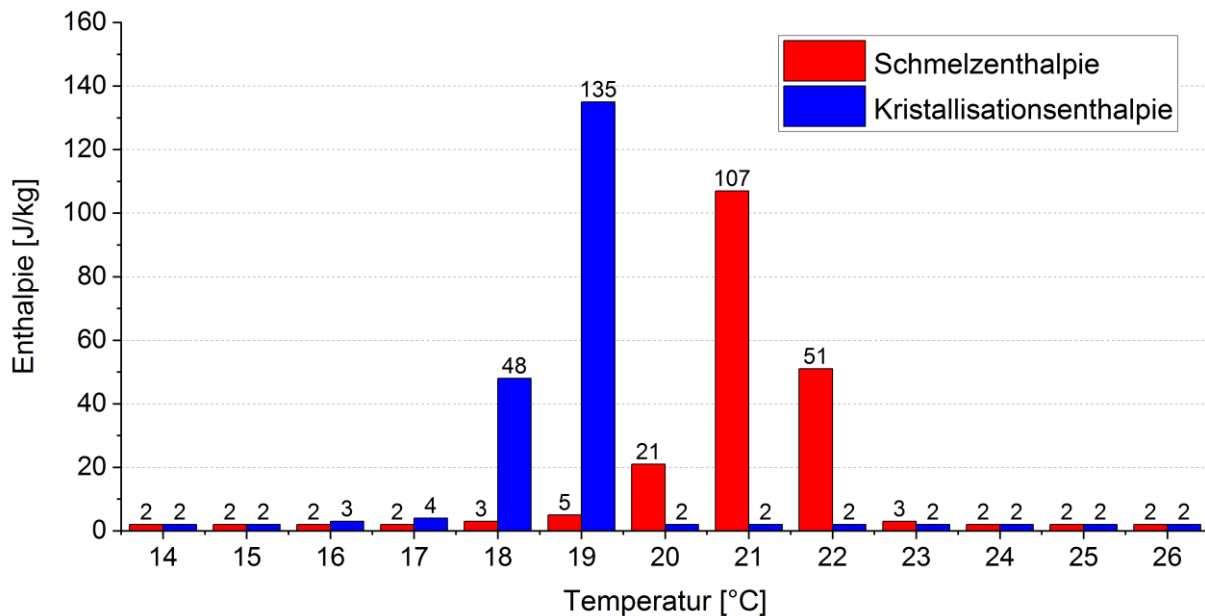


Abbildung 9: Enthalpie-Verteilung des verwendeten CrodaTherm™ 21 nach [99]

## 4.2 Versuchsdurchführung

Die Versuche wurden so konzipiert, dass darüber sowohl die auftretenden Wärmeströme am Speicher, die gespeicherte Wärmeenergie sowie die Be- und Entladungsleistung bei unterschiedlichen Vorlauftemperaturen analysiert werden konnten. Alle Versuche wurden mit einem Volumenstrom von ca. 8 l/min durchgeführt, der erforderlich war, um alle vier parallel zueinander angeordneten Wärmetauscher ausreichend zu durchströmen [95]. Bei allen Versuchen wurde mit einer Abtastrate von 5 Sekunden gearbeitet. Die Werte wurden zu Minutenwerten gemittelt und diese weiterverarbeitet.

Als Ausgangspunkt der Messungen zur Entladung wurde der Speicher zu Beginn jeder Entladung auf 26 °C aufgeheizt. Diese Temperatur entspricht nach DIN V 18599-10 der Maximaltemperatur zur Auslegung der Kühlung für Nichtwohngebäude [83]. Entsprechend kann bei einer PCM-Temperatur im Speicher von 26 °C keine Energie zur Raumluftkühlung mehr aufgenommen werden. Der Speicher ist in diesem Fall voll beladen. Auf diese Weise wurde die Wärmeenergie, die dem Speicher bei einer Entladung entzogen werden kann sowie die Leistung, mit der dieser Vorgang abhängig von dem Ausgangstemperaturniveau des Speichers und der Vorlauftemperatur des Wassers abläuft, bestimmt.

Die Entladungstemperaturen wurden auf einen Temperaturbereich von 18 °C bis 7 °C festgelegt. Dieser resultiert zum einen aus der Kristallisationstemperatur des Materials von 19 °C, so dass für eine technische Anwendung mindestens ca. 18 °C erforderlich sind, um den Speicher über den latenten Bereich hinaus entladen zu können und zum anderen aus einer vorab durchgeführten Häufigkeitsanalyse zu den zur Verfügung stehenden nächtlichen Außenlufttemperaturen. Das Ergebnis der Analyse ist in Abbildung 10 dargestellt. Hierbei wurde exemplarisch anhand von einem TRY2010-Wetterdatensatz für den Standort Potsdam untersucht, wie häufig in den Sommermonate Juni – August im für die Entladung des Speichers relevante nächtlichen Zeitraum von 18 – 6 Uhr (außerhalb der Nutzungszeit von Nichtwohngebäuden) Außenlufttemperaturen unterhalb der Kristallisationstemperatur auftreten und zu welcher Uhrzeit diese ihren Minimalwert erreichen. Zur Auswertung wurden die Außenlufttemperaturen auf Intervalle mit vollen Gradzahlen gerundet.

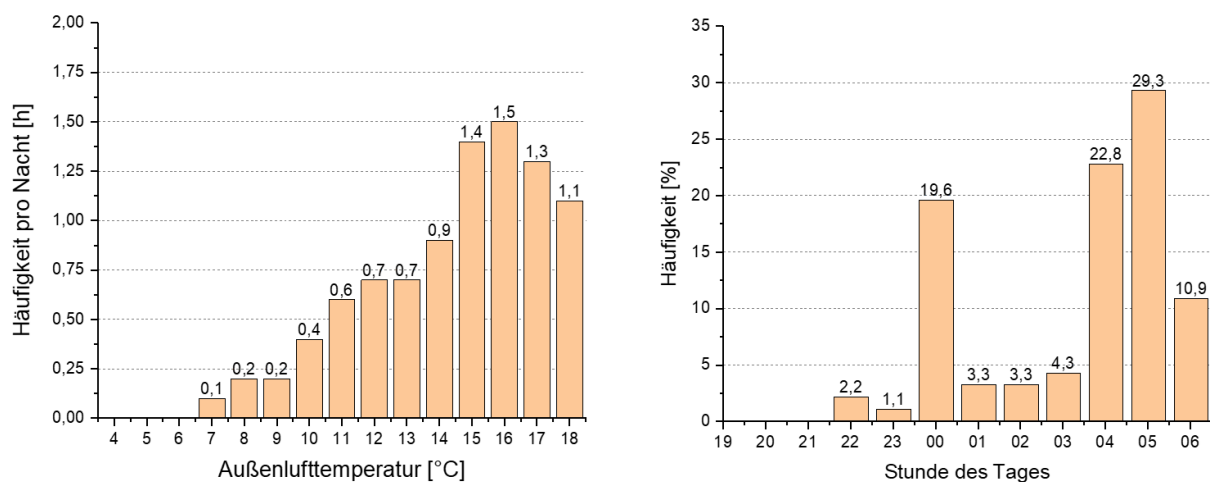


Abbildung 10: Durchschnittliche Stundenanzahl der nächtlich auftretenden Außenlufttemperaturen pro Nacht (links) nach [100]; Prozentuale Verteilung der niedrigsten Außenlufttemperaturen je Nacht über die nächtlichen Stunden (rechts) nach [100]

Es zeigte sich, dass Temperaturen um die 16 °C mit durchschnittlich 1,5 Stunden pro Nacht am häufigsten vorkommen. Mit der Ausnahme bei 12 °C, nimmt die Häufigkeit bei höheren und niedrigeren Temperaturen stetig ab. Außenlufttemperaturen von 6 °C treten bei dem betrachteten Wetterdatensatz nur mit einem durchschnittlichen Anteil von unter 0,05 h auf, weswegen sie bei dieser Auswertung nicht berücksichtigt werden. Temperaturen von 5 °C und 4 °C kommen nicht vor. Aufgrund dieser Ergebnisse und unter Berücksichtigung der Tatsache, dass der Wasserkreislauf über die Luft vorab noch heruntergekühlt werden muss, um darüber den Latentwärmespeicher zu entladen, wurde für die Messungen eine Minimaltemperatur von 7 °C gewählt. Welcher Anteil der Wärmeenergie dem Wasserkreislauf über die Außenluft entzogen werden kann, hängt vor allem auch von der Effizienz des im Teilsystem zur Anwendung kommenden Wärmetauschers ab. [96]

Die kältesten Außenlufttemperaturen treten in diesen Monaten am häufigsten zwischen der vierten und fünften Stunde des Tages (3 - 5 Uhr) auf. Ein weiterer Peak mit 19,6 % ist zwischen

23 – 0 Uhr zu erkennen. Vor 21 Uhr fallen die Außenlufttemperaturen in der Nacht nicht auf ihre Minimaltemperatur ab.

Tabelle 5 zeigt ausgehend von einem bei 26 °C voll beladenen Latentwärmespeicher die Wärmeenergie, die dem Speicher in Abhängigkeit der Vorlauftemperatur maximal entzogen werden kann. Der größte Sprung findet mit 576 kJ zwischen 18 °C und 17 °C statt, da sich zwischen diesen beiden Temperaturen noch ein Großteil der Latentwärme entziehen lässt.

Tabelle 5: Dem Speicher maximal entziehbare Wärmeenergie in Abhängigkeit der Vorlauftemperatur

$\theta_{\text{Vorlauf}} [^{\circ}\text{C}]$	18	17	16	15	14	13	12	11	10	9	8	7
$Q_{\text{max}} [\text{kJ}]$	3811	4387	4465	4520	4565	4609	4653	4697	4742	4786	4830	4875

Zur Untersuchung der Beladung wurde der Speicher auf 7 °C heruntergekühlt, bevor er anschließend mit einer Vorlauftemperatur von 26 °C beladen wurde. Die Temperatur von 26 °C wurde gewählt, da die Anlage zur Kühlung in Betrieb geht und Raumluft in die Anlage geführt wird, sobald diese auf 26 °C ansteigt. Auch ist zu Beginn der Beladung annähernd von dieser Temperatur im Wasserkreislauf auszugehen, da bei der Anwendung des Speichers im Gebäude vorgesehen ist, diesen innerhalb der wärmeübertragenden Umfassungsfläche zu platzieren. Somit nähert sich nach Abschalten bzw. bei Nichtbetrieb der Anlage die Wassertemperatur in den Leitungen kontinuierlich der Raumlufttemperatur an.

Um anhand der Versuche auch die auftretenden Wärmeströme zwischen dem Speicher und der Umgebung untersuchen zu können, wurden die oben beschriebenen Messungen am Speicher über einen Zeitraum von 24 h durchgeführt. Über den langen Zeitraum, von dem nur die Werte der letzten beiden Stunden zur Ermittlung der Wärmeströme herangezogen wurden, ließ sich sicherstellen, dass das gesamte in den Speicher eingebrachte PCM vollständig auf die jeweils definierte Vorlauftemperatur erwärmt bzw. heruntergekühlt wurde. Dies ließ sich anhand der im Speicher platzierten Temperatursensoren überprüfen. Die Wärmeenergie, die dem Speicher nach Erreichen der Vorlauftemperatur entzogen (Vorlauftemperaturen unterhalb der Raumlufttemperatur) bzw. zugeführt (Vorlauftemperaturen oberhalb der Raumlufttemperatur) wurde, entsprach somit dem Wärmestrom, der zwischen dem Speicher und seiner Umgebung aufgrund des vorliegenden Temperaturgradienten auftrat. [91]

Zusätzlich zu den genannten Temperaturen unterhalb der Kristallisationstemperatur wurden auch Versuche mit Vorlauftemperaturen von 19 °C – 33 °C, in ein 1-Kelvin-Schritten durchgeführt. So wurden neben Temperaturen von bis zu 12 Kelvin tiefer als die Kristallisationstemperatur auch Temperaturen im latenten Bereich sowie Temperaturen von bis zu 12 Kelvin höher als die Schmelztemperatur messtechnisch untersucht. Da auch bei diesen Versuchen immer

nur die Daten der letzten zwei Stunden der 24-stündigen Messungen zur Auswertung herangezogen wurden, war es bei diesen nicht relevant von welcher Ausgangstemperatur mit der Be- bzw. Entladung begonnen wurde. [91]

## 4.3 Versuchsauswertung

### 4.3.1 Spezifischer Wärmestrom

Aus den Messdaten der letzten zwei Stunden der jeweils 24-stündigen Messungen wurde jeweils für Minutenintervalle über die absolute Differenz aus Vorlauf-  $\theta_{\text{Vorlauf}}$  und Rücklauftemperatur  $\theta_{\text{Rücklauf}}$  multipliziert mit dem Volumenstrom  $\dot{V}$ , der Dichte des Wassers  $\rho_{\text{Wasser}}^2$  und der spezifischen Wärmekapazität des Wassers  $c_{\text{Wasser}}^3$  die Leistung  $P$  berechnet. Ob dabei Energie über den Wasserkreislauf zugeführt oder entzogen wurde, war davon abhängig, ob die Vorlauftemperatur niedriger oder höher als die Raumlufttemperatur lag. Bei den durchgeführten Messungen wurde der Speicher ab einer Vorlauftemperatur von 22 °C beladen. Die Gleichung ist in (4-1) dargestellt. [91]

$$P_k = \dot{V}_k \cdot \rho_{\text{Wasser}} \cdot c_{\text{Wasser}} \cdot |\theta_{\text{Rücklauf},k} - \theta_{\text{Vorlauf},k}| \quad (4-1)$$

Die errechnete Leistung für jeden Zeitschritt  $k$  wurde anschließend durch die vorherrschende Temperaturdifferenz zwischen der Speicher- und Raumlufttemperatur  $\Delta\theta$  dividiert, um auch das Umgebungsklima während des Messzeitraums zu berücksichtigen. Aus den Werten der letzten zwei Stunden wurde anschließend, wie in (4-2) dargestellt, das arithmetische Mittel gebildet, um das Mittel des spezifischen Wärmestroms  $\Phi'$  zu erhalten. [91]

$$\Phi' = \frac{1}{n} \cdot \sum_{k=1}^n \frac{P_k}{\Delta\theta_k} \quad (4-2)$$

Um die potentiellen Auswirkungen der Messungenauigkeit der Temperaturfühler und des Durchflusssensors auf die Ergebnisse mit zu beachten, wurden die Berechnungen unter Berücksichtigung der positiven und negativen Grenzabweichungen durchgeführt. Die Ergebnisse sind in Abbildung 11 dargestellt.

---

<sup>2</sup>  $\rho_{\text{Wasser}} = 0,9982 \text{ kg/l}$  bei 20°C [101].

<sup>3</sup>  $c_{\text{Wasser}} = 4,183 \text{ kJ/(kgK)}$

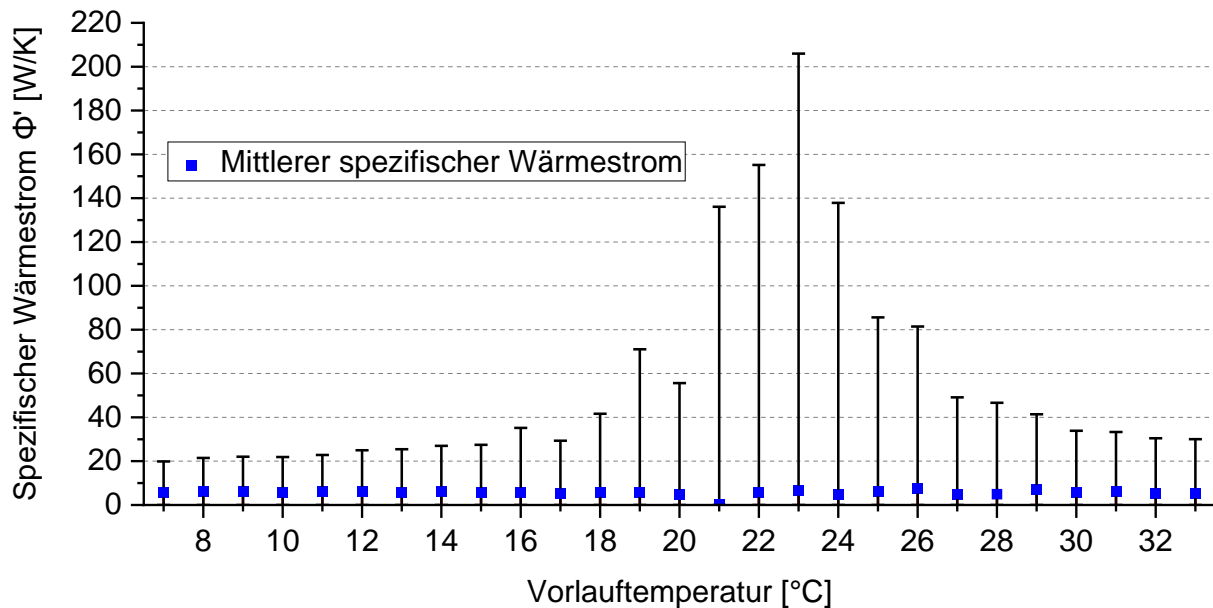
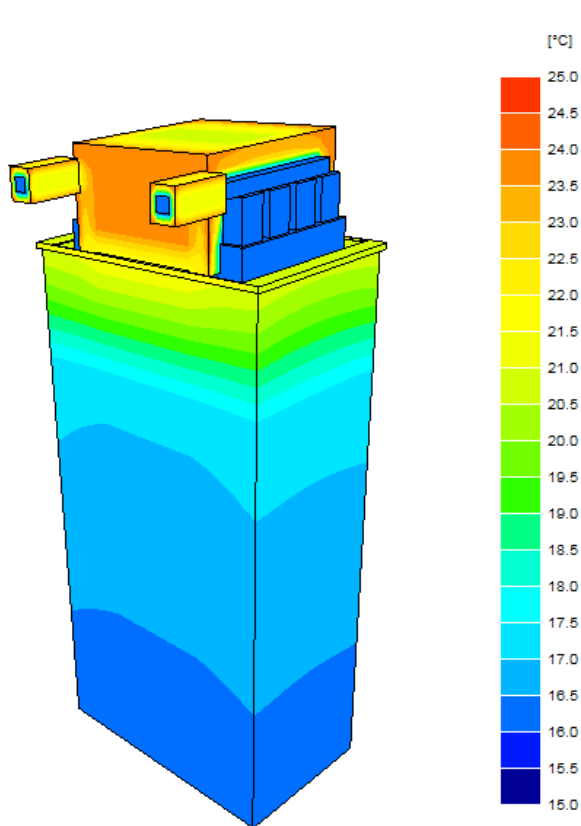


Abbildung 11: Messtechnisch ermittelte spezifische Wärmeströme in Abhängigkeit der Vorlauftemperatur [96]

Der spezifische Wärmestrom beträgt nahezu über alle Temperaturen hinweg zwischen 4,6 – 7,6 W/K. Eine Ausnahme liegt bei der Vorlauftemperatur von 21 °C vor. Der Wert fällt hier mit 0,46 W/K deutlich niedriger aus. Zurückführen lässt sich dies auf die geringe Temperaturdifferenz zwischen dem Speicher und der Raumluft bei dieser Messung, wodurch die Vor- und Rücklauftemperatur zwischen  $\pm 0,01$  K schwankte. Bei der Berechnung des arithmetischen Mittels egalisierten sich dadurch die Werte mit positiven und negativen Vorzeichen.

Der Fehler unterhalb des Messwertes reicht über alle Temperaturen hinweg bis zu 0 W/K. Die obere Intervallgrenze nimmt von 7 °C bis zu 23 °C nahezu stetig zu und fällt bei höheren Temperaturen wieder stetig ab. Bei 23 °C beträgt die durchschnittlich gemessene Differenz zwischen Speicher- und Raumlufttemperatur nur 1,07 K. Dies hat zur Folge, dass bei dieser Temperatur die berechnete Leistung durch einen verhältnismäßig kleinen Divisor dividiert wird, wodurch sich unter Berücksichtigung der Messungenauigkeit für den spezifischen Wärmestrom ein relativ großer potentieller Fehler mit einem Wert von bis zu 199 W/K ergibt. Bei einer Vorlauftemperatur von 7 °C beträgt die obere Intervallgrenze mit 14,12 W/K nur noch einem prozentualen Anteil von 7 % der maximal möglichen Abweichung bei 23 °C. [91]



Parallel zu den Messungen wurde der Latentwärmespeicher zusammen mit seinen Anschlüssen mit Hilfe einer Finiten-Elemente Berechnung über das Wärmetransportsimulationsprogramm Voltra [102] modelliert. Abbildung 12 zeigt den nachgebildeten Speicher sowie die Temperaturverteilung auf der Oberfläche des Speichers an der Grenze zur Dämmschicht bei einer PCM-Temperatur von 16 °C und einer Raumlufttemperatur von 25 °C. Über die Simulation konnte ein örtlich gemittelter spezifischer Wärmestrom von 0,9 W/K ermittelt werden. Dieser Wert liegt bei allen Temperaturen der vorausgegangenen Messungen innerhalb des unteren Fehlerintervalls, jedoch außerhalb der Detektionsgrenze der verwendeten Messfühler. So war es mit den verwendeten Sensoren technisch nicht möglich einen Wert dieser Genauigkeit zu messen. Bei einer wie in Abbildung 12 dargestellten Temperaturdifferenz von 9 K kommt der Wert einem Wärmeeintrag von 29,16 kJ/h gleich. Für die geplante

Abbildung 12: Temperaturverteilung auf der Oberfläche des Latentwärmespeichers an der Grenze zur Dämmschicht [102]

Verwendung der Speicher zur tageszyklischen Raumluftkühlung entspricht dieser bei der eingebrachten Menge von 22,15 kg PCM einem Anteil von ca. 1 % pro h der bei dieser Speichertemperatur (16°C) aufnehmbaren Energiemenge. [91]

### 4.3.2 Gespeicherte Wärmeenergie

Über den Wert von 0,9 W/K für den spezifischen Wärmestrom am Speicher ließ sich aus den Berechnungen der Wärmeenergie, die dem Speicher bei den Entladungen von 26 °C mit unterschiedlichen Vorlauftemperaturen unterhalb der Kristallisationstemperatur entzogen wurde, die Energie herausrechnen, die der Speicher währenddessen aus der Raumluft aufgenommen bzw. zu Beginn der Messungen kurzzeitig an diese abgegeben hatte. Unter Berücksichtigung der Messungenauigkeit der Temperatursensoren wurde hierzu die in (4-3) dargestellte Formel verwendet.

$$Q = \sum_{k=t_i}^{t_f} P_k - \Phi' \cdot (\theta_{Raumluft,k} - \theta_{Speicher,k}) \quad (4-3)$$



Hierzu wird die Summe aus der ermittelten Leistung abzüglich dem Produkt aus dem spezifischen Wärmeverlust und der Temperaturdifferenz zwischen der Raumluft  $\theta_{Raumluft}$  und dem Speicher  $\theta_{Speicher}$  über die Anfangs-  $t_i$  und Endzeit  $t_f$  gebildet. Abbildung 13 zeigt die dem Speicher bei Vorlauftemperaturen von 7 °C – 18 °C (lila bis rot) entzogene und um die aufgetretenen Wärmeströme bereinigte Wärmeenergie über den Zeitraum von 24 Stunden.

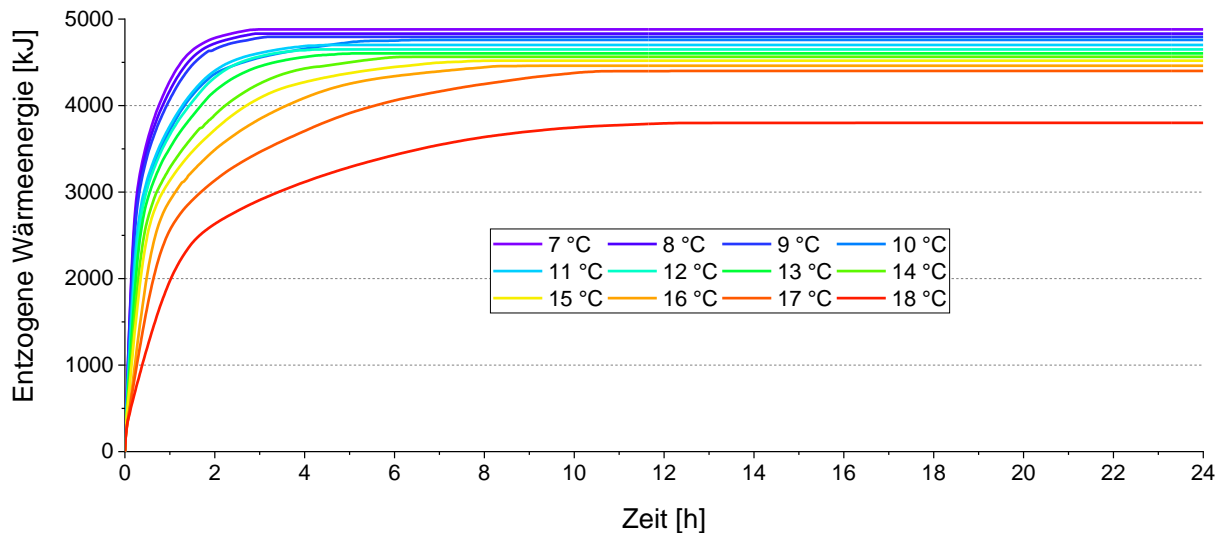


Abbildung 13: Entzogene und um die aufgetretenen Wärmeströme bereinigte Wärmeenergie bei unterschiedlichen Vorlauftemperaturen über einen Zeitraum von 24 Stunden

Alle Kurven steigen zu Beginn der Entladung steil an und laufen anschließend Grenzwerten entgegen. Diese entsprechen denjenigen Energiemengen, die dem eingebrachten PCM im Temperaturbereich zwischen der Ausgangstemperatur von 26 °C und der jeweiligen Vorlauf-temperatur, wie in Tabelle 5 dargestellt, maximal entzogen werden können. Je niedriger die Vorlauf-temperatur, desto mehr sensible Wärme kann vom Material über die Latentwärme hinaus abgegeben werden und desto schneller wird beim Entladevorgang der Grenzwert erreicht. Der steilere Anstieg und das frühere Erreichen des Grenzwertes bei Kurven niedriger Vorlauf-temperatur zu Kurven höherer Temperatur resultiert aus der höheren Temperaturdifferenz zwischen der Speicher- und der Vorlauf-temperatur sowie vor allem aus der höheren Differenz zwischen der Vorlauf-temperatur und der Kristallisationstemperatur des Materials. So findet bei einer höheren Temperaturdifferenz ein schnellerer Transport von Latentwärme durch Wärme-leitung vom PCM über die Rippen und das Rohr an den Wasserkreislauf statt, der diese auf-nimmt und abführt. Deutlich zu erkennen ist auch der Abstand zwischen der Kurve von 18 °C (rot) zur Kurve von 17 °C (dunkelorange), der sich darin begründet, dass zwischen diesen beiden Temperaturen noch ein Anteil der Kristallisationswärme des PCM von 26 kJ/kg entzo-gen werden kann. [91] Die Energiemenge von 4875 kJ, die über einen Entladungszeitraum von ca. drei Stunden bei einer Vorlauf-temperatur von 7 °C dem Speicher entzogen werden kann, entspricht der Wärmeabgabe von einer Person (70 W) über einen Zeitraum von ca. 19 Stunden [83].

Um für die spätere Modellierung der Latentwärmespeicher auch Halbgradientladungstemperaturen sowie ggf. Entladungstemperaturen niedriger als 7 °C berücksichtigen zu können, wurde versucht, die ermittelten Kurven über Näherungsfunktionen zu beschreiben. Mathematisch lassen sich die im Labor gemessene Entladungen des Speichers durch die in (4-4) dargestellte Exponentialfunktion näherungsweise beschreiben.

$$f(x) = a \cdot (1 - e^{(-b \cdot x)}) \quad (4-4)$$

Der Parameter  $a$  entspricht hierbei dem Grenzwert, dem die Funktion entgegenläuft. Der negative Parameter  $b$  im Exponenten der e-Funktion bewirkt, dass der Subtrahend in der Klammer über die Zeit immer kleiner wird und gegen 0 läuft. Der Wert der Differenz nähert sich dadurch immer mehr dem Wert 1 an und durch eine Multiplikation mit  $a$  dem Grenzwert der Funktion. Die Steigungen der Kurven flachen über die Zeit zunehmend ab.

Tabelle 6 zeigt die Näherungsfunktionen der entzogenen Wärmeenergie bei unterschiedlichen Vorlauftemperaturen sowie deren Bewertung anhand der statistischen Kennzahlen MAE (Mean Absolute Error), MAPE (Mean Absolute Percentage Error) und RMSE (Root Mean Square Error). Mit der Bezeichnung Max. und Min. werden die maximalen positiven und negativen Abweichungen dargestellt.

*Tabelle 6: Näherungsfunktionen der entzogenen Wärmeenergie bei unterschiedlichen Vorlauftemperaturen und deren statistische Bewertung*

Entladungstemperatur [°C]	Funktion	MAE [kJ]	MAPE [%]	RMSE [kJ]	Max. [kJ]	Min. [kJ]
7	$f(x)=4870,60 \cdot (1-\exp(-2,73 \cdot x))$	26,66	0,73	68,43	276,98	-535,07
8	$f(x)=4821,58 \cdot (1-\exp(-2,59 \cdot x))$	28,19	0,80	72,11	286,94	-545,03
9	$f(x)=4783,57 \cdot (1-\exp(-2,42 \cdot x))$	29,90	0,86	74,52	289,17	-549,69
10	$f(x)=4731,72 \cdot (1-\exp(-1,79 \cdot x))$	59,60	1,65	109,02	290,26	-706,50
11	$f(x)=4684,14 \cdot (1-\exp(-1,93 \cdot x))$	40,88	1,19	88,06	289,25	-572,20
12	$f(x)=4635,15 \cdot (1-\exp(-1,80 \cdot x))$	37,66	1,14	84,74	285,91	-549,09
13	$f(x)=4585,92 \cdot (1-\exp(-1,60 \cdot x))$	45,51	1,39	94,00	292,40	-563,81
14	$f(x)=4537,86 \cdot (1-\exp(-1,28 \cdot x))$	61,47	1,90	111,64	302,48	-596,03
15	$f(x)=4482,47 \cdot (1-\exp(-1,12 \cdot x))$	76,20	2,35	123,09	290,54	-584,42
16	$f(x)=4423,65 \cdot (1-\exp(-0,88 \cdot x))$	77,01	2,43	119,29	267,97	-510,70
17	$f(x)=4341,22 \cdot (1-\exp(-0,64 \cdot x))$	113,49	3,78	158,34	296,48	-576,26
18	$f(x)=3750,20 \cdot (1-\exp(-0,55 \cdot x))$	93,88	3,79	126,81	234,72	-375,11

Der Parameter  $a$  entspricht der Energiemenge, die dem Speicher bei einer Ausgangstemperatur des PCM von 26 °C unter der jeweiligen Vorlauftemperatur, wie in Tabelle 5 dargestellt, maximal entzogen werden kann. Der Wert nimmt daher auch mit zunehmender Vorlauftemperatur ab. Der Parameter  $b$  nimmt hingegen mit höheren Vorlauftemperaturen tendenziell zu, was durch das negative Vorzeichen dazu führt, dass die Kurven langsamer abflachen. Dieses

Verhalten spiegelt sich auch in Abbildung 13 wieder. Durch die mit steigender Laufzeit kleiner werdende Temperaturdifferenz zwischen der Kristallisationstemperatur und der Vorlauftemperatur sinkt die vom PCM abgegebene Wärmeenergie ab und es benötigt mehr Zeit die Latentwärme und auch die sensible Wärme des PCMs zu entziehen. Der MAE zwischen den Näherungsfunktionen und den gemessenen Entladungskurven weicht abhängig von der Entladungstemperatur teilweise stark voneinander ab. So werden bei einer Entladungstemperatur von 7 °C Werte von 26,66 kJ und bei 17 °C von 113,49 kJ erreicht. Prozentual ergeben sich, wie am MAPE zu erkennen, Abweichungen von maximal 3,79 %. Am RMSE, bei dem es durch das Quadrieren der Differenzen zu einer stärkeren Gewichtung größerer Abweichungen kommt, lässt sich erkennen, dass die Näherungsfunktionen durchaus nicht exakt die tatsächliche Entladung des Speichers abbilden. Gleiches lässt sich anhand der maximalen Über- (Max.) und Unterschreitung (Min.) der Näherungskurve zum tatsächlichen Kurvenverlauf erkennen. Aufgrund dieser Abweichungen eignen sich die ermittelten Näherungsfunktionen nicht um darüber Funktionen für die Entladung bei Halbgradentladungstemperaturen oder für niedrigere Entladungstemperaturen abzuleiten. Wie stattdessen vorgegangen wurde, wird in Kapitel 7.1.3 beschrieben.

### 4.3.3 Be- und Entladungsleistung

Um die Effizienz des Systems, unter Berücksichtigung des Stromverbrauchs für die Pumpe und den Ventilator, die sowohl beim Entlade- als auch beim Beladeprozess betrieben werden müssen, untersuchen zu können, wurde die Leistung über die 24-stündigen Messungen, wie in Formel (4-1) dargestellt, ermittelt.

Neben dem Ausgangstemperaturniveau, der Vorlauftemperatur und dem Durchfluss ist die Be- und Entladungsleistung solcher Speicher von dessen Geometrie und Größe, der Anzahl und Ausführung der Wärmetauscher sowie den Materialeigenschaften des verwendeten PCM abhängig. Abbildung 14 zeigt ausgehend von einer Ausgangsspeichertemperatur von jeweils 26 °C die Entladungsleistungen bei den verschiedenen Vorlauftemperaturen unterhalb der Kristallisationstemperatur (7 °C – 18 °C) sowie im rechten Diagramm die Entladungsleistung von 26 °C auf 7 °C der Beladungsleistung von 7 °C auf 26 °C gegenübergestellt. Für die Darstellung wurde der Fokus auf die ersten zwei Stunden der Messungen gelegt, da dem Speicher innerhalb dieser Zeit am meisten Energie entzogen bzw. zugeführt wird und die Werte die größten Abweichungen zueinander aufweisen.

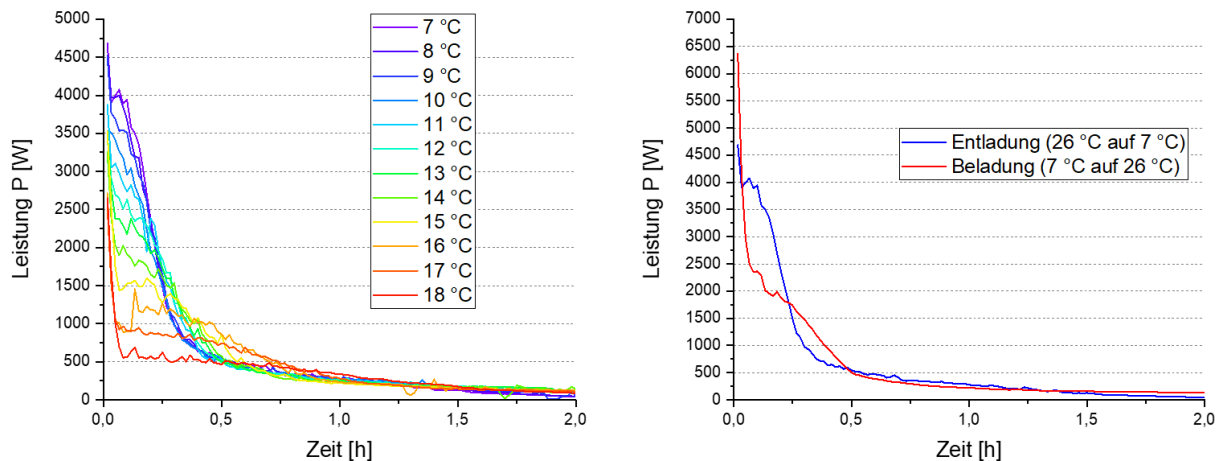


Abbildung 14: Entladungsleistung bei unterschiedlichen Vorlauftemperaturen (links); Gegenüberstellung der Be- zur Entladungsleistung (rechts)

Im Vergleich der unterschiedlichen Entladungsleistungen in Abbildung 14 zeigt sich, dass mit niedrigeren Vorlauftemperaturen der Speicher effizienter entladen werden kann. Deutlich zu erkennen ist auch der Unterschied im Verlauf der Kurve bei 7 °C zur Kurve bei 18 °C. Bei einer Entladung mit 7 °C wird dem Speicher die sensible Wärme im Temperaturbereich zwischen 26 °C und 19 °C mit einer hohen Leistung entzogen, bis ein Großteil des Materials die Kristallisationstemperatur erreicht hat. Anschließend zeigt sich im Kurvenverlauf kurzzeitig ein plateauartiger Beharrungszustand während des Phasenwechsels bevor im weiteren Verlauf dem Speicher wieder überwiegend sensible Wärme entzogen wird, nun aber aus der Abkühlung des kristallinen Zustands. Die Speichertemperatur nähert sich dabei immer mehr der Vorlauf-temperatur des Wassers an, was dazu führt, dass die Wärmeübertragung abnimmt. Bei einer Entladungstemperatur von 18 °C wird dem PCM zu Beginn ebenfalls mit einer verhältnismäßig hohen Leistung sensible Wärme entzogen. Die Kurve flacht jedoch deutlich schneller ab, da die Temperaturdifferenz zur Kristallisationstemperatur deutlich geringer ist als bei 7 °C. Die Schwankungen der einzelnen Kurven resultieren aus der Steuerung und der begrenzten Kühlleistung des verwendeten Kälte-Umwälzthermostats, was teilweise, speziell zu Beginn der Ent- und Beladungsvorgänge, dazu führte, dass es bei der Vorlauf-temperatur zu leichten Abweichungen von der definierten Soll-Temperatur kam. [96]

Bei der Gegenüberstellung der Leistung von der Ent- und Beladung im rechten Diagrammteil lässt sich erkennen, dass die Energie, die entzogen bzw. zugeführt wird, zu unterschiedlichen Zeiten für den Entladungsprozess bzw. für den Beladungsprozess höher oder tiefer ausfällt. So liegt zu Beginn die Leistung bei der Beladung mit 6364 W im Vergleich zur Entladung mit 4686 W deutlich höher, was sich kurz darauf jedoch ändert. Nach ca. 15 Minuten schneiden sich die Kurven erneut, bis sie nach etwa einer halben Stunde relativ identisch verlaufen, so dass es nur noch zu verhältnismäßig geringfügigen Abweichungen kommt.

Zurückführen lässt sich dieses Ergebnis auch hier auf die unterschiedlich hohen Temperaturdifferenzen zwischen der jeweiligen Vorlauf-temperatur und der Phasenwechseltemperatur.

Beim Entladen beträgt der Unterschied von der Vorlauftemperatur (7 °C) zur Kristallisationstemperatur (19 °C) 12 K. Bei der Beladung beträgt der Unterschied zwischen der Schmelztemperatur (21 °C) und der Vorlauftemperatur (26 °C) nur 5 K. So wird dem Speicher beim Beladen zu Beginn relativ schnell die sensible Wärme entzogen, jedoch fällt die Leistung mit höheren Speichertemperaturen und der geringeren Temperaturdifferenz zur Vorlauftemperatur im latenten Bereich anschließend deutlich ab. Beim Entladungsprozess lässt sich die Latentwärme aufgrund der höheren Temperaturdifferenz zur Vorlauftemperatur relativ schnell an den Wasserkreislauf übertragen. Im Anschluss kommt es mit dem Entzug der sensiblen Wärme und einer geringeren Temperaturdifferenz zum Vorlauf zu einem ausgeprägten Leistungsabfall. Dies führt dazu, dass nach ca. 15 Minuten die Leistung beim Beladen wieder höher ausfällt als die beim Entladen. Die durchschnittliche Leistung innerhalb der ersten zwei Stunden liegt beim Entladen bei 660 W und die der Beladung bei 604 W. Aufgrund des relativ großen Oberfläche-zu-Volumen-Verhältnisses der Wärmetauscher zum eingebrachten PCM, was sich aus der engen Anordnung der Wärmetauscher im Speicher ergibt, spielt in diesem Fall der Aggregatzustand des PCM eine untergeordnete Rolle.

Mathematisch lässt sich der Verlauf der Entladungskurven aufgrund der unterschiedlichen Differenzen von den jeweiligen Vorlauftemperaturen zur Kristallisationstemperatur sowie durch den zeitversetzt ablaufenden Phasenwechsel an den verschiedenen Stellen im Speicher nicht einheitlich über sinnvolle Näherungsfunktionen oder gar über eine gemeinsame Näherungsfunktion beschreiben.

#### 4.4 Fehlerbetrachtung

Um die Temperaturfühler im Vor- und Rücklauf sowie im Speicher platzieren zu können, musste die Sensoren mit einem dünnen, wasserdichten Teflon-Schmelzklebeschlauch überschrumpft werden. Dieser stellt einen thermischen Widerstand dar, so dass es dadurch zu einer gewissen Verzögerung hinsichtlich der Wärmeübertragung zwischen dem Wasser bzw. dem PCM und dem Fühler kommt.

Durch die verwendeten Temperatursensoren, die nach ihrer Klassifizierung eine Messungengenauigkeit von  $\pm 0,03 + \frac{0,005}{10} * |T|$  aufweisen, ergibt sich in Verbindung mit der Ungenauigkeit des Durchflusssensors von 1 % des Endwertes der größte Fehler für die thermische Leistung  $P$  wie folgt. [98] In Anhang D wird dieser für die Werte der Be- und Entladungsleistungen grafisch dargestellt.

$$P = \dot{V} \cdot \rho_{Wasser} \cdot c_{Wasser} \cdot |\theta_{Vorlauf} - \theta_{Rücklauf}|$$

$$\dot{V} = \dot{V}_{Messung} \pm \Delta \dot{V}$$

$$\dot{V} = \dot{V}_{\text{Messung}} \pm (\dot{V}_{\text{Messung}} - \dot{V}_{\text{Messung}} \cdot 0,99)$$

$$\Delta P_{\dot{V}} = \left| \frac{\partial P}{\partial \dot{V}} \right| \cdot \Delta \dot{V}$$

$$\frac{\partial P}{\partial \dot{V}} = \rho_{\text{Wasser}} \cdot c_{\text{Wasser}} \cdot |\theta_{\text{Vorlauf}} - \theta_{\text{Rücklauf}}|$$

$$\Delta P_{\dot{V}} = \rho_{\text{Wasser}} \cdot c_{\text{Wasser}} \cdot |\theta_{\text{Vorlauf}} - \theta_{\text{Rücklauf}}| \cdot (\dot{V}_{\text{Messung}} - \dot{V}_{\text{Messung}} \cdot 0,99)$$

$$\theta_{\text{Vorlauf}} = \theta_{\text{Vorlauf,Messung}} \pm \Delta \theta_{\text{Vorlauf}}$$

$$\theta_{\text{Vorlauf}} = \theta_{\text{Vorlauf,Messung}} \pm (0,03 + \frac{0,005}{10} \cdot |\theta_{\text{Vorlauf,Messung}}|)$$

$$\Delta P_{\theta_{\text{Vorlauf}}} = \left| \frac{\partial P}{\partial \theta_{\text{Vorlauf}}} \right| \cdot \Delta \theta_{\text{Vorlauf}}$$

$$\frac{\partial P}{\partial \theta_{\text{Vorlauf}}} = \dot{V} \cdot \rho_{\text{Wasser}} \cdot c_{\text{Wasser}}$$

$$\Delta P_{\theta_{\text{Vorlauf}}} = \dot{V} \cdot \rho_{\text{Wasser}} \cdot c_{\text{Wasser}} \cdot (0,03 + \frac{0,005}{10} \cdot |\theta_{\text{Vorlauf,Messung}}|)$$

$$\theta_{\text{Rücklauf}} = \theta_{\text{Rücklauf,Messung}} \pm \Delta \theta_{\text{Rücklauf}}$$

$$\theta_{\text{Rücklauf}} = \theta_{\text{Rücklauf,Messung}} \pm (0,03 + \frac{0,005}{10} \cdot |\theta_{\text{Rücklauf,Messung}}|)$$

$$\Delta P_{\theta_{\text{Rücklauf}}} = \left| \frac{\partial P}{\partial \theta_{\text{Rücklauf}}} \right| \cdot \Delta \theta_{\text{Rücklauf}}$$

$$\frac{\partial P}{\partial \theta_{\text{Rücklauf}}} = \dot{V} \cdot \rho_{\text{Wasser}} \cdot c_{\text{Wasser}} \cdot (-1)$$

$$\Delta P_{\theta_{\text{Rücklauf}}} = \dot{V} \cdot \rho_{\text{Wasser}} \cdot c_{\text{Wasser}} \cdot (0,03 + \frac{0,005}{10} \cdot |\theta_{\text{Rücklauf,Messung}}|)$$

$$\Delta P = \Delta P_{\dot{V}} + \Delta P_{\theta_{\text{Vorlauf}}} + \Delta P_{\theta_{\text{Rücklauf}}}$$

$$\begin{aligned} \Delta P = & \rho_{\text{Wasser}} \cdot c_{\text{Wasser}} \cdot (|\theta_{\text{Vorlauf}} - \theta_{\text{Rücklauf}}| \cdot (\dot{V}_{\text{Messung}} - \dot{V}_{\text{Messung}} \cdot 0,99) \\ & + (\dot{V} \cdot (0,03 + \frac{0,005}{10} \cdot |\theta_{\text{Vorlauf,Messung}}|)) + (\dot{V} \cdot (0,03 + \frac{0,005}{10} \cdot |\theta_{\text{Rücklauf,Messung}}|))) \end{aligned}$$

Welcher Fehler der dominierende ist hängt von dem Betrag der Vor- und Rücklauftemperatur sowie von der Differenz, die zwischen diesen beiden gemessen wird ab. Mit steigender Vor- und Rücklauftemperatur nimmt auch der Fehler, der sich durch die Temperatursensoren ergibt, zu. Eine hohe Temperaturdifferenz zwischen den beiden Größen führt zu einem größeren potentiellen Fehler durch den Durchflusssensor.

Für die Temperaturdifferenz zwischen dem Speicher und der Umgebung, die durch eine Multiplikation mit dem ermittelten Wärmestrom zur Bestimmung der entzogenen Wärmeenergie, wie in (4-3) dargestellt, von der berechneten Leistung subtrahiert wird, ist zusätzlich folgender größtmöglicher Fehler zu berücksichtigen. Dieser ergibt sich ebenfalls aus den für die Messung der Speicher- und Raumlufttemperatur verwendeten Sensoren.

$$Q = P - \Phi' \cdot (\theta_{Raumluft} - \theta_{Speicher})$$

$$\theta_{Raumluft} = \theta_{Raumluft,Messung} \pm \Delta\theta_{Raumluft}$$

$$\theta_{Raumluft} = \theta_{Raumluft,Messung} \pm \left(0,03 + \frac{0,005}{10} \cdot |\theta_{Raumluft,Messung}|\right)$$

$$\Delta Q_{\theta_{Raumluft}} = \left| \frac{\partial Q}{\partial \theta_{Raumluft}} \right| \cdot \Delta\theta_{Raumluft}$$

$$\frac{\partial Q}{\partial \theta_{Raumluft}} = -\Phi'$$

$$\Delta Q_{\theta_{Raumluft}} = \Phi' \cdot \left(0,03 + \frac{0,005}{10} \cdot |\theta_{Raumluft,Messung}|\right)$$

$$\theta_{Speicher} = \theta_{Speicher,Messung} \pm \Delta\theta_{Speicher}$$

$$\theta_{Speicher} = \theta_{Speicher,Messung} \pm \left(0,03 + \frac{0,005}{10} \cdot |\theta_{Speicher,Messung}|\right)$$

$$\Delta Q_{\theta_{Speicher}} = \left| \frac{\partial Q}{\partial \theta_{Speicher}} \right| \cdot \Delta\theta_{Speicher}$$

$$\frac{\partial Q}{\partial \theta_{Speicher}} = -\Phi' \cdot (-1)$$

$$\Delta Q_{\theta_{Speicher}} = \Phi' \cdot \left(0,03 + \frac{0,005}{10} \cdot |\theta_{Speicher,Messung}|\right)$$

$$\Delta Q = \Delta Q_{\theta_{Raumluft}} + \Delta Q_{\theta_{Speicher}}$$

$$\Delta Q = \Phi' \cdot \left( \left( 0,03 + \frac{0,005}{10} \cdot |\theta_{Raumluft,Messung}| \right) + \left( 0,03 + \frac{0,005}{10} \cdot |\theta_{Speicher,Messung}| \right) \right)$$

Die Auswirkungen des Fehlers auf die entzogene Wärmeenergie sind marginal. Bei den untersuchten Vorlauftemperaturen zur Entladung führt dieser über den Messzeitraum von 24 Stunden kumuliert zu einer durchschnittlichen Abweichung von +/- 6,11 kJ. Grafisch zeichnet sich dieser daher nicht von den in Abbildung 13 dargestellten Kurvenverläufen ab.

Darüber hinaus ist zu berücksichtigen, dass es zu Abweichungen zwischen dem über das Wärmestromsimulationsprogramm Voltra bestimmten, spezifischen Wärmestrom und dem tatsächlichen Wert kommen kann. Dies ist darauf zurückzuführen, dass sich der über das Programm ermittelte Wert anhand der Messergebnisse nicht genau validieren ließ.



## 5 Experimentelle Untersuchungen am Peltier-Wärmetauscher

Der von der Firma Panco GmbH [103] entwickelte Peltier-Wärmetauscher setzt sich aus einzelnen miteinander in Reihe bzw. parallel geschalteten Peltier-Elementen zusammen, die zwischen zwei wasserdurchflossenen Flüssig-Wärmetauschern platziert werden. Auf diese Weise soll die entstehende Wärme auf der Ober- und Unterseite der thermisch parallel angeordneten Peltier-Elemente abgeführt werden. Im Gebäudegesamtsystem ist das Ziel der Verwendung von Peltier-Wärmetauschern, falls erforderlich, die Wassertemperatur im Kreislauf abzukühlen bzw. anzuheben, um eine effizientere Entladung der Latentwärmespeicher (Teilsystem zur Kühlung) bzw. eine ausreichend hohe Vorlauftemperatur für den Betrieb einer Flächenheizung (Teilsystem zur Beheizung) zu erreichen. Abbildung 15 zeigt ein Bild sowie eine grafische Darstellung zum Aufbau der Module.

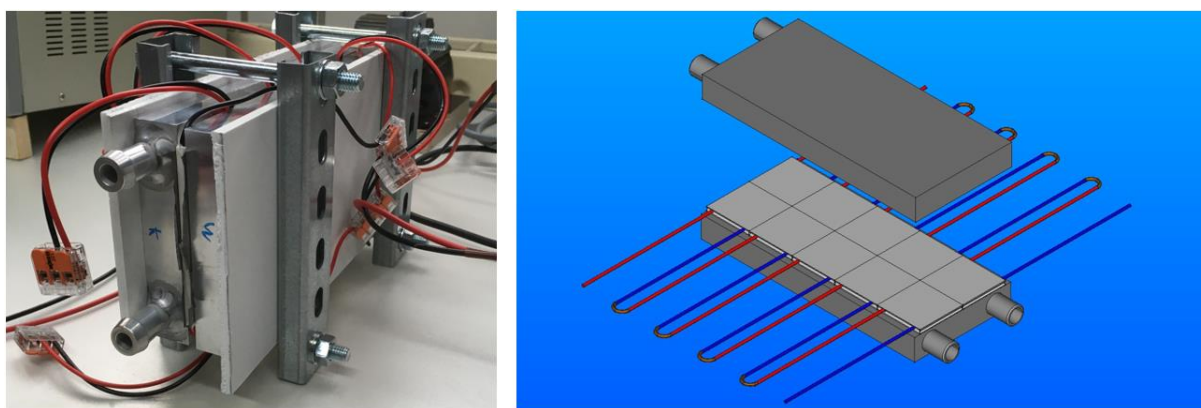


Abbildung 15: Aufbau des Peltier-Wärmetauschers

Um eine möglichst gute Wärmeübertragung von den Peltier-Elementen auf das Wasser zu erreichen, werden die Wärmetauscher aus Metall mit einer hohen Wärmeleitfähigkeit hergestellt. Zusätzlich werden die Leitungen innerhalb der Wärmetauscher teilweise mit innenliegenden Rippen versehen. Die Wärmetauscher werden mechanisch von außen zusammengehalten, so dass die eng zueinander angeordneten Peltier-Elemente zwischen diesen gehalten werden.

Zur Bewertung der Funktionsweise und Effizienz solcher Komponenten für das geplante Gebäudegesamtsystem wurde ein Versuchskonzept entwickelt und im Labor aufgebaut, über das es möglich war, die Leistungsfähigkeit bei verschiedenen Szenarien zu untersuchen. Der Fokus lag auf der Ermittlung der Heiz- und Kühlleistung, der daraus resultierenden Erwärmung bzw. Kühlung des durch die Flüssig-Wärmetauscher fließenden Wassers sowie dem dabei auftretenden COP. Unter Berücksichtigung, dass über die Module eine Effizienzsteigerung des Systems erreicht werden sollte, war es erforderlich, dass COP-Werte  $> 1$  erreicht werden, so dass mehr thermische Energie bereitgestellt wird als elektrisch zugeführt werden muss. Für die Versuche wurde zwischen der Verwendung der Komponente im Teilsystem zur Kühlung und der Verwendung im Teilsystem zur Beheizung differenziert.

Um für das Teilsystem zur Kühlung herauszufinden, um welche Temperaturdifferenz der Wasserkreislauf mit Hilfe der Peltier-Wärmetauscher, falls erforderlich, heruntergekühlt werden muss, um die Kristallisationstemperatur des PCM zu unterschreiten, wurde auf die in Kapitel 4.2 durchgeführte Analyse des TRY2010 Wetterdatensatz für den Standort Potsdam aufgesetzt und untersucht, wie hoch die Außenlufttemperaturen im für die Entladung des Speichers relevanten nächtlichen Zeitraum von 21 – 6 Uhr (9 Stunden) ausfallen. Abbildung 16 zeigt qualitativ für die wärmsten drei Monate des Datensatzes (Juni – August) die Häufigkeit der auftretenden Außenlufttemperaturen.

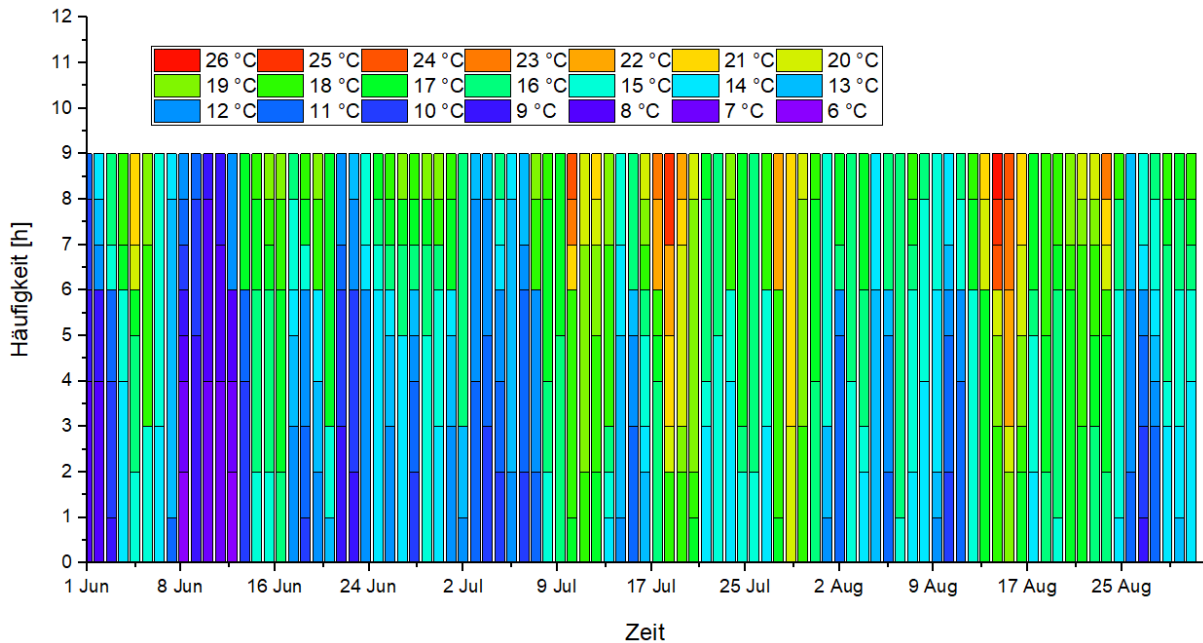


Abbildung 16: Nächtlich auftretende Außenlufttemperaturen (21 - 6 Uhr) über die Monate Juni-August [100]

Der Temperaturbereich erstreckt sich von 6 °C bis maximal 26 °C. Im Juni treten durchschnittlich niedrigere nächtliche Außenlufttemperaturen auf als im Juli und August. So wird zwischen dem 8. und 16. Juni auch der Minimalwert von 6 °C erreicht. In den beiden anderen Monaten fallen die Außenlufttemperaturen teilweise nicht unter 18 °C bzw. 19 °C, so dass der Speicher nicht unter die Kristallisationstemperatur entladen werden könnte.

Unter Berücksichtigung, dass über die Außenluft erst der Wasserkreislauf heruntergekühlt werden muss, um die Temperaturen für die Entladung des Latentwärmespeichers nutzen zu können, wurde ein Anforderungswert für die Spreizung, die über die Peltier-Wärmetauscher zwischen dem Vor- und Rücklauf erreicht werden muss, von mindestens 2 K festgelegt.

Für das Teilsystem zur Beheizung wurde eine Temperaturdifferenz von mindestens 5 K definiert. Dieser Wert ergibt sich aus der Spreizung zwischen der Vor- und Rücklaufemperatur einer Flächenheizung bei einer Außenlufttemperatur von bis zu -5 °C [104]. Angestrebt wurde, auch bei nicht ausreichend zur Verfügung stehender Wärmeenergie im Speicher, eine Vorlaufemperatur von 30 °C zum Betreiben der Heizung bereitstellen zu können.

## 5.1 Versuchsaufbau

Für die Versuche im Labor wurden zehn Peltier-Elemente vom Typ TEC1-12710 der Firma Thermal Electronics Corp. [105] zu zwei Reihen parallel mit jeweils fünf Stück in Reihe geschaltet. Die Elemente haben eine Größe von 40 x 40 mm, sind 3,6 mm dick und weisen einen maximalen Strom von 10 A bei 15 V auf. Für das Zu- und Abführen der Wärme wurden zwei Flüssig-Wärmetauscher aus Aluminium mit einer Größe von 20 x 9 cm und einer Dicke von 2 cm verwendet. Das hindurchfließende Wasser wird in diesem dreimal um 180° umgelenkt. Zusätzlich wurde die Leitung mit speziellen innenliegenden Rippen versehen, um die Wärmeübertragungsfläche zu erhöhen und turbulente Strömungen zu erzeugen. Gedämmt wurde der Wärmetauscher von allen Seiten mit 50 mm dickem expandiertem Polystyrol.

Abbildung 17 zeigt den Versuchsaufbau zur Untersuchung des Peltier-Wärmetauschers (1.). Dieser wurde auf seiner warmen und kalten Seite der Peltier-Elemente über die Flüssig-Wärmetauscher an zwei separate Wasserkreisläufe angeschlossen, die jeweils über ein Kälte-Umwälzthermostat (2.) temperiert wurden. Um einen Volumenstrom von ca. 8 l/min einstellen zu können, wurde in jeden Kreislauf eine zusätzliche Pumpe (3.) und ein Ventil (4.) zwischengeschaltet.

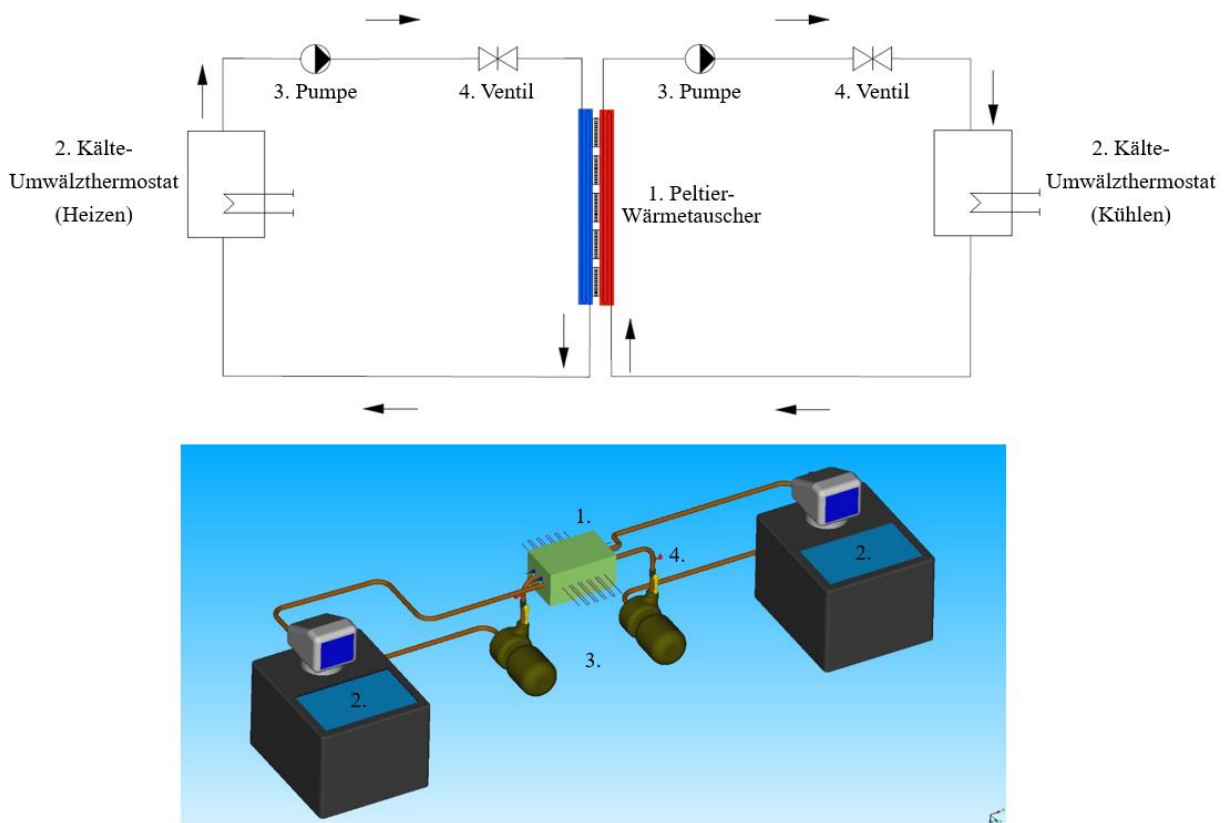


Abbildung 17: Versuchsaufbau zur Untersuchung der Peltier-Wärmetauscher

Die Ein- und Auslässe der beiden Flüssigwärmetauscher wurden, wie in Abbildung 17 zu sehen, entgegengesetzt zueinander angeordnet. Zudem wurde darauf geachtet, dass diese dia-

gonal gegenüber zueinander liegen, so dass die einzelnen Elemente geringeren Temperaturspreizung ausgesetzt sind, wodurch sie sich effizienter betreiben lassen. Temperatursensoren wurden jeweils direkt im Vor- und Rücklauf zum Wärmetauscher sowie zwischen Wärmetauscher und Dämmung auf Seite des Vorlaufs, relativ nah an den Peltier-Elementen, angebracht. Hierzu wurden kalibrierte Platin-Messwiderstände der Genauigkeitsklasse 1/10 Klasse B der DIN EN 60751 verwendet. Zur Messung des Volumenstroms wurden jeweils zwischen Ventil und Vorlauf Durchflusssensoren mit einer Messgenauigkeit von 1 % des Endwertes platziert. [98]

Zur Berechnung der elektrischen Leistung wurden ein Amperemeter in Reihe und ein Voltmeter parallel zum Peltier-Wärmetauscher geschaltet. Das Amperemeter sowie das Voltmeter weisen bei einer Auflösung von 0,01 A bzw. 0,01 V eine Genauigkeit von 0,1 % vom Endwert auf. Der Schaltplan ist in Abbildung 18 dargestellt. [98]

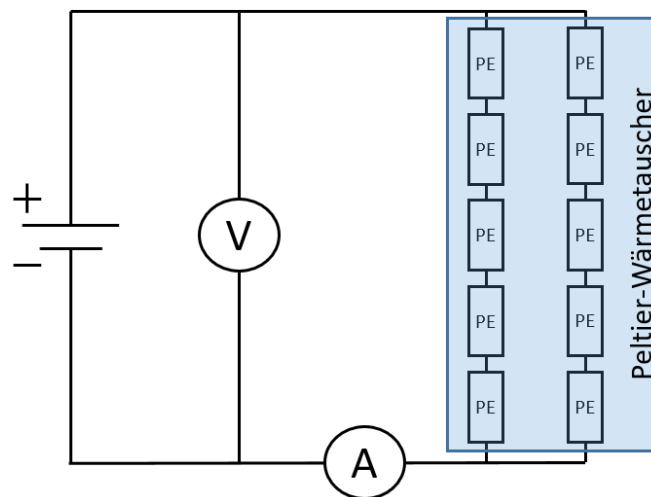


Abbildung 18: Schaltplan zur Untersuchung der Peltier-Wärmetauscher

## 5.2 Versuchsdurchführung

Aufgrund der unterschiedlichen Verwendung der Peltier-Wärmetauscher und der unterschiedlichen Temperaturen im Teilsystem zur Kühlung und im Teilsystem zur Beheizung, wurde bei der Durchführung der Versuche zwischen diesen differenziert. Die Versuche dienten dazu anhand von typischen Vorlauftemperaturen auf der warmen und kalten Seite der Peltier-Elemente herauszufinden, inwiefern und mit welcher Effizienz es möglich ist, durch die Elemente das entsprechende Teilsystem zu optimieren.

Beim Teilsystem zur Kühlung lag der Fokus auf einer Verbesserung der nächtlichen Entladung der dezentralen Latentwärmespeicher. So wurde untersucht, ob sich der Wasserkreislauf, speziell bei zu hohen nächtlichen Außenlufttemperaturen, über zwischengeschaltete Peltier-Wärmetauscher zusätzlich herunterkühlen lässt, um das PCM im Speicher unter die Kristallisationstemperatur zu entladen. Aus diesem Grund wurde eine Vorlauftemperatur von 19 °C für den Wasserkreislauf auf der kalten Seite der Peltier-Elemente gewählt. Dies entspricht der

Kristallisationstemperatur des zur Anwendung kommenden PCMs. Da auf der warmen Seite der Peltier-Elemente nicht von tieferen Temperaturen auszugehen ist, wurde für diese eine Vorlauftemperatur festgelegt, die genauso hoch war wie die auf der kalten Seite bzw. um 1 K und 2 K höher. Aus den Temperaturen ergaben sich für die Messungen die in Tabelle 7 dargestellten Kombinationen.

Tabelle 7: Vorlauftemperaturen zur Untersuchung von Peltier-Wärmetauschern beim Teilsystem zur Kühlung

$\theta_{\text{Vorlauf}}$ (kalte Seite) [°C]	19		
$\theta_{\text{Vorlauf}}$ (warme Seite) [°C]	19	20	21

Beim Teilsystem zur Beheizung war zu erwarten, dass die konstante Bereitstellung eines ausreichend hohen Temperaturniveaus bei der Freisetzung der zuvor eingespeicherten Energie an den Raum die größte Herausforderung darstellt. Aus diesem Grund lag bei diesem Teilsystem der Schwerpunkt bei der Anwendung des Peltier-Wärmetauschers auf der möglichen Sicherstellung dieses Prozesses. Angestrebt wurde auch bei einem entladenen Latentwärmespeicher, die Vorlauftemperatur auf das erforderliche Niveau zum Betreiben einer Flächenheizung anheben zu können. Für die messtechnischen Untersuchungen wurde dazu eine Vorlauftemperatur für die warme Seite des Peltier-Wärmetauschers von 30 °C festgelegt [104]. Für die Vorlauftemperatur auf der kalten Seite der Peltier-Elemente wurden exemplarisch Temperaturen von 10 – 25 °C in 5-Kelvin-Schritten untersucht. Tabelle 8 gibt eine Übersicht zu den daraus resultierenden Kombinationen.

Tabelle 8: Vorlauftemperaturen zur Untersuchung von Peltier-Wärmetauschern beim Teilsystem zur Beheizung

$\theta_{\text{Vorlauf}}$ (kalte Seite) [°C]	10	15	20	25
$\theta_{\text{Vorlauf}}$ (warme Seite) [°C]	30			

Zur Messung wurden die beiden Wasserkreisläufe über die Kälte-Umwälzthermostate auf die definierten Vorlauftemperaturen erwärmt bzw. heruntergekühlt. Anschließend erfolgte über ein Labornetzgerät eine Erhöhung der Stromstärke in 1-Ampere-Schritten von 1 – 9 A. Um die Peltier-Wärmetauscher unter den Anforderungen aus dem System mit den Latentwärmespeichern zu untersuchen, wurde für die Versuche ein Volumenstrom von ebenfalls ca. 8 l/min gewählt. Die Messung der Temperaturen, des Durchflusses in beiden Kreisläufen sowie der Stromstärke und der Spannung erfolgte alle 5 Sekunden und wurde minutenweise als Durchschnittswert verarbeitet.

## 5.3 Versuchsauswertung

### 5.3.1 Kühlleistung

Die Kühlleistung, die über den Peltier-Wärmetauscher an das Wasser abgegeben wird, berechnet sich entsprechend zu Gleichung (4-1) über das Produkt aus dem Volumenstrom, der Dichte und der spezifischen Wärmekapazität von Wasser sowie der Temperaturdifferenz zwischen der Vorlauf- und Rücklaufstemperatur, in diesem Fall von dem Flüssig-Wärmetauscher auf der kalten Seite der Peltier-Elemente.

Abbildung 19 zeigt die Ergebnisse aus den Versuchen mit den für das Teilsystem zur Kühlung definierten Temperaturen. Dazu wurde die bei unterschiedlichen Temperaturdifferenzen über den Peltier-Wärmetauscher erzeugte Kühlleistung (durchgängige Linien) und dessen Effekt auf die Wassertemperatur zwischen Vor- und Rücklauf (gestrichelte Linien) als Funktion der dazugehörigen Stromstärke aufgetragen.

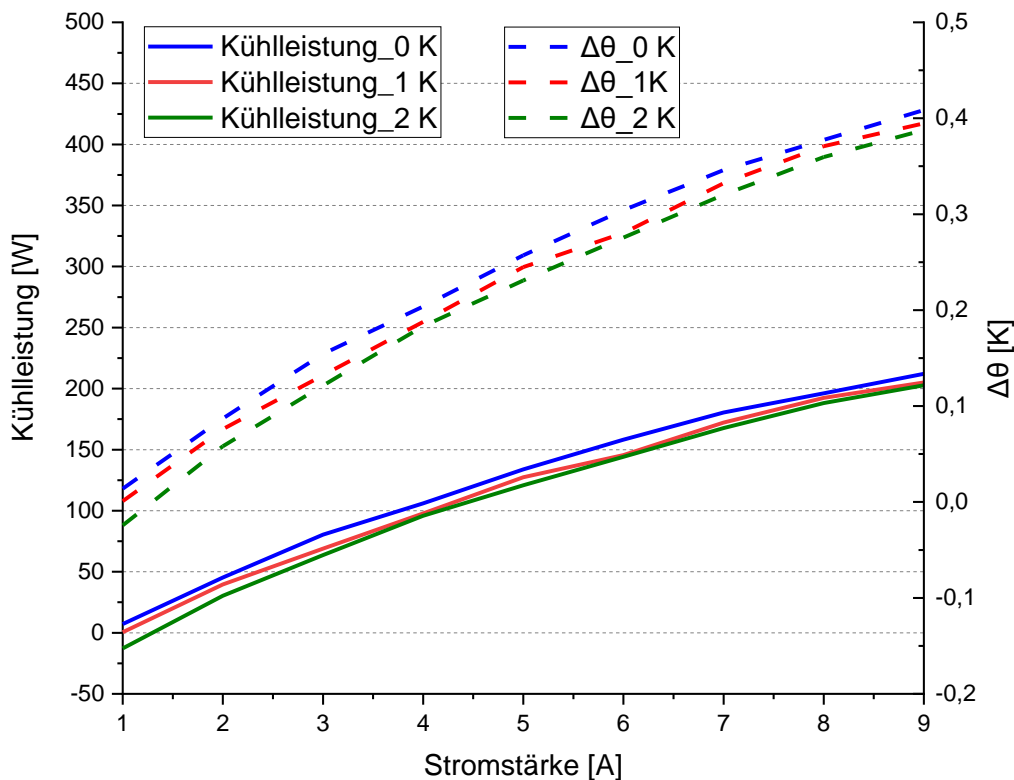


Abbildung 19: Kühlleistung und daraus resultierende Temperaturdifferenz zwischen dem Vor- und Rücklauf der Peltier-Wärmetauscher bei unterschiedlichen Stromstärken und unterschiedlichen Temperaturdifferenzen zwischen den Vorlauftemperaturen

Bei allen drei Variationen steigt mit zunehmender Stromstärke sowohl die Kühlleistung als auch die Differenz zwischen der Vor- und Rücklaufstemperatur des Wassers. So wird bei einer anliegenden Gesamtspannung am Peltier-Wärmetauscher von 9 V bei allen drei untersuchten Temperaturdifferenzen eine Kühlleistung von etwa 200 W erzeugt, über die das hindurchflie-

ßende Wasser um ca. 0,4 K heruntergekühlt wird. Es zeigt sich, dass mit zunehmender Temperaturdifferenz zwischen dem Wasserkreislauf auf der warmen und der kalten Seite der Peltier-Elemente auch die Leistung abnimmt, was zur Folge hat, dass auch der Wasserkreislauf weniger heruntergekühlt wird. Bei einer Stromstärke von 1 A und einer Temperaturdifferenz von 2 K zwischen den Wasserkreisläufen liegt eine negative Kühlleistung von 12,7 W vor. In diesem Fall wird das durch den Wärmetauscher auf der kalten Seite der Peltier-Elemente hindurchfließende Wasser erwärmt und nicht wie beabsichtigt gekühlt. Ursächlich dafür ist, dass durch Wärmeleitung mehr Wärme vom Wasserkreislauf auf der warmen Seite durch die Wärmetauscher und Peltier-Elemente auf den Wasserkreislauf auf der kalten Seite transportiert wird, als bei der geringen Stromstärke durch den Peltier-Effekt entgegengesteuert werden kann.

Zur genaueren Untersuchung dieses Einflusses wurde der Wärmestrom sowie die Temperaturdifferenz zwischen Vor- und Rücklauf ermittelt, wenn an den Peltier-Elementen keine Spannung anliegt. Abbildung 20 zeigt die gemessenen Ergebnisse bei den untersuchten Temperaturdifferenzen zwischen den beiden Wasserkreisläufen von 0 K, 1 K und 2 K.

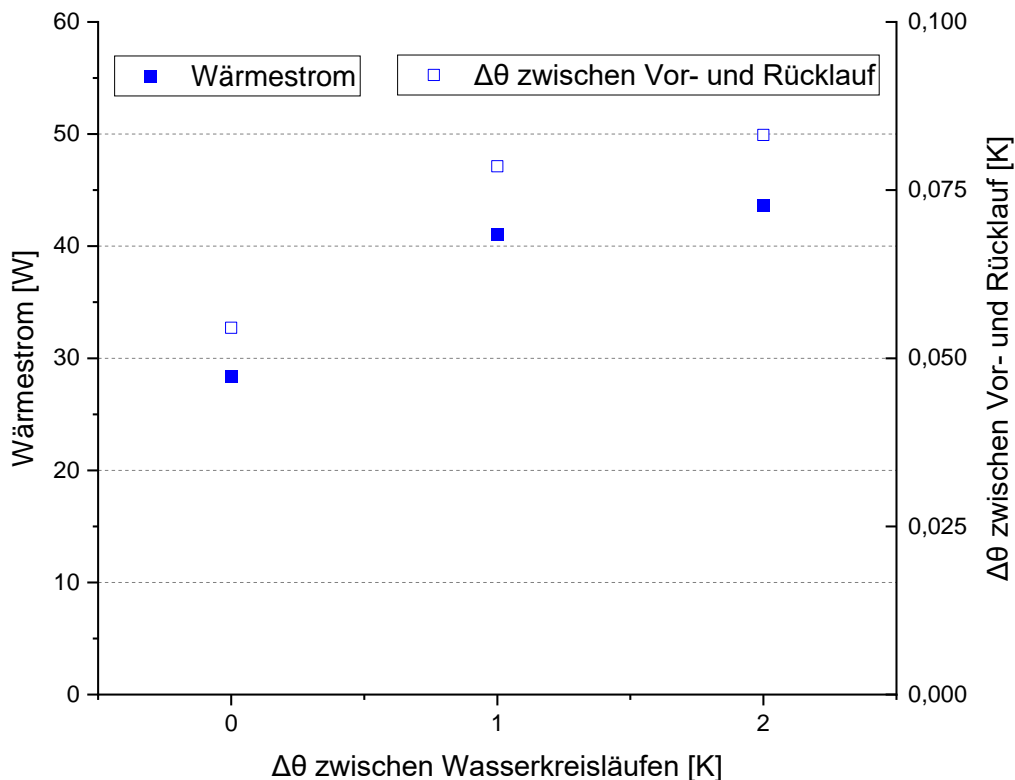


Abbildung 20: Wärmerückfluss und Temperaturdifferenz zwischen dem Vor- und Rücklauf auf der kalten Seite der Peltier-Elemente aufgetragen über die Temperaturdifferenzen zwischen den Vorlauftemperaturen

Mit zunehmendem Temperaturunterschied zwischen den Wasserkreisläufen steigt der Wärmestrom und die Erwärmung des Wassers zwischen dem Vor- und Rücklauf des Peltier-Wärmetauschers nimmt zu. Bei einer Differenz von 2 K entsteht ein Wärmestrom von 43,6 W, der zu einer Erwärmung des Wassers von 0,08 K führt.

Um auch die elektrische Leistung  $P_{elektrisch}$ , die zum Betreiben der Peltier-Elemente erforderlich ist, zu berücksichtigen, wurden die gemessenen Werte für die Stromstärke  $I$  und die Spannung  $U$ , wie in (5-1) dargestellt, für jeden Zeitschritt  $k$  miteinander multipliziert. Die Messwerte wurden für jede Stromstärke über den entsprechenden Zeitraum gemittelt.

$$P_{elektrisch} = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n U_k \cdot I_k \quad (5-1)$$

Für eine Coefficient of Performance (COP) Betrachtung, wurde die nutzbare thermische Leistung für jeden Zeitschritt durch eine Division mit der elektrischen Leistung ins Verhältnis gesetzt. Anschließend wurde für jede gemessene Stromstärke über den Messzeitraum das arithmetische Mittel gebildet. Die Gleichung ist in Formel (5-2) dargestellt.

$$COP = \frac{1}{n} \cdot \sum_{k=1}^n \frac{P_{thermisch,k}}{P_{elektrisch,k}} \quad (5-2)$$

Abbildung 21 zeigt den Kühl-COP des Peltier-Wärmetauschers bei zunehmender Stromstärke und unterschiedlichen Temperaturdifferenzen zwischen dem Wasserkreislauf auf der kalten und warmen Seite der Peltier-Wärmetauscher.

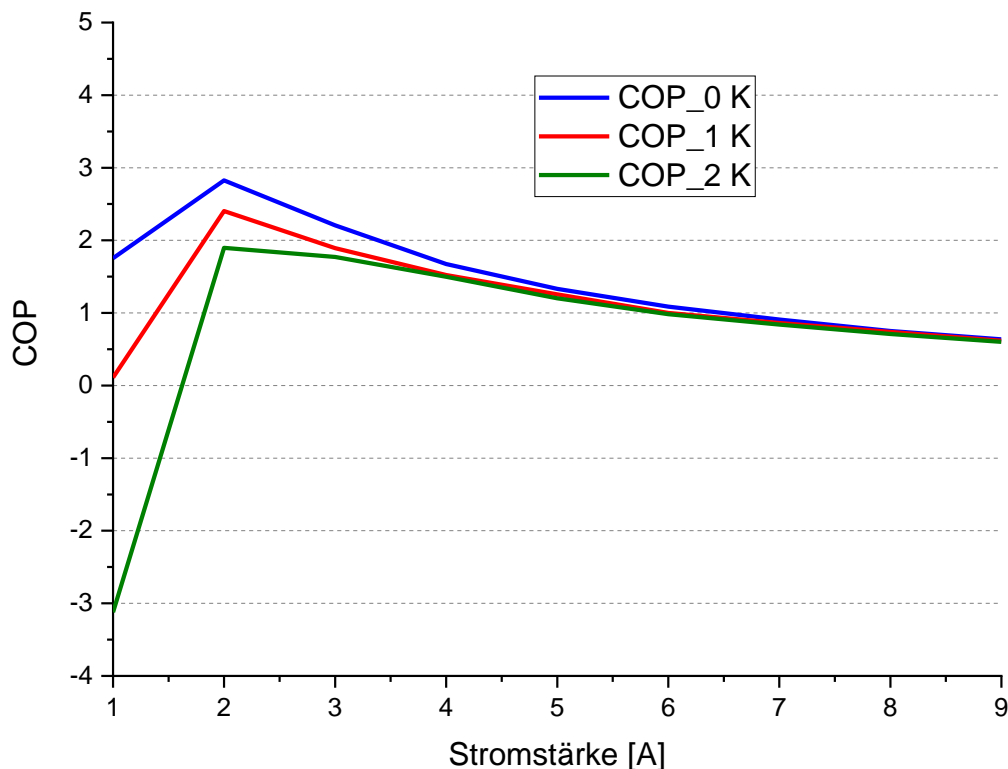


Abbildung 21: Kühl-COP der Peltier-Wärmetauscher bei unterschiedlichen Stromstärken

Die drei Kurven weisen bei 1 A die größte absolute Differenz zueinander auf und erreichen bei 2 A ihren jeweiligen Höchstwert. Mit höherer Stromstärken fallen die Kurven kontinuierlich ab



und gleichen sich dabei immer mehr aneinander an. Bei gleicher Wassertemperatur auf beiden Seiten der Peltier-Elemente fällt der COP generell am höchsten aus. Mit zunehmender Differenz zwischen diesen verschlechtern sich die Werte.

Bei einer Stromstärke von 9 A, die erforderlich ist, um eine Temperaturdifferenz von ca. 0,4 K zwischen der Vor- und Rücklaufemperatur des Wasserkreislaufs zu erreichen, liegt der COP im Durchschnitt über alle drei Variationen bei 0,62, so dass mehr elektrische Leistung zugeführt werden muss, als thermische Leistung gewonnen werden kann. Bei einer Stromstärke von 2 A, bei dem die Elemente ihren höchsten COP erreichen, wird durchschnittlich nur eine Temperaturdifferenz von 0,08 K erreicht. Bei einer Stromstärke von 1 A und einer anliegenden Wassertemperatur auf der warmen Seite der Peltier-Elemente von 21 °C kommt es aufgrund des Wärmerückflusses zu einem negativen COP.

Die Versuche haben gezeigt, dass die Kühlleistung des untersuchten Moduls nicht ausreichend ist, um den Anforderungswert von 2 K zwischen der Vor- und Rücklaufemperatur zu erreichen. Der Speicher lässt sich dadurch in warmen Nächten, in denen die Außenlufttemperatur nicht unter 19 °C fällt, nicht unter die Kristallisationstemperatur entladen. Unter den angenommenen Vorlaufemperaturen lässt sich bei einem COP von  $> 1$  nur eine Temperaturdifferenz zwischen Vor- und Rücklauf von max. 0,3 K erreichen. Von tieferen Temperaturen, die auf der warmen Seite der Peltier-Elemente bereit gestellt werden, ist für die geplante Verwendung nicht auszugehen. Auch würden niedrigere Temperaturen nur geringfügig zu einem besseren Ergebnis führen. Mehrere Peltier-Wärmetauscher hintereinander in Reihe zu schalten würde, wie die Auswertungen zeigen, durch die zunehmende Temperaturdifferenz zwischen der Wassertemperatur auf der warmen und kalten Seite der Peltier-Elemente zu einer Verschlechterung des Gesamt-COP führen. Auch wäre in diesem Fall aufgrund des Strömungswiderstands ein zu hoher Druck in den Leitungen erforderlich.

Aufgrund dieser Aspekte sowie dem zusätzlichen planerischen und finanziellen Aufwand, der erforderlich wäre, um einen zweiten Wasserkreislauf mit möglichst niedrigen Temperaturen zu betreiben, wird von einer Verwendung der untersuchten Peltier-Wärmetauscher im Teilsystem zur Kühlung abgesehen.

### 5.3.2 Heizleistung

Die Ermittlung der thermischen Heizleistung erfolgte kongruent zur der in Kapitel 5.3.1 beschriebenen Kühlleistung, in diesem Fall jedoch für die warme Seite des Peltier-Wärmetauschers. Abbildung 22 zeigt die Heizleistung (durchgängige Linie) sowie die Temperaturdifferenz zwischen dem Vor- und Rücklauf (gestrichelte Linie) auf der warmen Seite der Peltier-Elemente in Abhängigkeit von der Stromstärke und der Temperaturdifferenz zwischen den beiden Wasserkreisläufen.

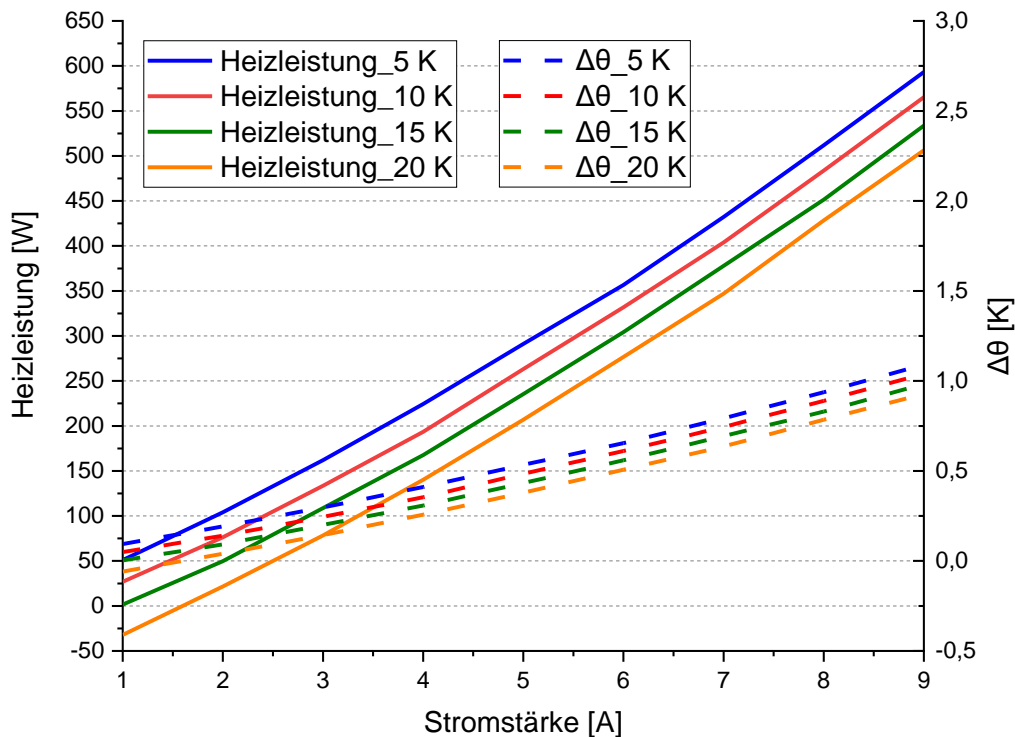


Abbildung 22: Heizleistung und daraus resultierende Temperaturdifferenz zwischen dem Vor- und Rücklauf der Peltier-Wärmetauscher bei unterschiedlichen Stromstärken und unterschiedlichen Temperaturdifferenzen zwischen den Vorlauftemperaturen

Mit zunehmender Stromstärke steigt bei allen Kurven auch die Heizleistung sowie die Differenz zwischen der Vor- und Rücklauftemperatur. So werden bei einer Spannung von 9 V Leistungen zwischen 500 – 600 W erreicht. Diese führen zu einer Erhöhung der Wassertemperatur auf der warmen Seite der Peltier-Element von ca. 1 K. Je höher dabei die Differenz zwischen dem Wasserkreislauf auf der warmen und der kalten Seite, desto geringer fällt die Heizleistung des Moduls und dadurch die Erwärmung des Wassers aus. Bei einer Stromstärke von 1 A und einer Differenz von 20 K zwischen den Wasserkreisläufen ist die Heizleistung negativ, was bedeutet, dass die Rücklauftemperatur kälter ist als die Vorlauftemperatur. Dies beruht auch hier darauf, dass bei einer niedrigen Spannung und hohen Temperaturdifferenzen zwischen der warmen und kalten Seite der Peltier-Elemente mehr Wärmeenergie durch Wärmeleitung transportiert wird als durch den Peltier-Effekt an sich. Bei dem durchgeführten Versuch führte das dazu, dass dem Wasserkreislauf auf der warmen Seite mehr Energie entzogen als zugeführt wurde. Der Wasserkreislauf auf der kalten Seite hat sich in diesem Fall erwärmt.

Um diesen Wärmerückfluss bei den unterschiedlichen Temperaturdifferenzen genauer zu analysieren, wurde die Vor- und Rücklauftemperatur im Wasserkreislauf auf der warmen Seite der Peltier-Elemente vor Einschalten des Spannungsgebers untersucht. Abbildung 23 zeigt für alle vier Temperaturdifferenzen den Wärmestrom von der Seite des wärmeren Wasserkreislaufs zur Seite des kühleren Wasserkreislaufs sowie die Temperaturdifferenz, die dadurch zwischen dem Vor- und Rücklauf des warmen Wasserkreislaufs entsteht.

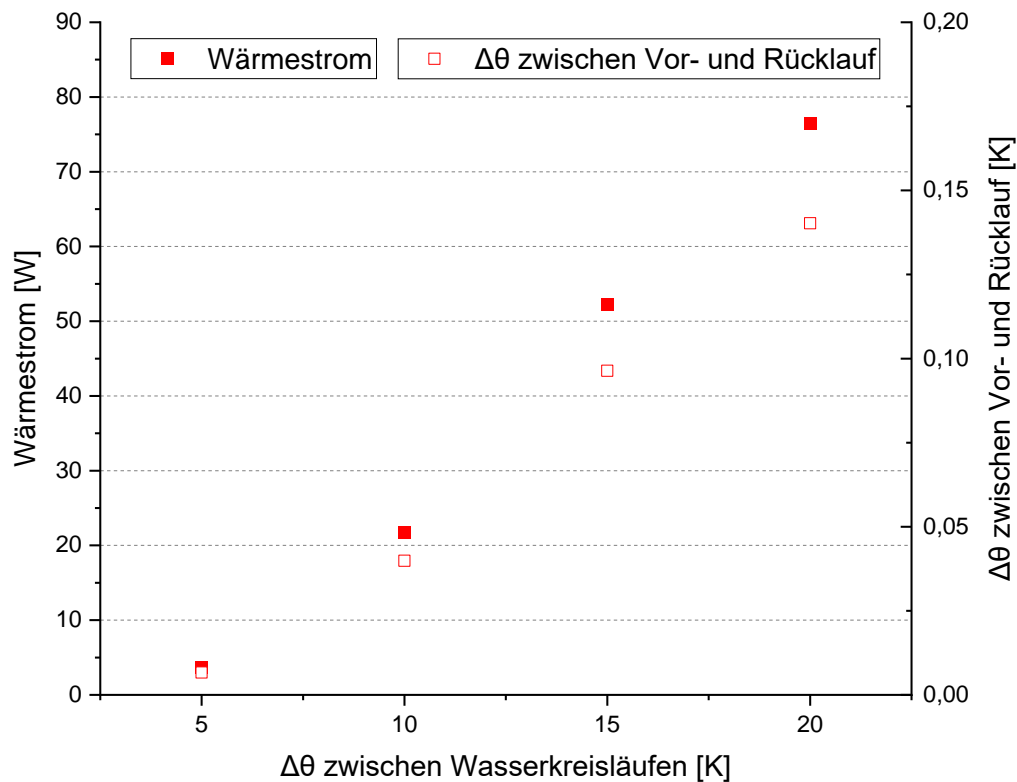


Abbildung 23: Wärmerückfluss und Temperaturdifferenz zwischen dem Vor- und Rücklauf auf der warmen Seite der Peltier-Elemente aufgetragen über die Temperaturdifferenzen zwischen den Vorlauftemperaturen

Der Wärmestrom nimmt mit zunehmender Temperaturdifferenz zwischen den beiden Wasserkreisläufen zu. Gleichzeitig wird die Vorlauftemperatur immer stärker heruntergekühlt. Bei 20 K Temperaturdifferenz beträgt der Wärmestrom 76,5 W. Die Rücklauftemperatur fällt unter diesen Bedingungen durchschnittlich 0,14 K niedriger aus.

Abbildung 24 zeigt den Verlauf des COP bei zunehmender Stromstärke. Bei einer Temperaturdifferenz von 20 K und einer Stromstärke von 1 A liegt dieser aufgrund des hohen Wärmerückflusses bei  $-6$ , steigt jedoch bis 2 A auf einen COP von 1 an. Gegenätzlich dazu verläuft der COP bei 5 K Temperaturdifferenz. Dieser beträgt 9,87 bei einer Stromstärke von 1 A, fällt jedoch bis 2 A auf 5,5. Die Kurven nähern sich mit zunehmender Stromstärke aneinander an und liegen bei 9 A bei einem COP von ca. 1,5.

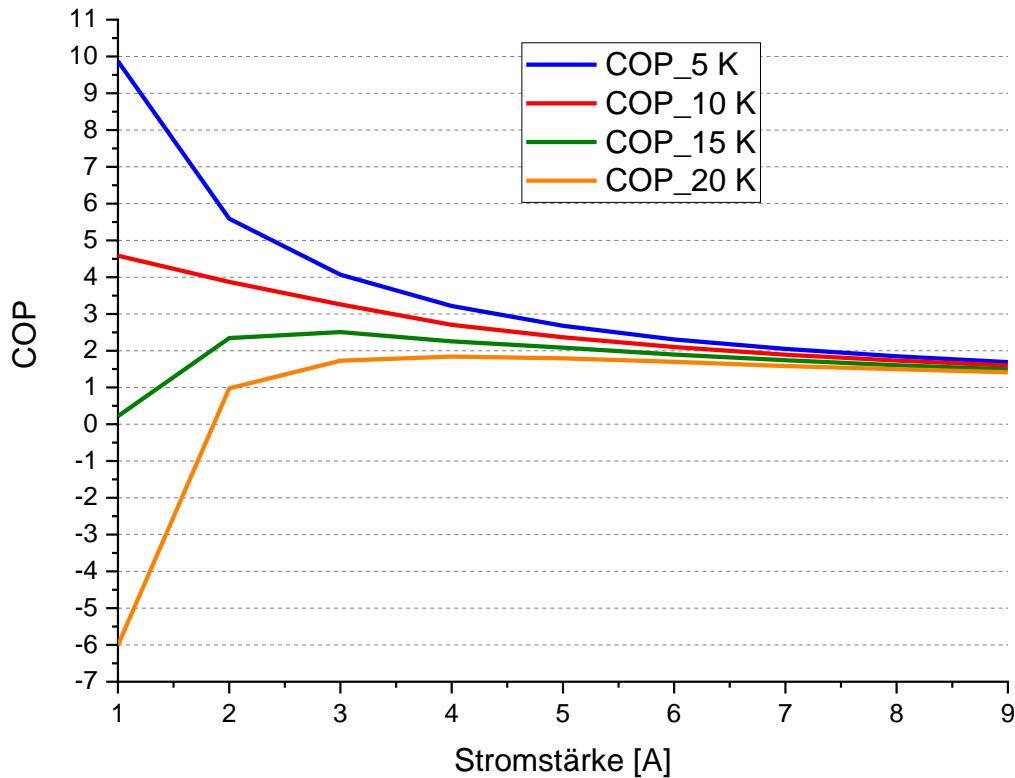


Abbildung 24: Heiz-COP der Peltier-Wärmetauscher bei unterschiedlichen Stromstärken

In Anbetracht dessen, dass beim Teilsystem durchaus auch Temperaturdifferenzen zwischen den Wasserkreisläufen von  $> 20\text{ K}$  zu erwarten sind und bei den oben durchgeführten Versuchen bei dieser Temperaturdifferenz nur eine Erwärmung des Wassers um  $1\text{ K}$  bei einem COP von ca. 1,5 erreicht wurde, haben die Versuche gezeigt, dass der untersuchte Peltier-Wärmetauscher nicht die erforderliche Leistung erbringt. Auch unter Berücksichtigung der zusätzlichen Installationen sowie dem finanziellen Aufwand, der erforderlich wäre, um die zusätzliche Wärmeenergie bereit zu stellen, wurde von einer Verwendung solcher Peltier-Wärmetauscher für das Teilsystem zur Beheizung abgesehen.

## 5.4 Fehlerbetrachtung

Die Berechnung des größten Fehlers der thermischen Leistung erfolgt identisch wie in Kapitel 4.4 dargestellt. Zu berücksichtigen ist, dass es trotz der Dämmung des Peltier-Wärmetauschers zu einem Wärmeaustausch zwischen der Komponente und der Raumlufttemperatur kommt, was bei den Messungen zu einer Reduzierung der thermischen Leistung führt.

Bei der elektrischen Leistung ergibt sich der größte Fehler aus der Messungsgenauigkeit des Amperemeters und des Voltmeters, die beide eine Genauigkeit von  $0,1\%$  aufweisen.

$$P_{elektrisch} = U \cdot I$$

$$U = U_{Messung} \pm \Delta U$$

$$U = U_{Messung} \pm (U_{Messung} - U_{Messung} \cdot 0,999)$$

$$\Delta P_{elektrisch,U} = \left| \frac{\partial P_{elektrisch}}{\partial U} \right| \cdot \Delta U$$

$$\frac{\partial P_{elektrisch}}{\partial U} = I$$

$$\Delta P_{elektrisch,U} = I \cdot (U_{Messung} - U_{Messung} \cdot 0,999)$$

$$I = I_{Messung} \pm \Delta I$$

$$I = I_{Messung} \pm (I_{Messung} - I_{Messung} \cdot 0,999)$$

$$\Delta P_{elektrisch,I} = \left| \frac{\partial P_{elektrisch}}{\partial I} \right| \cdot \Delta I$$

$$\frac{\partial P_{elektrisch}}{\partial I} = U$$

$$\Delta P_{elektrisch,I} = U \cdot (I_{Messung} - I_{Messung} \cdot 0,999)$$

$$\begin{aligned} \Delta P_{elektrisch} &= \Delta P_{elektrisch,U} + \Delta P_{elektrisch,I} \\ &= I \cdot (U_{Messung} - U_{Messung} \cdot 0,999) + U \cdot (I_{Messung} - I_{Messung} \cdot 0,999) \end{aligned}$$

Da die Versuche stets mit höheren Spannungen als Stromstärken durchgeführt wurden, handelt es sich bei der Messungenauigkeit des Voltmeters um den dominierenden Fehler, der bei der Messung der elektrischen Leistung entsteht.

Die möglichen Auswirkungen der potentiellen Fehler auf den COP, den gemessenen Wärmerückfluss sowie auf die Heiz- und Kühlleistung und die Temperaturdifferenzen zwischen dem Vor- und Rücklauf auf der jeweiligen Seite der Peltier-Elemente werden in Anhang D grafisch dargestellt. Aus diesen wird ersichtlich, dass es speziell bei geringen Stromstärken zu stark abweichenden COP-Werten kommen kann. Auch der gemessene Wärmerückfluss kann deutlich geringer ausfallen bzw. negative Werte annehmen. Bei den Heiz- und Kühlleistungen sowie bei den Temperaturdifferenzen kommt es zu einer deutlichen Überschneidung der Fehlerintervalle.

## 6 Messtechnische Untersuchungen am Versuchsgebäude

Die Wärmeabgabe an den Raum über Konvektion, wie es beim Teilsystem zur Kühlung erfolgt, kann sich je nach Positionierung der Luftein- und Luftauslässe sowie der auftretenden Luftgeschwindigkeiten deutlich auf die thermische Behaglichkeit der Nutzer auswirken. Um dies unter realen Randbedingungen messtechnisch zu untersuchen, wurde das Teilsystem zur Gebäudekühlung von der Firma innogration GmbH [106] in die Fensterlaibung eines neu errichteten Bürogebäudes integriert. Der Fokus der Versuche lag auf der Ermittlung geeigneter Volumenströme, um eine möglichst gute Verteilung der heruntergekühlten Luft im Raum zu erreichen sowie auf den dabei auftretenden Luftgeschwindigkeiten im Raum, um den Einfluss des Systems auf die thermische Behaglichkeit der Nutzer bewerten zu können. [91]

### 6.1 Versuchsaufbau

Bei dem Gebäude handelt es sich um ein freistehendes, rechteckiges Bürogebäude, das im Jahr 2020 in Form einer hybriden Holz-Betonverbundbauweise eingeschossig mit einem Flachdach von der Firma innogration GmbH [107] errichtet wurde. Die Außenmaße betragen 6,5 m x 10,8 m bei einer Netto-Grundfläche von 52,38 m<sup>2</sup>. Zusammen mit einer lichten Raumhöhe von 2,63 m ergibt sich daraus ein Netto-Raumvolumen von 138 m<sup>3</sup>. Im nordwestlichen Bereich des Gebäudes befindet sich ein Sanitärraum mit einer Fläche von 5,1 m<sup>2</sup>. Dieser wird durch zwei Innenwände von der restlichen Fläche, die als offene Bürofläche bestehend aus vier Arbeitsplätzen und einem Besprechungstisch genutzt wird, getrennt. Die Arbeitsplätze befinden sich immer zwei gegenüberliegend senkrecht zur Außenwand im Westen. Auf der Ostseite liegen die Eingangstüre sowie gegenüber von den Arbeitsplätzen ein bodentiefes Fensterband mit einer Breite von 5 m. In die südlich liegende Laibung des Fensterbandes wurde ein dezentraler Latentwärmespeicher inklusive Wärmetauscher, Ventilator, Pumpe sowie die für den Betrieb erforderlichen Rohrleitungssysteme eingebaut. Die gegenüberliegende Laibung wurde so ausgeführt, dass in dieser eventuell ein zweites System Platz findet. Der Grundriss und ein Schnitt des Gebäudes [107] sind dem Anhang E beigelegt. [91, 107]

Die Messungen wurden für unterschiedliche Gestaltungen des auf einer Höhe von 2,43 m angeordneten Luftauslasses durchgeführt. Hierbei handelte es sich um eine kreisrunde Öffnung eines Wickelfalzrohres mit einem Durchmesser von 160 mm. Neben dem freien Auslass wurde ein Auslassgitter, ein Tellerventil sowie eine Weitwurfdüse untersucht, die auf das Wickelfalzrohr aufgebracht wurden und dadurch den Luftdurchsatz sowie die Richtung und die Form der ausströmenden Luft wesentlich beeinflussten. Die Ausführungen sind in Abbildung 25 dargestellt. [91]

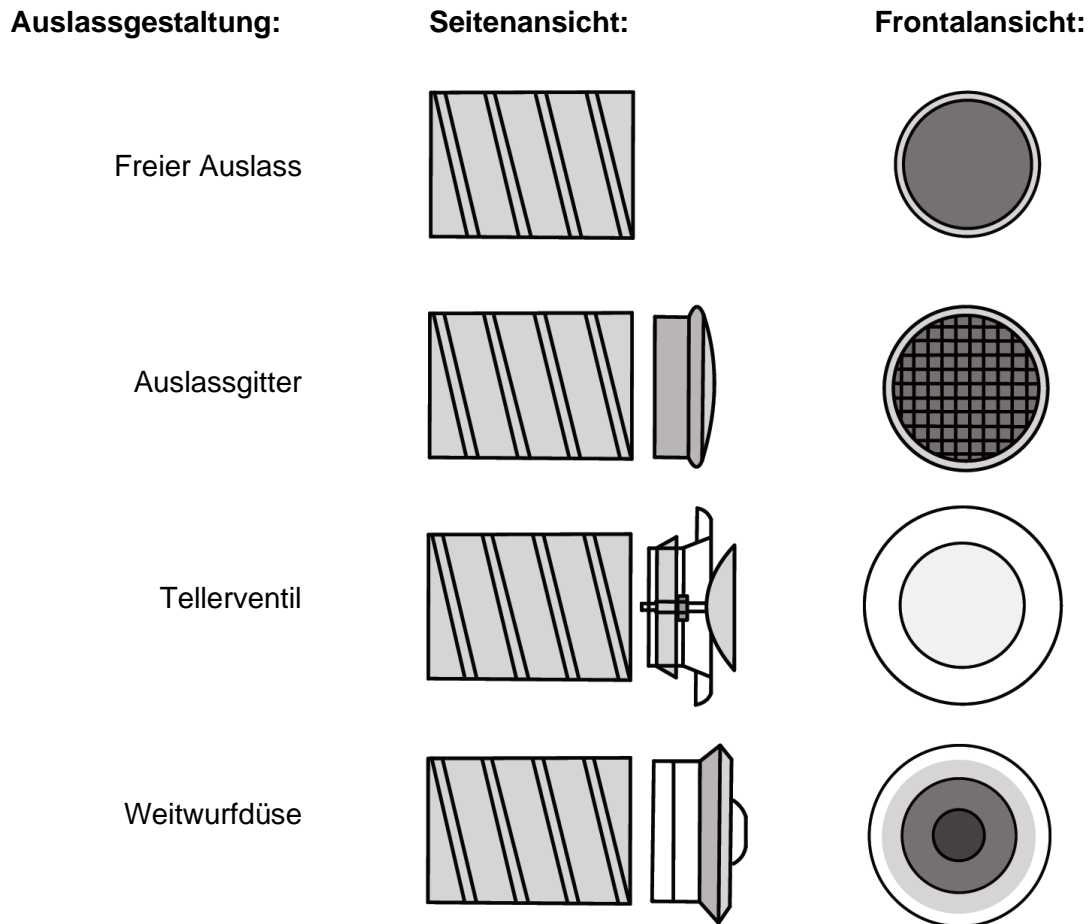


Abbildung 25: Übersicht zu den untersuchten Auslassgestaltungen aus [108]

Beim freien Auslass wurde kein Aufsatz auf das Wickelfalzrohr angebracht, so dass die ausströmende Luft ungehindert in den Raum strömen konnte. Beim Auslassgitter handelt es sich um einen runden Aufsatz mit einem grobmaschigen Gitternetz mit einem Radius von 160 mm, das zu einer leichten Umlenkung und Verwirbelung der Luft führt. Beim Tellerventil lässt sich die Öffnungsweite durch das Drehen eines mittig angeordneten Tellerventils in einem gewissen Bereich variabel einstellen. Die Luft wird dadurch nicht zentrisch, sondern seitlich am Ventil vorbei abgeführt. Für die Messungen wurde das Ventil bündig zur Umrandung justiert. Bei der verwendeten Weitwürfdüse wurde die Öffnungsweite auf einen Durchmesser von 80 mm verjüngt. Die Richtung der ausströmenden Luft ließ sich kegelförmig bis zu einem Winkel von 30° umlenken. Für die Versuche wurde die Düse leicht nach oben gerichtet eingestellt, um eine möglichst gute Verteilung der Luft im Raum zu erreichen. [91]

Für den Lufteinlass, der sich in einer Höhe von 1,1 m oberhalb des Fertigfußbodens befand, wurde dauerhaft ein Einlass mit geneigten Lamellen verwendet. Dieser wurde so angebracht, dass die Lamellen nach unten gerichtet waren, um einen Luftkurzschluss mit der Zuluft zu vermeiden sowie um den Einfluss auf die Luftbewegung im Raum möglichst gering zu halten. [91]





Für die Untersuchungen zur Verteilung der heruntergekühlten Luft im Raum wurden die Bezeichnungen der Messpositionen wie in Tabelle 9 dargestellt gewählt.

Tabelle 9: Bezeichnung der Messpositionen zur Messung der Luftgeschwindigkeiten im Raum

		Abstand zur Anlage		
		1,61 m	3,22 m	4,83 m
Messhöhen	2,43 m	VO1	MO4	HO7
	1,10 m	VM2	MM5	HM8
	0,10 m	VU3	MU6	HU9

Für die hinzukommenden Messpositionen zur Bewertung der thermischen Behaglichkeit an den beiden Arbeitsplätzen, wurden die Bezeichnungen AP1 für Arbeitsplatz 1 und AP2 für Arbeitsplatz 2 mit der entsprechenden Messhöhe, die in Klammern dahintersteht, verwendet. [80, 91]

Zur Messung der Luftgeschwindigkeiten wurde ein omnidirektionales Thermoanemometer nach DIN EN ISO 7726 mit einem Messbereich von 0,01 bis 1 m/s und einer Genauigkeit von 1,5 % des Messwertes eingesetzt. [98]

## 6.2 Versuchsdurchführung

Für die Versuche wurde die Anlage mit ihren Lüftungsklappen so eingestellt, dass Zuluft aus dem Raum in die Anlage geführt und anschließend an diesen wieder abgegeben wird, wie es auch im Fall einer Kühlung erfolgt. Für den tiefer liegenden Lufteinlass wurde dauerhaft das Lüftungsgitter mit den nach unten ausgerichteten Lamellen verwendet. Am Luftauslass wurden nacheinander in Kombination dazu der freie Auslass, das Auslassgitter, das Tellerventil sowie die Weitwürfdüse untersucht. Die am Ventilator anliegende elektrische Spannung wurde für jede Variante in 1-Volt-Schritten von 1 - 10 V erhöht. [91]

Zur Ermittlung des Volumenstroms wurde das mit dem Trichter versehene Flügelradanemometer auf die entsprechende Öffnung gehalten. Da das Lüftungssystem durch die Verjüngung am Trichter sowie durch das Messinstrument an sich einen zusätzlichen hydraulischen Widerstand erfuhr, wurden die Messungen zur besseren Bewertung der Ergebnisse sowie zum Abgleich sowohl am Lufteinlass als auch am Luftauslass durchgeführt. Insgesamt ergaben sich dadurch für diese Messreihe 80 unterschiedliche Konstellationen. Gemessen wurde die aus- bzw. einströmende Luftgeschwindigkeit, sobald sich diese nach einer Änderung der Spannung auf ein konstantes Niveau eingestellt hatte. Die Messung erfolgte im 5-Sekunden-Zyklus über einen Zeitraum von einer Minute. [91]

Zur Messung der auftretenden Luftgeschwindigkeiten im Raum wurden die unterschiedlichen Messpositionen unter den verschiedenen Konstellationen mit einem Stativ, auf dem das omnidirektionale Thermoanemometer angebracht war, nacheinander abgefahren. In Summe ergaben sich dadurch 520 unterschiedliche Messungen, die hierzu durchgeführt wurden. Auch bei diesen wurde nach einer Spannungsänderung am Ventilator erst mit der Aufzeichnung der Werte begonnen, sobald sich die Luftgeschwindigkeit auf das veränderte Niveau eingestellt hatte. Die Messungen erfolgten ebenfalls im 5-Sekunden-Zyklus über einen Zeitraum von jeweils einer Minute. [91]

## 6.3 Versuchsauswertung

### 6.3.1 Volumenströme

Der Volumenstrom am Luftein- und Luftauslass wurde für jede Variante aus dem Produkt der gemittelten Geschwindigkeit  $v$  über die Anzahl der Messwerte  $n$  und der Öffnungsfläche  $A$  des Flügelradanemometers, wie in Formel (6-1) dargestellt, berechnet. Die Öffnungsfläche des Flügelradanemometers betrug  $0,0057 \text{ m}^2$ . [91]

$$\dot{V} = A \cdot \frac{1}{n} \cdot \sum_{k=1}^n v_k \quad (6-1)$$

Abbildung 27 zeigt die Ergebnisse bei den verschiedenen Variationen. Bei den durchgängigen Linien handelt es sich um die am Luftauslass gemessenen Ergebnisse. Die in identischer Farbe dargestellten, aber gestrichelten Kurven wurden bei gleicher Konstellation am Lufteinlass gemessen. Zu Beginn steigen die am Luftauslass gemessenen Werte vom freien Auslass, dem Gitterauslass sowie von der Weitwurfdüse mit zunehmender Spannung am Ventilator bis ca.  $300 \text{ m}^3/\text{h}$  nahezu identisch linear an, so dass durch die beiden Auslassgestaltungen fast keine Reduktion des Luftdurchsatzes im Vergleich zum freien Auslass entsteht. Die Kurven steigen im weiteren Verlauf weiter an, laufen dabei jedoch leicht auseinander. Die Weitwurfdüse weist in diesem Abschnitt die geringste Steigung im Vergleich zum freien Auslass und dem Gitterauslass auf. Ab einer Spannung von  $9 \text{ V}$  am Ventilator und einem Volumenstrom von ca.  $400 \text{ m}^3/\text{h}$  kommt es zu einem abrupten Abflachen aller drei Kurven. Zurückführen lässt sich dies darauf, dass bei dem Flügelradanemometer die Grenze des Messbereichs von  $20 \text{ m/s}$  erreicht wird, so dass sich höhere Werte mit diesem nicht mehr messen lassen. [91]

Die für diese drei Auslassgestaltungen am Einlass gemessenen Werte liegen über dem gesamten Spannungsbereich unter den Werten, die am Auslass gemessen wurden. Die Differenz zwischen diesen nimmt dabei mit steigender Spannung zu. Bei  $9 \text{ V}$  erreichen die am Einlass gemessenen Kurven Werte zwischen  $300 \text{ m}^3/\text{h}$  und  $350 \text{ m}^3/\text{h}$ . Beim Tellerventil lassen sich die geringsten absoluten Abweichungen zwischen dem Luftein- und Luftauslass aber

auch die geringsten Volumenströme feststellen. Diese betragen am Auslass bei 9 V ca. 325 m<sup>3</sup>/h und am Einlass 300 m<sup>3</sup>/h. [91]

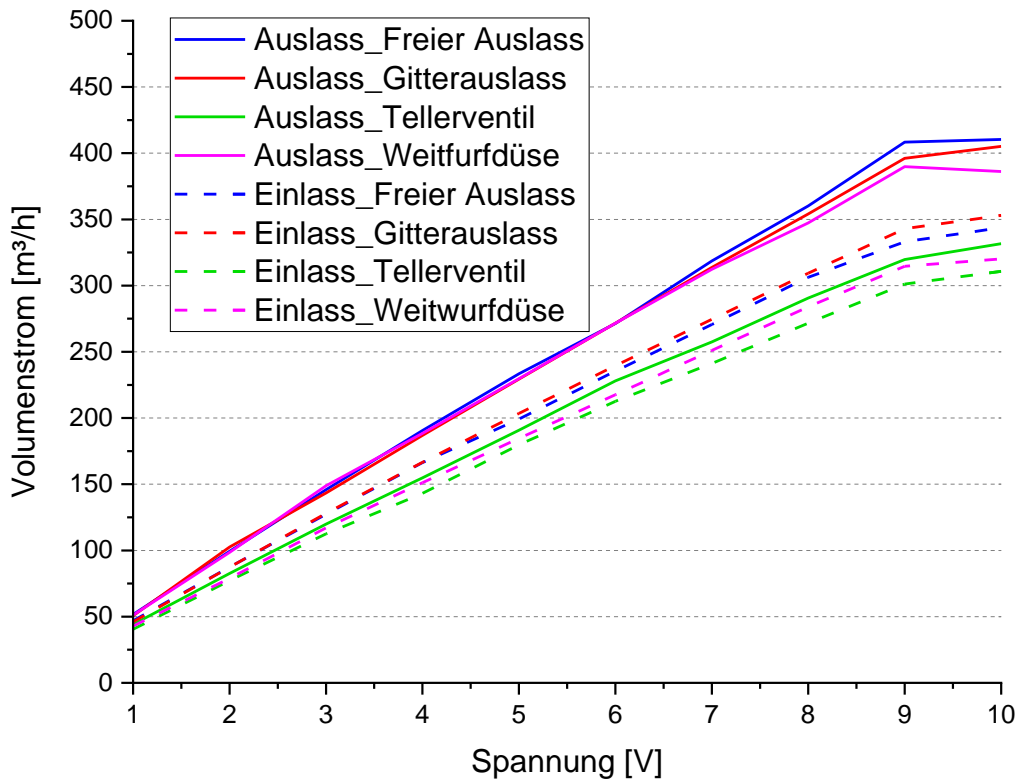


Abbildung 27: Gemessener Volumenstrom am Luftein- und Luftauslass bei unterschiedlichen Auslassgestaltungen und Ventilatorspannungen

Dass die Messergebnisse am Lufteinlass generell niedriger ausfallen als die, die am Luftauslass gemessen wurden, lässt sich darauf zurückführen, dass während der Versuche an den Klappen, die zur Regelung der Zuluft verwendet wurden, Undichtigkeiten festgestellt wurden, die dazu führten, dass am Auslass Außenluft mit in den Raum geführt wurde. [91]

Das Tellerventil stellt in Form seiner Ausführung den größten hydraulischen Widerstand dar, was, wie die Ergebnisse zeigen, dazu führt, dass die gemessenen Werte verhältnismäßig am geringsten ausfallen. Beim freien Auslass sowie beim Gitterauslass ist das Gegenteil der Fall. Bei diesen Auslassgestaltungen kommt es zu den höchsten Volumenströmen. [91]

Um zu untersuchen, inwiefern sich durch die jeweilige Auslassgestaltung der Volumenstrom reduziert, wurden die am Auslass gemessenen Werte beim Gitterauslass, dem Tellerventil und der Weitwurfdüse ins Verhältnis zu denen gesetzt, die bei gleicher Ventilatorspannung am freien Auslass gemessenen wurden. Tabelle 10 zeigt die Anteile bei zunehmender Ventilatorspannung.

Tabelle 10: Verhältnis der beim Gitterauslass, dem Tellerventil und der Weitwurfdüse am Lufteinlass gemessenen Werte zu denen, die beim freien Auslass gemessen wurden

	Gitterauslass	Tellerventil	Weitwurfdüse
1 V	0,98	0,85	0,99
2 V	1,03	0,83	0,99
3 V	0,98	0,82	1,02
4 V	0,98	0,81	0,99
5 V	0,98	0,82	0,98
6 V	1,00	0,84	1,00
7 V	0,98	0,81	0,98
8 V	0,98	0,81	0,96
9 V	0,97	0,78	0,95
10 V	0,99	0,81	0,94
∅	0,99	0,82	0,98

Die Abweichungen schwanken zwischen 1 % und 22 %. Im Durchschnitt reduziert sich durch die Verwendung des Tellerventils der Volumenstrom mit 18 % am stärksten. Beim Gitterauslass und der Weitwurfdüse treten im Durchschnitt nur Abweichungen von 1 % und 2 % auf. [91]

### 6.3.2 Luftgeschwindigkeiten

Die Wahl der Auslassgestaltung hat neben dem Einfluss auf den Volumenstrom auch Auswirkungen auf die auftretenden Luftgeschwindigkeiten im Raum. Die gemessenen Werte wurden für jede Variation über den Messzeitraum, wie in (6-2) dargestellt, gemittelt. [91]

$$v = \frac{1}{n} \cdot \sum_{k=1}^n v_k \quad (6-2)$$

Nachfolgende Abbildung 28 zeigt die mit dem omnidirektionalen Thermoanemometer gemessenen Luftgeschwindigkeiten an den neun Positionen, die sich in direkter Flucht zum Luftein- und Luftauslass der Anlage befanden. Bei der in Rot dargestellten Linie handelt es sich um den oberen Grenzwert des Messbereichs von 1 m/s. Wie Untersuchungen [91] zeigten, liegen die tatsächlichen Werte über dieser Grenze durchaus höher, so dass diese kritisch zu betrachten sind. Luftgeschwindigkeiten über dieser Messgrenze liegen auch nicht mehr im Gültigkeitsbereich der DIN EN ISO 7726, auf die sich die Norm zur Bewertung der thermischen Behaglichkeit bezieht. [80, 91]

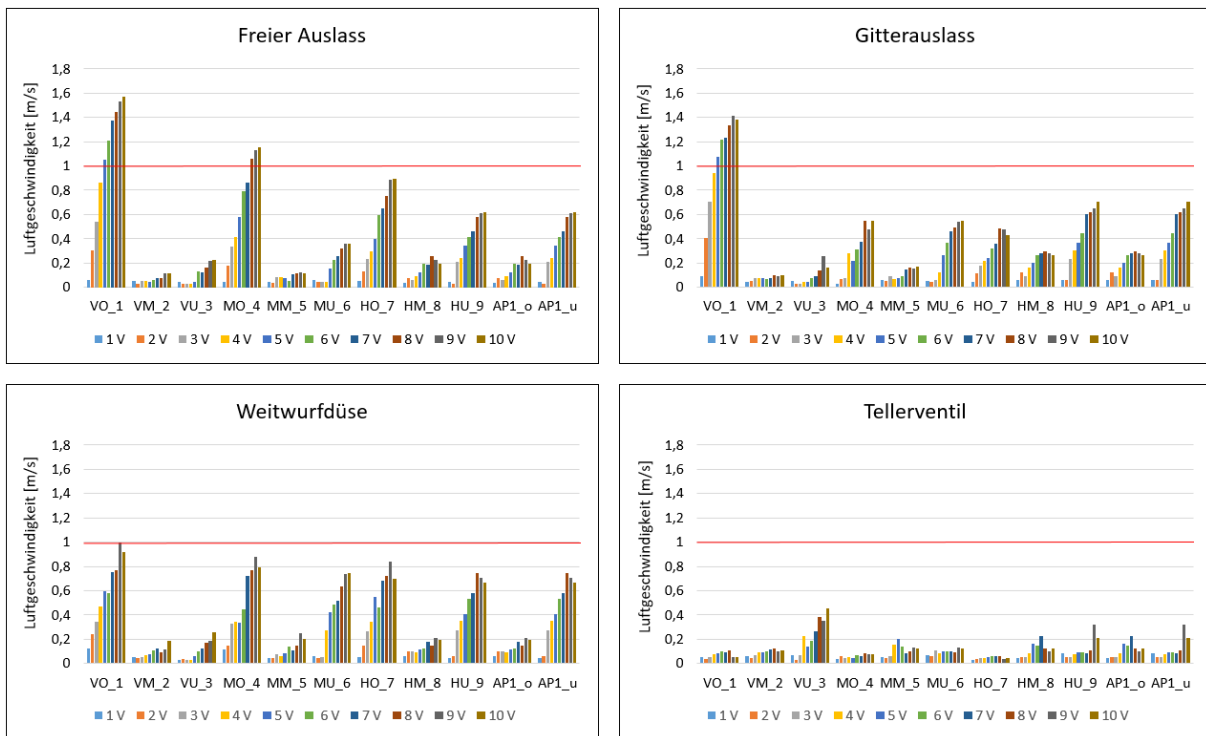


Abbildung 28: Gemessene Luftgeschwindigkeiten bei unterschiedlichen Auslassgestaltungen und Ventilatoreinstellungen zusammen mit dem Grenzwert des Messbereichs bei 1 m/s (Pos. 1-9) nach [91]

Mit zunehmender Spannung fallen an den meisten Messpositionen auch die gemessenen Luftgeschwindigkeiten höher aus. Durchschnittlich treten bei einem freien Auslass die höchsten und beim Tellerventil die geringsten Werte auf. Beim Tellerventil lagen die auftretenden Luftgeschwindigkeiten oftmals nicht höher als die Grundluftgeschwindigkeit im Raum, die vor Beginn der Versuche mit 0,054 m/s ermittelt wurde. Zurückführen lässt sich dies darauf, dass beim freien Auslass die Luft ungehindert in den Raum strömen kann, wohingegen beim Tellerventil eine starke Umlenkung und Verwirbelung entsteht. Durch die Weitwurfdüse lässt sich die Richtung der ausströmenden Luft bei geringen hydraulischen Verlusten zielgerichtet einstellen, wodurch sich die beste Verteilung dieser im Raum erreichen lässt. [91]

Dass es bei steigender Spannung am Ventilator an einzelnen Messpositionen, wie beispielsweise an Pos. 5, teilweise zu geringeren Geschwindigkeiten kommt, hängt zum einen damit zusammen, dass sich die Luft bei zunehmendem Volumenstrom in einem anderen Konvektionsmuster im Raum verteilt. Zum anderen lässt sich dies auf die omnidirektionale Messung der Luftgeschwindigkeit zurückführen. So kommt es stellenweise zu einer konträren Beeinflussung von Luftein- und Luftauslass sowie zu Verwirbelungen und Umlenkungen, die dazu führen, dass Luft aus verschiedenen Richtungen aufeinandertrifft, wodurch sie sich in ihrer Geschwindigkeit reduziert. [91]

Abbildung 29 zeigt die auftretenden Geschwindigkeiten bei AP1 und AP2 über alle drei relevanten Höhen (o = 1,1 m; m = 0,6 m; u = 0,1 m), die zur Bewertung der thermischen Behaglichkeit erforderlich sind.

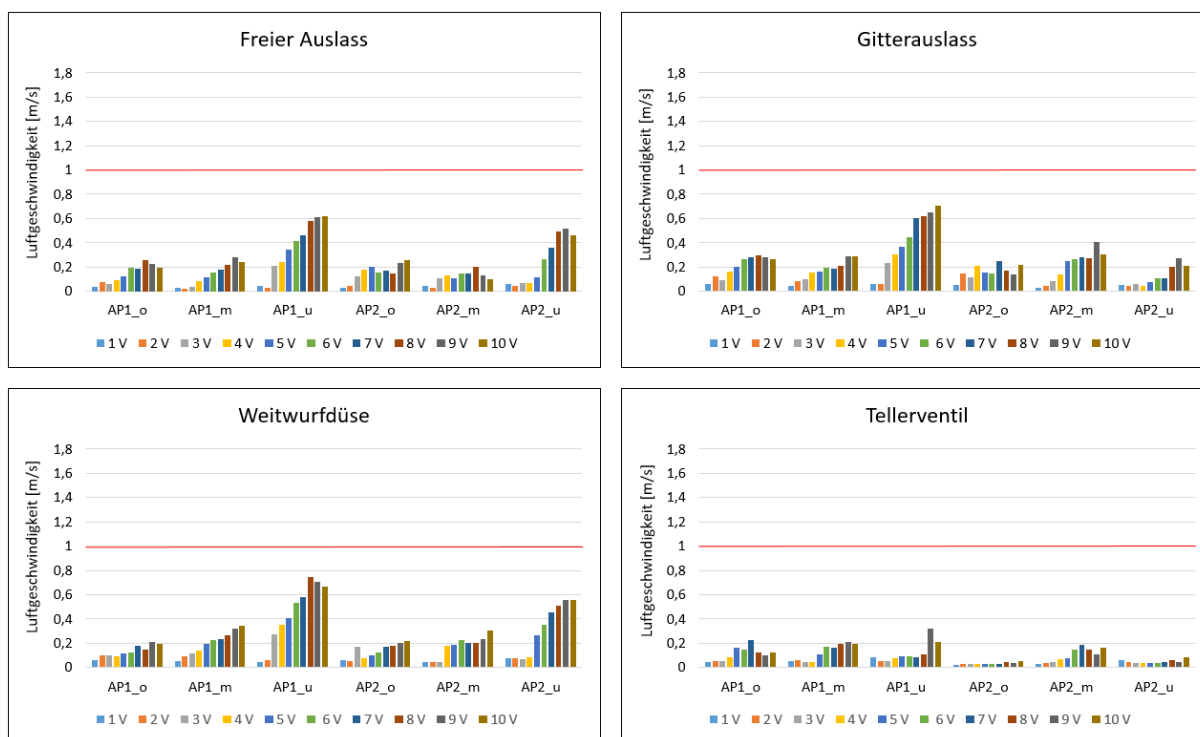


Abbildung 29: Gemessene Luftgeschwindigkeiten bei unterschiedlichen Auslassgestaltungen und Ventilatoreinstellungen zusammen mit dem Grenzwert des Messbereichs bei 1 m/s (AP1 & AP2) nach [91]

Die durchschnittlich höheren Luftgeschwindigkeiten treten, wie zu erwarten war, an AP1 auf, der sich in direkter Flucht zum Luften- und Luftauslass der Anlage befand. Speziell Position AP1\_u und beim freien Auslass und der Weitwurfdüse auch AP2\_u, die mit einer Messhöhe von 0,1 m der Knöchelhöhe am jeweiligen Arbeitsplatz entsprechen, weisen im Vergleich zu den anderen Messpositionen deutlich höhere Werte auf. Dies lässt in Verbindung mit den Ergebnissen aus Abbildung 28 auf eine starke Verwirbelung der Luft beim Auftreffen auf den Boden und die hintere Wand schließen. [91]

Um die Ergebnisse hinsichtlich ihres Einflusses auf die thermische Behaglichkeit zu untersuchen, wurde unter der Verwendung von Annahmen für die Raumlufttemperatur, die mittlere Strahlungstemperatur, die relative Luftfeuchte sowie für den Wärmedurchlasswiderstand und den Energieumsatz der PMV für die jeweiligen Luftgeschwindigkeiten ermittelt. Die angenommenen Werte sind in Tabelle 11 dargestellt.

Da es sich bei der Anlage um ein System zur Kühlung des Gebäudes im Sommer ab einer Raumlufttemperatur von ca. 26 °C handelt, wurde diese Temperatur sowohl für die Raumlufttemperatur als auch die mittlere Strahlungstemperatur angesetzt. Für die relative Luftfeuchtigkeit wurde ein Wert von 60 % gewählt, der sich aus der DIN EN ISO 7730 für die Kühlungsperiode ergibt. Bei dem Wärmedurchlasswiderstand für die Bekleidung von 0,7 clo handelt es sich um Bekleidung in Form von Unterwäsche, Hemd, Hose, Socken und Schuhen. Der Wert von 1,2 met entspricht dem Energieumsatz bei einer typischen sitzenden Tätigkeit im Büro. [84]

Tabelle 11: Angenommene Randbedingungen zur Ermittlung des PMV nach [84]

Raumlufttemperatur $\theta_a$	26	[°C]
mittlere Strahlungstemperatur $\bar{\theta}_r$	26	[°C]
relative Luftfeuchte $\varphi$	60	[%]
Wärmedurchlasswiderstand Bekleidung $I_{cl}$	0,7	[clo]
Energieumsatz $M$	1,2	[met]

Abbildung 30 zeigt die aus diesen Werten in Kombination mit den gemessenen Luftgeschwindigkeiten ermittelten PMV-Werte für die einzelnen Messpositionen bei unterschiedlichen Auslassgestaltungen und Spannungseinstellungen. Um die Ergebnisse besser einsortieren zu können, wurden farblich die Grenzen der Kategorie A (grün), Kategorie B (gelb) und Kategorie C (rot) der DIN EN ISO 7730 in die Darstellungen mit aufgenommen. Die Messwerte sind bei jeder Position von niedriger zu hoher Spannung am Ventilator aufgetragen [84, 91]

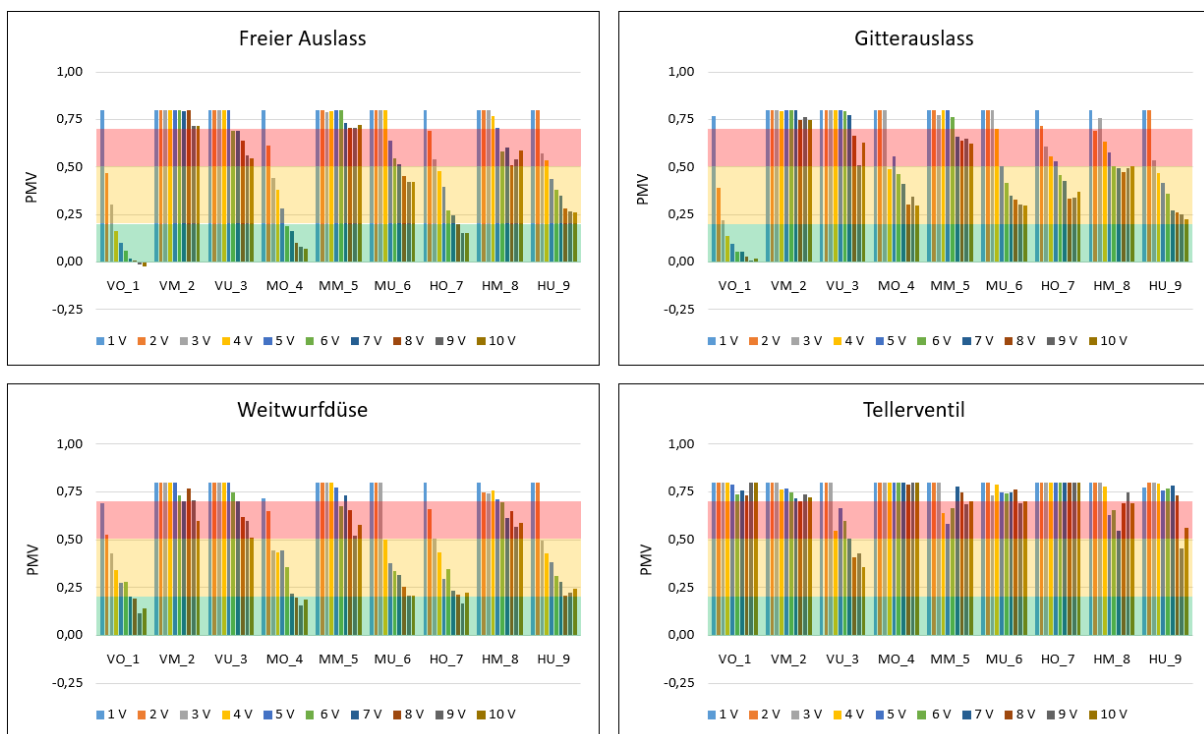


Abbildung 30: Ermittelte PMV-Werte bei unterschiedlichen Auslassgestaltungen und Ventilatoreinstellungen zusammen mit den drei Kategorien der DIN EN ISO 7730 (Pos. 1-9) nach [91]

Es zeigt sich, dass es unter den definierten Randbedingungen und den gemessenen Luftgeschwindigkeiten ausschließlich zu positiven PMV-Werten kommt. Diese liegen teilweise auch außerhalb von Kategorie C. Zurückführen lässt sich dies auf die hohe Raumluft- und Strahlungstemperatur. So wäre unter den angenommenen Randbedingungen aus Tabelle 11 eine

Luftgeschwindigkeit von 1,45 m/s erforderlich, um einen optimalen PMV von 0 zu erreichen. Höhere Ventilatoreinstellungen und somit höhere Luftgeschwindigkeiten führen bei dieser Betrachtung zu einer zunehmenden Behaglichkeit. Zu beachten ist, dass die Positionen VO\_1, MO\_4 und HO\_7, auf einer Höhe von 2,43 m liegen, wodurch hier gemessene Luftgeschwindigkeiten das thermische Empfinden potentieller Nutzer nicht direkt beeinflussen. Auch unter Nichtberücksichtigung dieser Positionen schneidet die Weitwurfdüse mit einem durchschnittlichen PMV von 0,62 über alle Ventilatoreinstellungen am besten ab. Der freie Auslass (0,67) der Gitterauslass (0,64) sowie das Tellerventil (0,71) weisen hingegen höhere Werte auf. [91]

Abbildung 31 zeigt die PMV-Werte für die drei Messhöhen der beiden Arbeitsplätze. Durchschnittlich niedrigere Werte werden hier über alle Auslassgestaltungen bei AP1 erreicht. Bei niedrigen Spannungen am Ventilator kann es aber dennoch zu PMV-Werten außerhalb von Kategorie C kommen. Durchschnittlich liegen die Werte bei AP1 um 9 % niedriger als bei AP2.

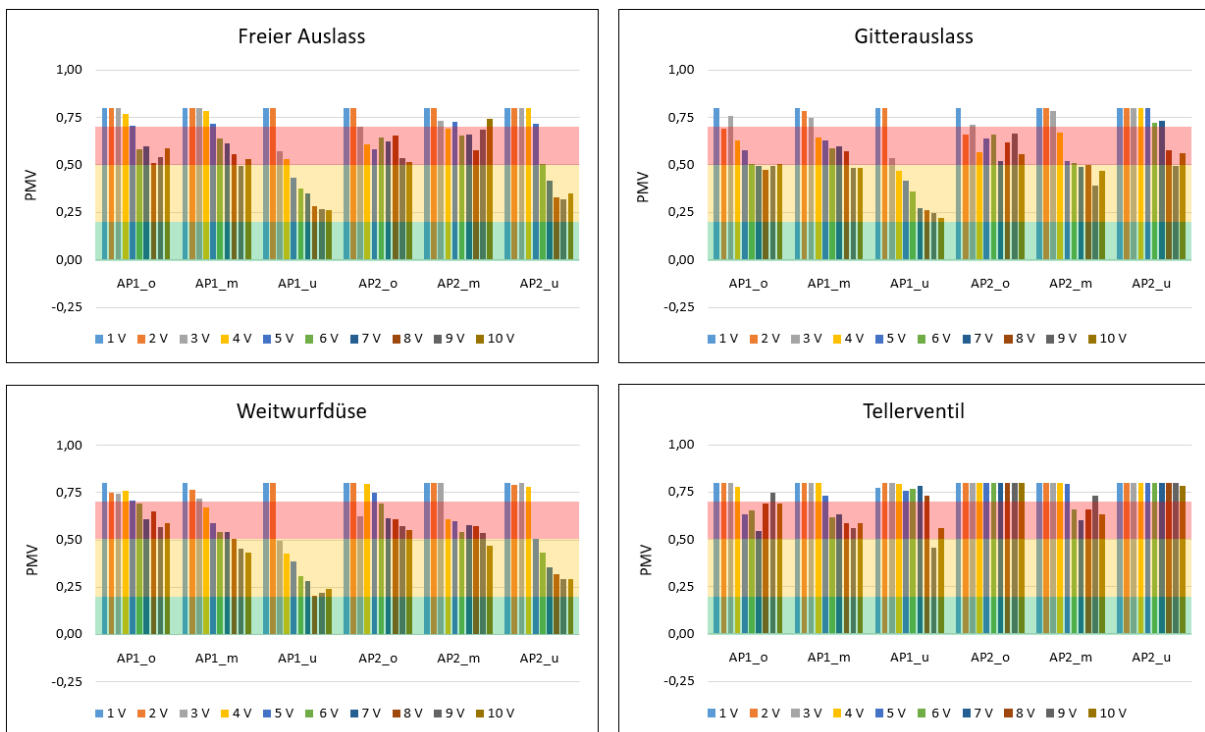


Abbildung 31: Ermittelte PMV-Werte bei unterschiedlichen Auslassgestaltungen und Ventilatoreinstellungen zusammen mit den drei Kategorien der DIN EN ISO 7730 (AP1 & AP2) nach [91]

Um bei hohen Luftgeschwindigkeiten eine potentielle Beeinträchtigung durch Zuglufterscheinungen im Nackenbereich zu berücksichtigen, wurden für die Arbeitsplätze auf Kopfhöhe die DR (Draught Rating) bei den verschiedenen Ventilatoreinstellungen berechnet. Tabelle 12 zeigt die berechneten Werte. Bei den grün markierten Werten handelt es sich um DRs, die bei der entsprechenden Ventilatorspannung weder bei AP1 noch bei AP2 die 10 % überschreiten. In diesen Fällen wird für diesen Index die Kategorie A der DIN EN ISO 7730 für beide Arbeitsplätze erfüllt. Bei den in Rot dargestellten Werten wird mindesten an einem Arbeitsplatz der vorgegebene Prozentsatz erreicht oder überschritten.



Tabelle 12: Ermittelte DRs bei unterschiedlichen Auslassgestaltungen und Ventilatoreinstellungen auf Kopfhöhe von AP1 und AP2

	Freier Auslass		Gitterauslass		Weitwurfdüse		Tellerventil	
	AP1	AP2	AP1	AP2	AP1	AP2	AP1	AP2
1 V	0	0	2,09	0,43	2,09	1,97	0,00	0,00
2 V	3,26	0	8,19	9,83	5,59	0,43	1,47	0,00
3 V	1,85	7,74	5,32	7,29	5,86	11,96	0,43	0,00
4 V	4,77	12,91	11,40	16,15	5,23	3,84	4,49	0,00
5 V	7,56	14,85	15,25	10,93	7,29	5,59	11,40	0,00
6 V	14,66	10,75	21,57	9,74	8,01	8,19	10,10	0,00
7 V	13,49	11,87	23,32	20,71	12,72	12,44	17,67	0,00
8 V	21,14	10,01	25,56	12,15	10,29	12,91	8,19	0,00
9 V	17,98	18,39	23,43	9,55	15,95	15,45	5,68	0,00
10 V	14,46	20,71	21,57	16,65	14,46	17,26	8,19	0,00

Wie Tabelle 12 zeigt, werden beim Gitterauslass sowie beim freien Auslass bereits bei einer anliegenden Spannung am Ventilator von 4 V die 10 %, zumindest bei einem Arbeitsplatz, überschritten. Konstant ist dies bei der Weitwurfdüse erst bei einer Spannung von 7 V der Fall. Bei 3 V kommt es bei AP2 zwar auch schon zu einer Überschreitung des Anforderungswertes, jedoch liegt die DR bei den kommenden drei Spannungsstufen wieder darunter. Zurückführen lässt sich dies auf in der Decke vorhandenen Abstufungen. Diese führen bei der leicht nach oben gerichteten Weitwurfdüse je nach Messposition und Ventilatoreinstellung zu einem unerwarteten Konvektionsmuster. Ein ähnlicher Effekt, der sich jedoch nur auf die jeweilige Messposition und Ventilatoreinstellung zurückführen lässt, ist bei den DRs des Tellerventils zu erkennen. So werden bei AP1 die höchsten Werte bei einer Ventilatorspannung von 5 – 7 V erreicht. Durchschnittlich fallen die DRs bei dieser Auslassgestaltung am geringsten aus. Selbst bei einer Ventilatorspannung von 10 V würde bei beiden Arbeitsplätzen Kategorie A eingehalten werden.

Für eine ganzheitliche Bewertung der verschiedenen Variationen wird in Tabelle 13, unter Berücksichtigung der maximal zulässigen Spannungen am Ventilator, um ein DR von 10 % nicht zu erreichen, der durchschnittliche PMV an den beiden Arbeitsplätzen, die durchschnittliche Luftgeschwindigkeit über alle Messpositionen sowie der am Einlass gemessene Volumenstrom für die unterschiedlichen Auslassgestaltungen dargestellt.

Tabelle 13: Durchschnittlicher PMV bei AP1 und AP2, durchschnittliche Luftgeschwindigkeit sowie der Volumenstrom unter der definierten maximal möglichen Ventilatorspannung für die unterschiedlichen Auslassgestaltungen

	Freier Auslass (3 V)	Gitterauslass (3 V)	Weitwurfdüse (6 V)	Tellerventil (10 V)
$\varnothing$ PMV_AP1	0,72	0,68	0,52	0,61
$\varnothing$ PMV_AP2	0,74	0,76	0,55	0,74
$\varnothing$ v [m/s]	0,15	0,15	0,30	0,14
$\dot{V}$ [m <sup>3</sup> /h]	127	128	213	320

Tabelle 13 zeigt, dass sich bei Verwendung der Weitwurfdüse mit einer anliegenden Spannung am Ventilator von 6 V die voraussichtlich besten Ergebnisse für das Teilsystem zur Kühlung erreichen lassen. So wird neben einer DR von unter 10 % über die drei Messhöhen der im Verhältnis zu den anderen Auslassgestaltungen geringste durchschnittliche PMV an AP1 (0,52) und AP2 (0,55) erreicht. Ein weiterer Vorteil liegt darin, dass bei dieser Variante die durchschnittlich höchste Luftgeschwindigkeit über alle Messpositionen erreicht wird, was an den Messpositionen zu einer höheren Behaglichkeit und einer generell guten Verteilung der heruntergekühlten Luft im Raum führt. Zudem wird ein Volumenstrom von 213 m<sup>3</sup>/h und somit bei einem Raumvolumen von 124,8 m<sup>3</sup> ein Luftwechsel von 1,7 h<sup>-1</sup> erreicht. Für die späteren Simulationen wurde sich daher auf die Weitwurfdüse bei einer Spannung am Ventilator von 6 V festgelegt.

## 6.4 Fehlerbetrachtung

Bei der Durchführung der Messungen ließ sich feststellen, dass die obere Bypassklappe zur Steuerung der Luftführung am Zuluftauslass nicht luftdicht schloss, so dass teilweise Luft von außen in den Raum geführt wurde. Dies ließ sich durch die Messung des Volumenstroms am Ein- und Auslass nachweisen. Zudem kam es durch die Verwendung des Flügelradanemometers zusammen mit dem Trichter zu zusätzlichen hydraulischen Verlusten. Diese führten dazu, dass geringere Volumenströme gemessen wurden als tatsächlich ohne das Messinstrument auftreten. Aufgrund der unterschiedlichen Durchmesser von Wickelfalzrohr und dem Schnappkopf des Flügelradanemometers war es jedoch nicht anders möglich, diese Werte exakter zu bestimmen.

Das Flügelradanemometer weist nach Herstellerangaben eine Genauigkeit von 1,5 % vom Messerwert auf. Dadurch ergibt sich durch das Messinstrument für die Ergebnisse des Volumenstroms folgender größtmöglicher Fehler  $\Delta\dot{V}$ .

$$\dot{V} = A \cdot v$$

$$v = v_{\text{Messung}} \pm \Delta v$$

$$v = v_{\text{Messung}} \pm (v_{\text{Messung}} - v_{\text{Messung}} \cdot 0,985)$$

$$\Delta \dot{V} = \left| \frac{\partial \dot{V}}{\partial v} \right| \cdot \Delta v$$

$$\frac{\partial \dot{V}}{\partial v} = A$$

$$\Delta \dot{V} = A \cdot (v_{\text{Messung}} - v_{\text{Messung}} \cdot 0,985)$$

Speziell beim freien Auslass, dem Gitterauslass und der Weitwurfdüse kommt es bei den am Auslass gemessenen Werten zu Überschneidungen der Fehlerintervalle. Die dazugehörige Abbildung ist in Anhang D dargestellt.

Um bei den Messungen mit dem omnidirektionalen Thermoanemometer zusätzliche Strömungshindernisse gering zu halten, wurden die Messpositionen nacheinander abgefahren und nicht mit jeweils einzelnen Anemometern versehen. Dennoch ließen sich aufgrund des Schutzkorbes des Anemometers geringfügige Störungen nicht vollständig ausschließen. Beeinflusst wird die Luftgeschwindigkeit im Raum immer auch durch die Infiltration. Aufgrund des jungen Baujahres des Gebäudes ist jedoch von Werten um die  $0,03 \text{ h}^{-1}$  auszugehen, so dass sich die Auswirkungen auf die Messergebnisse vernachlässigen lassen. Zu beachten ist auch, dass sich nur zu den gewählten Messpunkten exakte Aussagen machen lassen. Werte zwischen den Punkten zu interpolieren, ist aufgrund des teilweise komplexen Konvektionsmusters nicht möglich. Das omnidirektionale Thermoanemometer, das zur Messung der Luftgeschwindigkeiten an den einzelnen Positionen im Raum verwendet wurde, weist ebenfalls eine Messgenauigkeit von 1,5 % vom Messwert auf, wodurch sich für die Luftgeschwindigkeit der größtmögliche Fehler, wie im Folgenden dargestellt, ergibt.

$$v = v_{\text{Messung}} \pm \Delta v$$

$$v = v_{\text{Messung}} \pm (v_{\text{Messung}} - v_{\text{Messung}} \cdot 0,985)$$

$$\Delta v = \left| \frac{\partial v}{\partial v} \right| \cdot \Delta v$$

$$\frac{\partial v}{\partial v} = 1$$

$$\Delta v = \Delta v$$

$$\Delta v = v_{\text{Messung}} - v_{\text{Messung}} \cdot 0,985$$

Die potentiellen Abweichungen sind in Anhang D dargestellt. Im für die Messungen relevanten Bereich von bis zu 1,8 m/s liegen diese im Bereich der zweiten Nachkommastelle.

## 7 Simulation des Teilsystems zur Kühlung

Um das Zusammenspiel der einzelnen Komponenten im Teilsystems zur Kühlung im Verlauf der Sommermonate umfänglich untersuchen zu können, wurde das System über das Simulationsprogramm TRNSYS modelliert. Dabei handelt es sich um eine Software zur Simulation des thermischen und elektrischen Verhaltens von Energiesystemen [109]. Die modulare Programmstruktur beruht darauf, dass einzelne Komponentenmodelle, sogenannte Types, wie bei der tatsächlichen Umsetzung in der Praxis zu einem System miteinander verknüpft werden. Den Types liegen mathematische Gleichungen und Steuerungsalgorithmen zugrunde, über die deren Funktionsweise und Leistungsfähigkeit gesteuert wird. Aus zeitunabhängigen Eingabeparametern (Parameters) und zeitabhängigen Eingangsdaten (Inputs), werden für jeden Iterations- und Zeitschritt Ausgangsdaten (Outputs) generiert. Diese werden entsprechend der Verknüpfungen wiederum an andere Types als Eingangsdaten weitergegeben. [110]

Der Fokus lag auf der Modellierung des aktuellen Entwicklungsstandes, um diesen mit seinen einzelnen Komponenten und Energieströmen unter unterschiedlichen Randbedingungen simulativ untersuchen zu können. Im Zuge dessen sollten die Leistung und Energieeffizienz, die über das System aktuell erreicht werden sowie die thermische Behaglichkeit, die sich dadurch einstellt, ermittelt werden. Dabei wurde untersucht, welche Unterschiede sich durch eine andere Bauweise ergeben können und inwiefern sich Wetterdaten extrem warmer Testreferenzjahre eventuell auswirken. Die Varianten wurden speziell gewählt, um Problematiken des aktuellen Systems sowie Optimierungsansätze herauszuarbeiten. Die Simulationen erfolgten exemplarisch für das in Kapitel 6 beschriebene Versuchsgebäude [107], da in diesem auch die Messungen der Luftgeschwindigkeiten durchgeführt wurden, die zur Bewertung der thermischen Behaglichkeit herangezogen wurden. Aus diesem Grund wurde sich bei der Auswertung auch an den für dieses Gebäude definierten Arbeitsplätzen orientiert.

### 7.1 Erstellung der Simulation

#### 7.1.1 Randbedingungen

Die grafische Erfassung des Versuchsgebäudes erfolgte anhand der im Anhang E beigefügten Pläne [107] über die 3D-Design-Software SketchUp [111]. Abbildung 32 zeigt das Gebäude, das dazu in drei Zonen aufgeteilt wurde. Der Sanitärraum wurde als einzelne Zone erfasst. Die große, offene Bürofläche wurde in eine kleinere Zone, die den Eingangsbereich abgrenzt und eine größere Zone, die die Arbeitsplätze beinhaltet unterteilt. Dies war erforderlich, damit über das Simulationsprogramm der Strahlungsaustausch zwischen allen Oberflächen des Raumes berechnet werden kann.

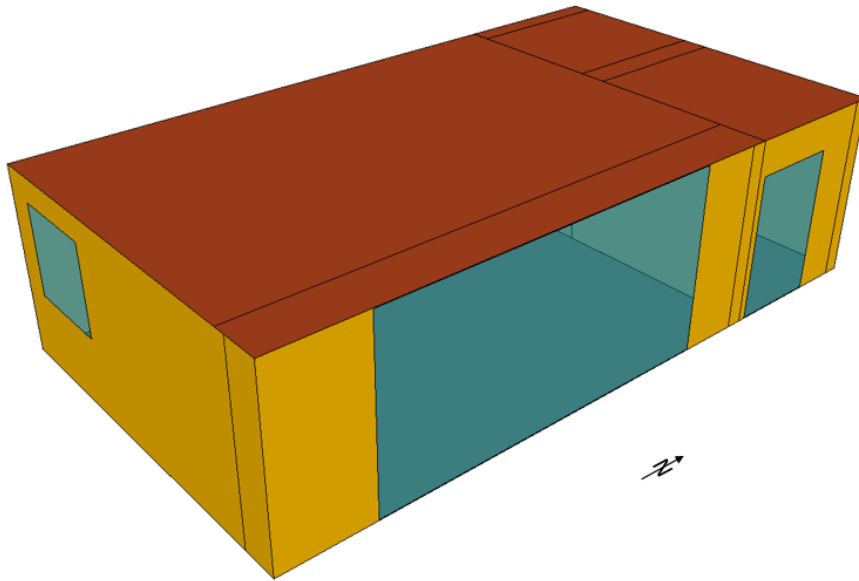


Abbildung 32: Grafische Modellierung des Versuchsbauwerkes über SketchUp [111]

Um hinsichtlich des Luftaustauschs die in südlicher Richtung liegende Zone mit den Arbeitsplätzen nicht von der dazugehörigen nordöstlich liegenden Zone des Eingangsbereiches zu trennen, wurde zwischen diesen beiden Zonen eine ständige Luftwechselrate von  $10 \text{ h}^{-1}$  definiert. Damit im späteren Verlauf für die Außen- und Innenwände sowie für das Flachdach eine inhomogene Konstruktion einer Holzrahmenbauweise abgebildet werden konnte, wurde jedes dieser Bauteile in zwei Teile unterteilt. Zur Ermittlung der Flächenanteile wurde sich für die Außen- und Innenwände auf einen typischen Ständerabstand von 625 mm (Anteil von 0,904) und eine Sparrenbreite von 60 mm (Anteil von 0,096) festgelegt [112]. Für die Dachfläche wurde ein Ständerabstand von ebenfalls 625 mm (Anteil von 0,872) und eine Sparrenbreite von 80 mm (Anteil von 0,128) gewählt [112].

Als Standort des Gebäudes wurde sich auf die Stadt Potsdam festgelegt, deren Referenzklimazone auch im GEG zur Ermittlung der monatlichen Stromerträge durch Photovoltaikanlagen herangezogen wird. Als Ausgangswetterdatensatz diente für diesen Standort ein mittlerer TRY2010-Datensatz [113]. Der Standort Potsdam befindet sich nach DIN 4108-2 [17] in der Sommerklimaregion B. Nach DIN 1946-6 [114] wird der Ort als windschwach eingestuft.

Als Ausgangsbauweise wurde eine massive Bauweise bestehend aus einer Beton-Tragkonstruktion mit vorgesetztem Wärmedämmverbundsystem definiert. Für die wärmeübertragende Umfassungsfläche wurden Wärmedurchgangskoeffizienten (U-Werte) angenommen, die beim Nachweisverfahren zur Einhaltung des GEG für das Referenzgebäude bei Nichtwohngebäuden angesetzt werden. Tabelle 14 gibt eine Übersicht zu den einzelnen U-Werten sowie den dafür gewählten Bauteilaufbauten und Schichtdicken für die Außenwand, das Fenster, das Dach und die Bodenplatte. Für die Simulation wurden die U-Werte zusätzlich mit einem Wärmebrückenzuschlag  $\Delta U_{WB}$  von  $0,05 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$  nach GEG Anlage 1 versehen.

Tabelle 14: Übersicht zu den Bauteilaufbauten der massiven Ausgangsvariante nach [101, 115]

Bauteil	Material	d [m]	$\lambda$ [W/mK]	U-Wert [W/m <sup>2</sup> K]
Außenwand	Putz/Spachtelung	0,015	0,7	0,28
	Normalbeton	0,14	1,65	
	Extrudiertes Polystyrol	0,115	0,035	
	Armierungsschicht	-	-	
	Mineralischer Außenputz	0,015	0,7	
Fenster	Zwei-Scheiben Wärmeschutzglas	-	-	1,1
Dach	Stahlbeton	0,30	2,3	0,20
	Expandiertes Polystyrol	0,19	0,04	
	Abdichtung	0,01	0,17	
	Kiesschüttung	-	-	
Bodenplatte	Bodenbelag	0,005	-	0,35
	Zementestrich	0,035	1,4	
	Stahlbeton	0,30	2,3	
	Abdichtung	0,01	0,17	
	Expandiertes Polystyrol	0,095	0,04	
	Sauberkeitsschicht	0,05	1,5	

Für die Innenwände, die den Sanitärbereich von der Bürofläche und dem Eingangsbereich abgrenzen, wurde ein 11,5 cm dicker Kalksandstein angenommen, der beidseitig mit einem 10 mm dicken Kalkzementputz versehen wurde. Beim Fenster handelte es sich um Zwei-Scheiben Wärmeschutzglas mit einem Wärmedurchgangskoeffizienten ( $U_w$ -Wert) von 1,1 W/(m<sup>2</sup>K) und einem g-Wert von 0,31.

Eine wichtige Komponente des Gesamtsystems stellt die zentrale Lüftungsanlage mit Wärmerückgewinnung (WRG) dar. In der Simulation wurde eine solche Anlage mit einem WRG-Anteil von 0,75 angenommen. Über diese wird sowohl der Grundluftwechsel sowie ein erhöhter Tag- und Nachtluftwechsel nach der DIN 4108-2 [17] sichergestellt. Bei der Berechnung des Grundluftwechsels wird für Nichtwohngebäude zwischen Zeiten innerhalb (7:00 – 18:00 Uhr) und außerhalb der Nutzungszeit (18:00 – 7:00 Uhr), wie in Formel (7-1) und (7-2) dargestellt, differenziert.

*Während der Nutzungszeit:*

$$n = 4 \cdot \frac{A_G}{V} \text{ h}^{-1} \quad (7-1)$$

*Außerhalb der Nutzungszeit:*

$$n = 0,24 \text{ h}^{-1} \quad (7-2)$$

Während der Nutzungszeit wird der Quotient aus der Grundfläche  $A_G$  und dem Nettoraumvolumen  $V$  mit dem Faktor vier multipliziert. Für das untersuchte Versuchsgebäude ergibt sich daraus ein Grundluftwechsel von  $1,5 \text{ h}^{-1}$ . Außerhalb der Nutzungszeit werden pro Stunde nur noch 24 % des Raumvolumens ausgetauscht. Der Grundluftwechsel reduziert sich somit in dieser Zeit um den Faktor 6,25.

Für einen erhöhten Luftwechsel, der einer Überhitzung des Raumes vorbeugen soll, differenziert die DIN 4108-2 [17] ebenfalls zwischen Zeiten innerhalb und außerhalb der Nutzungszeit. Ein erhöhter Tagluftwechsel mit  $3 \text{ h}^{-1}$  darf innerhalb der Aufenthaltszeit angesetzt werden, wenn die Raumlufttemperatur höher als  $23 \text{ °C}$  und höher als die Außenlufttemperatur liegt. Außerhalb der Nutzungszeit darf bei einer Möglichkeit zur Fensterlüftung bzw. bei einer entsprechenden Dimensionierung der Lüftungsanlage ein erhöhter Luftwechsel mit einer Luftwechselrate von  $2 \text{ h}^{-1}$  angesetzt werden. Dies gilt jedoch nur, wenn die Raumlufttemperatur  $21 \text{ °C}$  übersteigt und höher als die Außenlufttemperatur liegt. Die Bedingungen sind in (7-3) und (7-4) dargestellt.

*Bedingungen für einen erhöhten Tagluftwechsel:*

$$\theta_i > 23 \text{ °C und } \theta_i > \theta_e \quad (7-3)$$

*Bedingungen für einen erhöhten Nachtluftwechsel:*

$$\theta_i > 21 \text{ °C und } \theta_i > \theta_e \quad (7-4)$$

Der Luftvolumenstrom in Folge von Infiltration wurde nach der DIN 1946-6 [114] berechnet. Dies erfolgt in Abhängigkeit vom Volumenstromkoeffizient  $e$ , über den typische Wind- und Temperaturverhältnisse berücksichtigt werden, dem Luftvolumen der Nutzungseinheit  $V_{NE}$  sowie dem Luftwechsel bei 50 Pa Differenzdruck  $n_{50}$ , wie in Formel (7-5) dargestellt. Für den Luftwechsel bei 50 Pa Differenzdruck wurde ein Wert von 1,0 für eine ventilatorgestützte Lüftung nach Tabelle 10 der DIN 1946-1 angesetzt. Als Ergebnis ergab sich ein Volumenstrom von  $5 \text{ m}^3/\text{h}$  ( $\cong 0,04 \text{ h}^{-1}$ ), der für die Simulation angesetzt wurde.

$$\dot{V}_{Inf} = e \cdot V_{NE} \cdot n_{50} \quad (7-5)$$

Die Steuerung des Sonnenschutzes erfolgt strahlungsabhängig ebenfalls nach der DIN 4108-2 [17]. Diese regelt, dass bei Nichtwohngebäuden die Fenster, mit Ausnahme von nord-, nordost- und nordwestorientierten Fenstern, bei einer Grenzbestrahlungsstärke von 200 W/m<sup>2</sup> schließen. Für die anderen genannten Himmelsrichtungen ist dies bei 150 W/m<sup>2</sup> der Fall.

Für die internen Wärmelasten durch Personen und Geräte wurden Werte der Kategorie hoch nach der DIN V 18599-10 [83] für die Nutzungsart eines Gruppenbüros festgelegt. Für Personen entspricht das einer Wärmeabgabe von 7 W/m<sup>2</sup> und für Geräte von 15 W/m<sup>2</sup>. Für die Gebäudesimulation wurden diese Lasten für eine tägliche Nutzungszeit an Werktagen von 7:00 – 18:00 Uhr angesetzt. [83]

Die maximale Raum-Solltemperatur wurde auf 26 °C festgelegt, die nach DIN V 18559-10 innerhalb einer täglichen Nutzungszeit von 5:00 – 18:00 Uhr an Werktagen über das Teilsystem zur Kühlung sichergestellt werden soll. [83] In Tabelle 15 werden die für die Simulation wesentlichen Randbedingungen in einer Übersicht zusammengefasst.

Tabelle 15: Übersicht zu den Randbedingungen für die Simulation

Wetterdaten	TRY2010_04 Jahr (exemplarisch für Potsdam)		
U-Werte	Nach GEG Anlage 2		
Wärmebrückenzuschlag	0,05 W/(m <sup>2</sup> K) nach GEG Anlage 1		
Infiltration	0,04 h <sup>-1</sup> nach DIN 1946-6		
Lüftung	Nach DIN 4108-2	Tag	Nacht
	Normal	1,515 h <sup>-1</sup>	0,24 h <sup>-1</sup>
	Erhöht	3 h <sup>-1</sup>	2 h <sup>-1</sup>
Verschattung	Bei 200 W/m <sup>2</sup> nach DIN 4108-2		
Interne Wärmelasten	Für Personen: 7 W/m <sup>2</sup> nach DIN V 18599-10		
	Für Geräte: 15 W/m <sup>2</sup> nach DIN V 18599-10		
Maximale Raumsolltemperatur	26 °C nach DIN V 18599-10		

### 7.1.2 Aufbau

Um das Teilsystem zur Kühlung in TRNSYS abzubilden, wurden verschiedene TRNSYS-Typen ausgewählt und miteinander verknüpft. Abbildung 33 zeigt die grafische Benutzeroberfläche für das Teilsystem zur Kühlung, aus der die Zusammenstellung sowie die Verknüpfungen der Types zueinander hervorgeht.



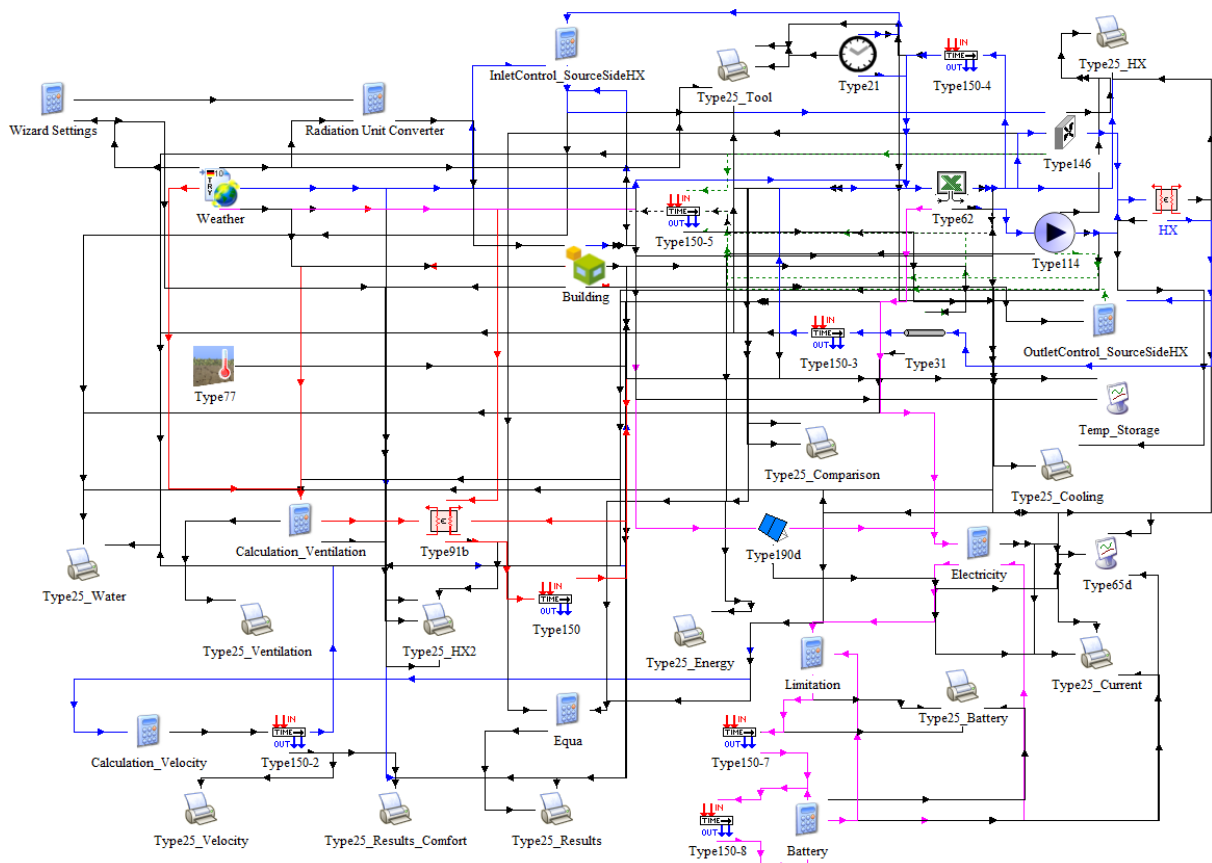







Abbildung 33: Grafische Benutzeroberfläche zur Verknüpfung der unterschiedlichen Komponenten im Teilsystem zur Kühlung [116]

Standard-Verknüpfungen sowie Verbindungen zur grafischen Darstellung und Ausgabe von Parametern sind in Schwarz dargestellt. Die Modellierung der Lüftungsanlage mit Wärmerückgewinnung erfolgt anhand der in Rot dargestellten Verbindungen. Über die blauen Verknüpfungen werden die Wärmeströme sowie der Datenaustausch zur Modellierung des Teilsystems zur Kühlung abgebildet. Die Gewinnung, Speicherung und Verteilung des Stroms über die Photovoltaikanlage mit angeschlossenem Batteriespeicher erfolgen über die lilafarbenen Verbindungen. Die grün gestrichelten Linien stellen die Weitergabe der Abwärme der Pumpe und des Ventilators an das Gebäude dar und berücksichtigen den Wärmeaustausch zwischen dem Speicher und dem Raum als auch zwischen den Leitungen und dem Raum. [91]





Tabelle 16 gibt eine Übersicht zu den für die Modellierung des Teilsystems speziell verwendeten Types. Aufgezeigt werden die für die Umsetzung und Bewertung des Systems wesentlichen Funktionen sowie Eingabe- und Ausgabeparameter.

Tabelle 16: Übersicht zur Funktionsweise wesentlicher TRNSYS-Types im Teilsystem zur Kühlung

Type	Funktion	Eingabeparameter	Ausgabeparameter
Gebäude 	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Enthält die Geometrie und Ausrichtung des grafisch erstellten Gebäudemodells einschließlich der festgelegten Bauteilaufbauten</li> <li>• Berechnet den Transmissionswärmeverlust, den solaren Strahlungseintrag sowie den Strahlungsaustausch zwischen den inneren Bauteiloberflächen</li> <li>• Berücksichtigt die Infiltration, die internen Wärmelasten, die Steuerung der Verschattung sowie den definierten Luftwechsel</li> <li>• Enthält die Zeitpläne</li> <li>• Berechnet anhand der Luftgeschwindigkeiten die Indizes PMV und PPD zur Bewertung der thermischen Behaglichkeit</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Temperatur und Volumenstrom der über die Lüftungsanlage bereitgestellten Außenluft</li> <li>• Temperatur und Volumenstrom der über das Teilsystem heruntergekühlten Luft</li> <li>• Wärmequellen und Wärmesenken, die durch das Teilsystem entstehen</li> <li>• Luftgeschwindigkeit an den einzelnen Messpositionen zur Bewertung der thermischen Behaglichkeit</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Raumlufttemperatur an den verschiedenen Messpositionen</li> <li>• Operative Temperatur</li> <li>• PMV/PPD</li> </ul>
Wetterdaten 	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Enthält den Wetterdatensatz und liest diesen aus</li> </ul>		<ul style="list-style-type: none"> <li>• Außenlufttemperatur</li> <li>• Windgeschwindigkeit</li> <li>• Verschiedene Strahlungsdaten</li> </ul>
Type 62 	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Enthält die Messdaten</li> <li>• Enthält die Steuerung des Teilsystems</li> <li>• Berechnet die vom Speicher aufgenommene und abgegebene Wärmeenergie, die Temperatur des PCM im Latentwärmespeicher, die Erwärmung bzw. Abkühlung des</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Raumlufttemperatur</li> <li>• Außenlufttemperatur</li> <li>• einströmende Wassertemperatur</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Temperatur des aus dem Speicher herausfließenden Wassers</li> <li>• Wärmekapazität des Speichers</li> </ul>

	Wassers beim Durchströmen des Speichers sowie den Wärmestrom zur Umgebung	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Zeitangaben (Monat des Jahres, Stunde des Tages)</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Wärmestrom, der durch den Wärmeaustausch mit der Raumluft entsteht</li> <li>• Kontrollsignal für den Betrieb von Pumpe und Ventilator</li> <li>• Stromverbrauch für Pumpe und Ventilator</li> </ul>
Wärmetauscher (WRG 0,75) 	Zentrale Lüftungsanlage <ul style="list-style-type: none"> <li>• Berechnet den Wärmeaustausch zwischen der herausströmenden Raumluft und der einströmenden Außenluft über die spezifische Wärmekapazität der Medien, die Volumenströme sowie den definierten WRG-Anteil</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Raumlufttemperatur</li> <li>• Außenlufttemperatur</li> <li>• Luftvolumenstrom der Außen- und Raumlufttemperatur</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Ausströmende und ggf. temperierte Außenlufttemperatur</li> <li>• Volumenstrom, der in den Raum geführt wird</li> </ul>
	Teilsystem zur Kühlung <ul style="list-style-type: none"> <li>• Berechnet den Wärmeaustausch zwischen dem Wasser aus dem Speicher und der Außenlufttemperatur bzw. der Raumlufttemperatur über die spezifische Wärmekapazität der Medien, die Volumenströme sowie den WRG-Anteil</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Raumlufttemperatur</li> <li>• Außenlufttemperatur</li> <li>• Luftvolumenstrom der Außen- und Raumlufttemperatur</li> <li>• Temperatur und Volumenstrom des Wassers aus dem Latentwärmespeicher</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Temperatur und Volumenstrom der heruntergekühlten Raumlufttemperatur</li> <li>• Temperatur und Volumenstrom des erwärmten bzw. heruntergekühlten Wassers</li> </ul>
Ventilator [117] (50 W) 	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Erzeugt den Volumenstrom, um die Außenluft bzw. die Raumlufttemperatur durch den Wärmetauscher zu befördern</li> <li>• Berücksichtigt die Erwärmung der hindurchströmenden Luft durch die Abwärme des Ventilators</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Raumlufttemperatur</li> <li>• Außenlufttemperatur</li> <li>• Kontrollsignal für den Betrieb des Ventilators</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Je nach Betriebszustand die Raum- bzw. Außenlufttemperatur nach Passieren des Ventilators</li> <li>• Abwärme an den Raum</li> </ul>

## Simulation des Teilsystems zur Kühlung

<p>Pumpe [118] (45 W)</p> 	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Erzeugt den Volumenstrom, um das Wasser im Kreislauf durch den Wärmetauscher, die Leitungen sowie den Latentwärmespeicher zu befördern</li> <li>• Berücksichtigt die Erwärmung des hindurchströmenden Wassers durch die Abwärme der Pumpe</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Wassertemperatur aus dem Speicher bzw. aus dem Bypass</li> <li>• Kontrollsignal für den Betrieb der Pumpe</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Wassertemperatur nach Passieren der Pumpe</li> <li>• Abwärme an den Raum</li> </ul>
<p>Rohrleitung (4 m)</p> 	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Berücksichtigt die Wärmeverluste, die bei der Durchströmung des Wassers durch die Rohrleitungen an die Umgebung entstehen</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Temperatur und Volumenstrom des Wassers</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Austrittstemperatur und Volumenstrom des Wassers</li> <li>• Wärmeaustausch mit dem Raum</li> </ul>
<p>PV-Anlage [119] (1,7 m<sup>2</sup>)</p> 	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Berechnet die elektrische Leistung, die über das Modul gewonnen werden kann</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Außenlufttemperatur</li> <li>• Verschiedene Strahlungsdaten</li> <li>• Windgeschwindigkeit</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Erzeugte elektrische Leistung</li> </ul>
<p>Batterie (1 kWh)</p> 	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Speichert die über die Photovoltaikanlage erzeugte elektrische Energie</li> <li>• Berücksichtigt die entstehenden Energieverluste</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Erzeugter Strom aus der Photovoltaikanlage</li> <li>• Strombedarf des Teilsystems</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Strom zum Betrieb der Pumpe und des Ventilators</li> <li>• Beladungszustand</li> <li>• Max. Speicherkapazität</li> </ul>

Das 1,7 m<sup>2</sup> große PV-Modul weist eine Nennspannung von 32,9 V und 9,12 A auf [119]. Für dieses wurde eine Ausrichtung nach Süden und eine Neigung von 35° festgelegt [120]. Die Batterie für die PV-Anlage wurde über einen sogenannten Equation-Type erstellt. Dieser ermöglicht es, Abfragealgorithmen zur Regelung der Energieströme zu hinterlegen sowie separate und individuelle Berechnungsschritte durchzuführen. Darüber ließ sich die Teilkomponente so schalten, dass bei Betrieb der Pumpe und des Ventilators eine Abfrage erfolgt, ob der erforderliche Strom direkt über die PV-Anlage bereitgestellt werden kann. Ist dies der Fall, wird dieser direkt verwendet. Falls nicht, wird geprüft, ob der Strombedarf über die Batterie zur Verfügung gestellt werden kann. Bei nicht ausreichendem Ladezustand wird der Strom über das Netz bezogen. Beladen wird die Batterie in Zeiten, in denen die Anlage nicht in Betrieb ist und eine Stromerzeugung über die PV-Anlage erfolgen kann. Die Größe des PV-Moduls in Verbindung mit der Speicherkapazität der Batterie war bei allen später durchgeführten Simulationsvarianten ausreichend, um den erforderlichen Strombedarf für die Pumpe und den Ventilator vollständig zu decken.

Zusätzlich zu den in Tabelle 16 dargestellten Types wurde Type21 verwendet, um darüber verschiedene Zeitangaben zum Abgleich und zur Steuerung von Variablen nutzen zu können. Um Konvergenzfehler zu vermeiden, wurde mehrere Male der Type150 benutzt. Dieser sorgt dafür, dass die Weitergaben eines Wertes um jeweils einen Zeitschritt verzögert erfolgt. Für die Simulation wurde eine minutenweise Berechnung festgelegt.

### 7.1.3 Modellierung

Die Modellierung des dezentralen Latentwärmespeichers erfolgte anhand der durch die Versuche im Labor und im Versuchsgebäude vor Ort gewonnenen Messdaten sowie durch eine speziell entwickelte Steuerung für die Be- und Entladungsvorgänge. Hierzu wurde in TRNSYS der Type62 verwendet, der es in Form von einer ausgelagerten Excel-Datei ermöglicht, Messdaten zu hinterlegen, Berechnungsparameter einzulesen, Steuerungsalgorithmen zu programmieren sowie individuelle Ausgabeparameter zu generieren. [91]

Das Funktionsprinzip des Latentwärmespeichers beruht auf einer Energiemengenbetrachtung, bei der davon ausgegangen wird, dass der Speicher bei einer Temperatur von 26 °C vollständig beladen ist. Niedrigere Speichertemperaturen können dazu verwendet werden, Wärme aus der Raumluft aufzunehmen, um diese somit zu kühlen. Speichertemperaturen oberhalb von 26 °C lassen sich nicht zur Kühlung nutzen.

Um den Entladevorgang des Latentwärmespeichers bei unterschiedlichen Vorlauftemperaturen abbilden zu können, wurden die minutenweise erfassten Entladungsleistungen unter Berücksichtigung des Beladungszustands des Speichers in Matrizen zusammengestellt. Ein exemplarischer Ausschnitt zu diesen ist dem Anhang F beigefügt. Aus den Daten, die anhand der Versuche für volle Gradzahlen der Vorlauftemperatur in einem Temperaturbereich von

7 °C – 18 °C ermittelt wurden, ließen sich durch eine lineare Interpolation zusätzlich Halbgradwerte bestimmen. Auf diese Weise konnten in der Simulation Wassertemperaturen mit einer Genauigkeit von 0,5 K für den Entladungsvorgang berücksichtigt werden.

Reicht die Wärmeaufnahmekapazität des Speichers nicht aus, um eine Aufheizung des Raumes auf 26 °C zu begrenzen, kann es aufgrund des Wärmeaustauschs mit dem Raum zu Temperaturen im Speicher von über 26 °C kommen. Um zu berücksichtigen, dass der Speicher bei der nächsten Entladung ein höheres Ausgangstemperaturniveau aufweist, wurden für jede Entladungstemperatur Extrapolationen durchgeführt. Für die Berechnung wurde angenommen, dass sich dem Latentwärmespeicher die über die 26 °C hinaus aufgenommene Energie mit der gleichen Leistung entziehen lässt, wie sie innerhalb der ersten Minute bei der Entladung mit der jeweiligen Vorlauftemperatur gemessen wurde. Bei dieser Annahme handelt es sich um eine konservative Betrachtung, da, wie in Kapitel 4.3.2 dargestellt, eher von einem exponentiellen Verlauf auszugehen ist. Die Kurven ließen sich jedoch nicht ausreichend genau durch Näherungsfunktionen bestimmen, so dass für die darüber hinaus aufgenommene Wärmeenergie mit diesem Ansatz die beste Abschätzung erreicht wird.

Zur Berücksichtigung des Beladungsvorgangs wurden die über die 24-stündige Messung ermittelten Beladungsleistungen zusammen mit den dazugehörigen Beladungszuständen des Speichers ebenfalls in einer Matrix dargestellt. Auf diese Weise lässt sich während der Simulation für jeden Zeitschritt die vom Speicher aufnehmbare Wärmeenergie über den aktuellen Beladungszustand ermitteln.

Die durchschnittliche Temperatur des PCMs im Speicher wurde anhand der vom Hersteller vorgegebenen Schmelz- und Kristallisationsenthalpie des Materials definiert [99]. Hierzu wurde ausgehend von 0 kJ bei 26 °C in zehntel Grad Schritten die Energiemenge bestimmt, die dem Speicher zur Erreichung der jeweiligen Temperaturen entzogen werden muss. Die kumulierten Werte errechnen sich aus dem Produkt aus spezifischer Enthalpie und der in den Speicher eingebrachten Menge an PCM. Da sich der unterschiedliche Verlauf der Schmelz- und Kristallisationsenthalpie in der Modellierung nicht exakt abbilden ließ, wurde sich für beide Vorgänge auf die gleiche Enthalpie festgelegt. Aufgrund dessen, dass der überwiegende Anteil der implementierten Messdaten aus Entladungsversuchen stammt, wurde dazu die Kristallisationsenthalpie verwendet und diese zum Angleich an die Schmelzenthalpie um 1 K zu dieser hin versetzt. Die Phasenwechseltemperatur lag somit bei 20 °C, was genau zwischen der tatsächlichen Schmelz- und Kristallisationstemperatur liegt. Zur Verwendung der Daten wurden diese ebenfalls in einer Matrix dargestellt.

Der spezifische Wärmestrom von 0,9 W/K, der für den Wärmeaustausch zwischen dem Speicher und der Umgebung ermittelt wurde, wurde in der Berechnungsdatei als feste Größe hinterlegt. In Verbindung mit der Temperaturdifferenz zwischen dem Speicher und der Raumluft konnte auf diese Weise für jeden Zeitschritt der daraus resultierende Wärmeeintrag in den Speicher bzw. in den Raum berechnet werden.

Abbildung 34 zeigt die im Excel-Type hinterlegte Steuerung zur nächtlichen Entladung des Speichers über die Außenluft. Außerhalb der Nutzungszeit, zwischen 18 – 6 Uhr, wird für jeden Zeitschritt abgefragt, ob die Außenlufttemperatur  $\theta_e$  niedriger als 18,25 °C liegt. Die Temperatur resultiert aus der Genauigkeit von 0,5 K, mit der die Entladungstemperaturen berücksichtigt werden sowie aus der Kristallisationstemperatur des PCM von 19 °C. Auf diese Weise soll sichergestellt werden, dass es möglich ist, den Speicher über diese hinaus zu entladen. Gleichzeitig wird abgefragt, ob die zur Verfügung stehende Außenlufttemperatur niedriger ist als die Wassertemperatur  $\theta_{Wasser}$  in den Leitungen und die vorherrschende Speichertemperatur  $\theta_{PCM}$ . Zusätzlich wurden zwei prädiktive Abfragen auf Basis der Außenlufttemperatur programmiert. Die erste stellt sicher, dass der Speicher nur innerhalb der fünf Stunden mit den kältesten Außenlufttemperaturen in der jeweiligen Nacht entladen wird. Innerhalb dieser Zeit lässt sich dem Speicher bei allen untersuchten Vorlauftemperaturen mindestens 85 % der maximalen Wärmeenergie entziehen. Der Index  $\theta_{e,min}$  steht dabei für die kälteste und der Index  $\theta_{e,min,5}$  für die fünftkälteste Außenlufttemperatur in der jeweiligen Nacht. Über den Algorithmus wird erreicht, dass die Anlage zur Entladung nur über den Zeitraum läuft, in dem die höchste Entladungseffizienz erreicht wird. Über die zweite Abfrage wird überprüft, ob in den kommenden drei Tagen die Außenlufttemperatur voraussichtlich einen Wert von 26 °C erreichen bzw. überschreiten wird. Auf diese Weise soll verhindert werden, dass eine Entladung des Speichers erfolgt, obwohl in den kommenden Tagen voraussichtlich kein Kühlenergiebedarf entsteht. Die drei Tage wurden gewählt, da sich die Außenlufttemperatur über diesen Zeitraum relativ genau vorhersagen lässt [121, 122]. Zudem soll unter dem Aspekt, dass warmen Tagen oftmals auch warme Nächte vorausgehen, sichergestellt werden, dass der Speicher ausreichen entladen werden kann. Für die 26 °C wurde sich entschieden, da bei dieser Temperatur über die Lüftungsanlage kein Beitrag mehr geleistet werden kann, um eine Aufheizung des Raumes auf maximal diese Temperatur zu begrenzen. Die Vorausschau für beide Abfragen erfolgt anhand von separat hinterlegten Daten für die Außenlufttemperatur. Wird eine Voraussetzung nicht erfüllt, geht die Anlage nicht in Betrieb und der Type berechnet direkt über den hinterlegten spezifischen Wärmestrom den Wärmeaustausch zwischen der Raumlufttemperatur und der Speichertemperatur. Sind alle Voraussetzungen erfüllt, schalten sich der Ventilator und die Pumpe ein. Das Wasser im Kreislauf wird daraufhin im ersten Schritt über einen Bypass am Speicher vorbei heruntergekühlt. Erreicht auch die Wassertemperatur einen Wert niedriger als 18,25 °C und niedriger als die mittlere Speichertemperatur, erfolgt über eine zusätzliche Bedingung eine weitere Effizienzabfrage. Bei dieser soll sichergestellt werden, dass die Energiemenge, die dem Speicher bei diesem Zeitschritt entzogen werden kann, größer ausfällt als die Energie, die dem System dafür über den Ventilator und die Pumpe zugeführt werden muss. Ist dies nicht der Fall, wird ausschließlich wieder der Wärmeaustausch berechnet. Sind die Bedingungen erfüllt, wird der Speicher über den Wasserkreislauf entladen.

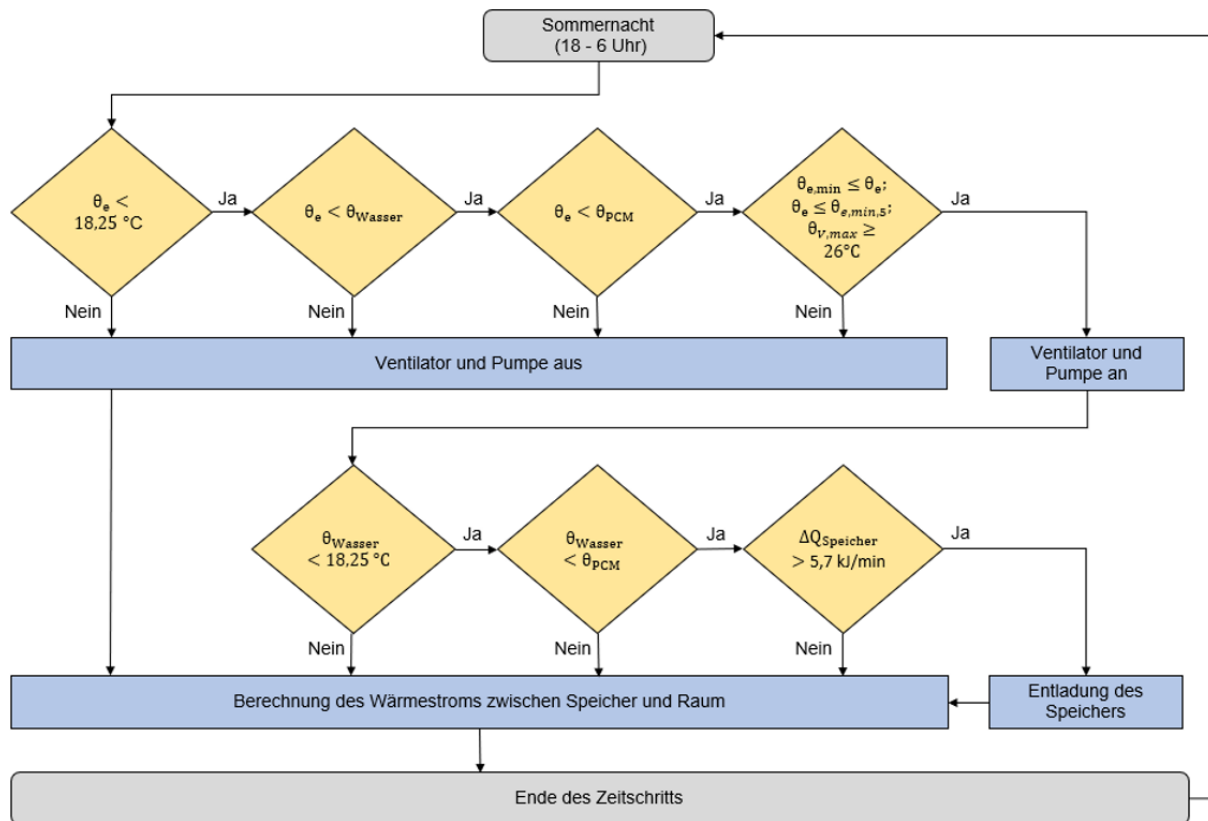


Abbildung 34: Steuerung zur Entladung des Latentwärmespeichers außerhalb der Nutzungszeit (Teilsystem zur Kühlung)

Die Steuerung des Teilsystems während der Nutzungszeit ist in Abbildung 35 dargestellt. Erreicht die Raumlufte eine Temperatur von größer als 25,74 °C und steht über den Speicher Energie zur Raumluftekühlung zur Verfügung, schalten sich der Ventilator und die Pumpe ein und der Speicher wird beladen. Die Temperatur von 25,74 °C resultiert aus der Genauigkeit von 0,5 K, mit der sich die Vorlauftemperaturen des Speichers durch die Interpolationen abbilden lassen. Bei einer Raumlufteemperatur von 25,74 °C ist auch von einer ähnlichen Wassertemperatur in den Leitungen auszugehen, so dass eine Rundung auf 26 °C für die Vorlauftemperatur erfolgt. Bei den messtechnischen Versuchen im Labor wurden für diese Temperatur die Beladungsleistungen bestimmt, die bei der Simulation verwendet werden. Zusätzlich entsteht dadurch ein Puffer von 0,25 K bevor es zu einer Überhitzung des Raumes und in Folge dessen zu Übertemperaturgradstunden kommt. Dem Raum wird beim Beladungsvorgang des Speichers Wärmeenergie entzogen, so dass dieser gekühlt wird. Für jeden Zeitschritt wird der Wärmeaustausch zwischen dem Speicher und der Raumlufteemperatur berechnet.



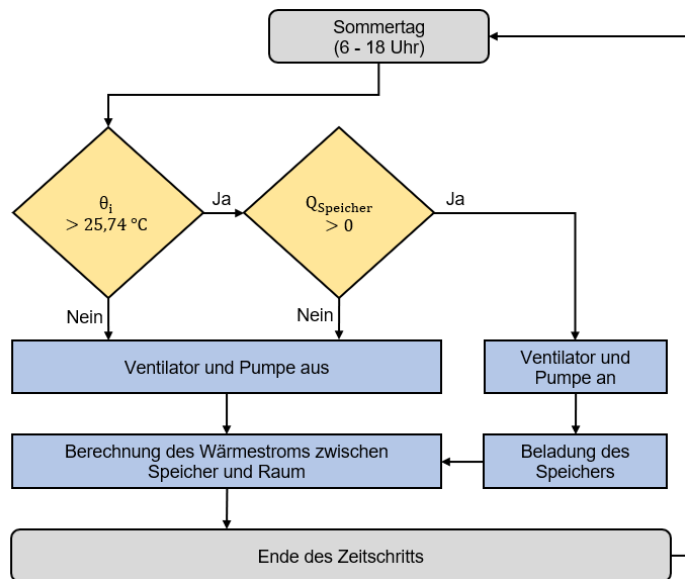


Abbildung 35: Steuerung zur Beladung des Latentwärmespeichers innerhalb der Nutzungszeit (Teilsystem zur Kühlung)

## 7.2 Auswertung

### 7.2.1 Energieeffizienz

Eine Analyse der Energieeffizienz ist der entscheidende Schritt um bewerten zu können, ob sich das Teilsystem energetisch aber auch wirtschaftlich rechnet. Für die EU ist über die Verordnung Nr. 206/2012 [123] geregelt, dass die Bewertung der Energieeffizienz von Raumklimageräten und Komfortventilatoren zur Raumkühlung anhand des Indizes SEER (Seasonal Energy Efficiency Ratio) erfolgt. Dieser berechnet sich über die DIN EN 14825 [124] aus dem Quotienten der Bezugs-Jahreskühllast und dem Jahresenergieverbrauch für den Kühlbetrieb. Im Bezug zur Außenlufttemperatur werden dabei Voll- und Teillastzeiten sowie Zeiten, in denen das Gerät außer Betrieb ist oder sich im Bereitschaftsmodus befindet, berücksichtigt. [124]

Da sich das untersuchte Teilsystem von seiner Funktionsweise nicht mit herkömmlichen Klimatisierungsanlagen vergleichen und sich das Berechnungsschema daher auch für dieses nicht anwenden lässt, musste zur Bewertung der Energieeffizienz ein eigener Ansatz gewählt werden. Dies erfolgt anhand des definierten Kennwerts  $\eta$ , der auf einer Bilanzierung unterschiedlicher Energiemengen beruht. Zum einen wird in diesem die Energiemenge, die durch einen direkten Betrieb der Anlage zur Raumluftkühlung vom Latentwärmespeicher aufgenommen wird, berücksichtigt (Aktive Nutzung). Des Weiteren geht die Energiemenge, die aufgrund des Wärmeaustausches zwischen dem Speicher und seiner Umgebung passiv zu einer Raumluftkühlung beiträgt, in die Berechnung mit ein (Passive Nutzung). Diesen beiden Energiemengen gegenübergestellt wird die elektrische Energie, die erforderlich ist, um die Pumpe und den Ventilator beim Be- und Entladevorgang zu betreiben (Stromverbrauch). Ebenso wird die Ab-

wärme, die durch den Betrieb der Pumpe und des Ventilators entsteht, mit bilanziert (Abwärme). Zur Berechnung von  $\eta$  wird die Summe der beiden zuerst genannten Energiemengen durch die Summe aus dem Stromverbrauch und der Abwärme dividiert. Werte größer als Eins zeigen, dass bei der Nutzung des Teilsystems der Raumlufte mehr Energie zur Kühlung entzogen wird als dafür eingesetzt werden muss bzw. in Form von Abwärme an den Raum abgegeben wird. Werte kleiner als Eins weisen darauf hin, dass dies nicht der Fall ist.

Bevor die energetische Analyse erfolgt, sollen anhand von Diagrammen die Funktionsweise sowie die Besonderheiten, die sich bei der Auswertung der Simulationsergebnisse ergeben und zu der finalen Modellierung geführt haben, näher erläutert werden. Der Fokus liegt dabei auf dem Zusammenhang der unterschiedlichen, für den Betrieb des Systems relevanten Temperaturen sowie der Berücksichtigung der 3-tägigen Wetterprognose.

Abbildung 36 zeigt exemplarisch für die erste Hälfte des Monats Mai den Verlauf der Außenlufttemperatur (pink), der Raumlufte (orange), der Wassertemperatur in der Leitung (blau) sowie die Durchschnittstemperatur im PCM (rot) ohne Berücksichtigung der 3-tägigen Wetterprognose.

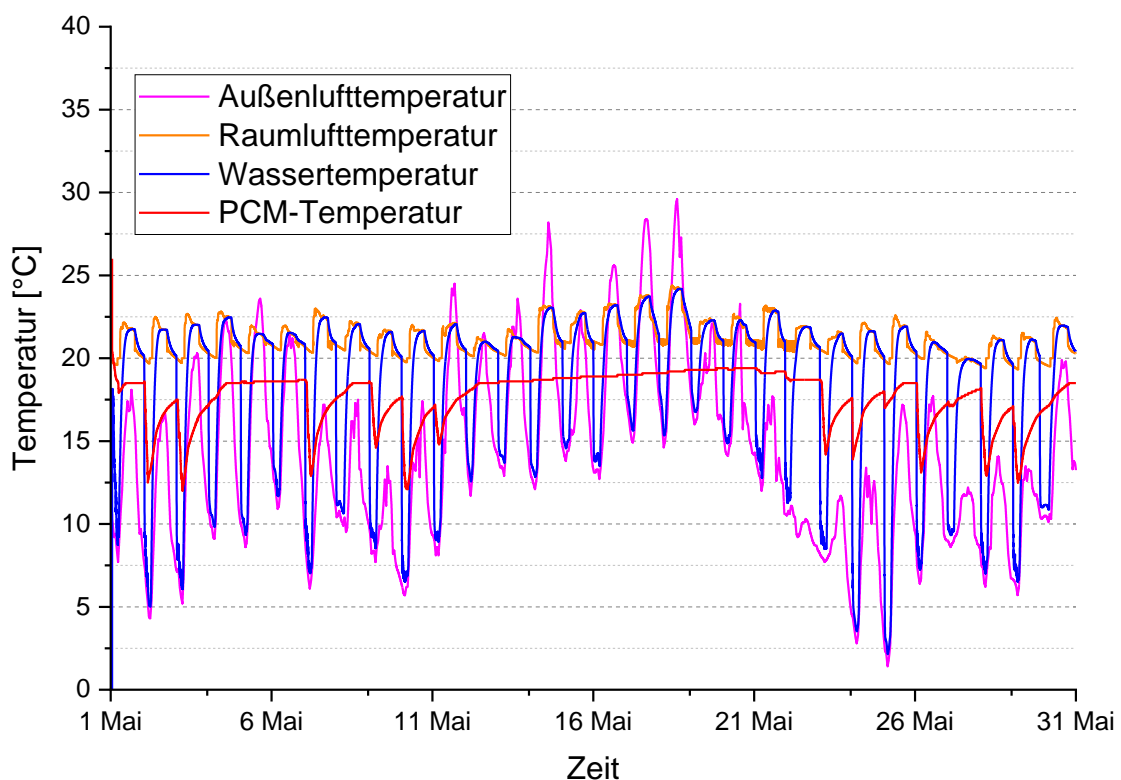


Abbildung 36: Verlauf der Außenlufttemperatur, der Raumlufte, der Wassertemperatur in den Leitungen sowie der Durchschnittstemperatur im PCM exemplarisch anhand des Monats Mai ohne Berücksichtigung einer 3-tägigen Wetterprognose

Durch die große Fensterfläche in Richtung Osten zusammen mit den hohen internen Wärmelasten durch Personen und Geräte erwärmt sich die Raumluft zu Beginn des Tages schnell um 2-3 K. Bei tieferen Außenlufttemperaturen kann über den erhöhten Tagluftwechsel die Aufheizung auf ca. 23 °C begrenzt werden. Außerhalb der Nutzungszeit sorgt der hohe Nachtluftwechsel bei niedrigeren Außenluft- als Raumlufttemperaturen für Temperaturen um die 21 °C. In der Nacht erfolgt der Betrieb der Anlage durch die prädiktive Steuerung innerhalb der fünf Stunden mit den niedrigsten nächtlichen Außenlufttemperaturen. Zuerst wird der Wasserkreislauf heruntergekühlt bevor darüber der Speicher entladen wird. Da die Raumlufttemperatur tagsüber jedoch nicht 25,74 °C überschreitet, kommt es über den gesamten Mai nicht zu einer aktiven Beladung des Latentwärmespeichers. Der nachts entladene Speicher trägt jedoch durch den Wärmeaustausch mit der Raumluft zu einer passiven Kühlung des Raumes bei. Die Durchschnittstemperatur im PCM nähert sich dabei über die Zeit immer mehr der Raumlufttemperatur an. Deutlich zu erkennen ist dies zwischen dem 12.05. und 20.05. Die Wassertemperatur wird in diesem Zeitraum zwar heruntergekühlt, jedoch reichen die Temperaturen, die dabei entstehen, nicht für eine effiziente Entladung des Speichers unter die Kristallisationstemperatur aus. Zurückführen lässt sich dies auf das Temperaturniveau, auf dem sich der Speicher über den Zeitraum befindet sowie auf verhältnismäßig höhere nächtliche Außenlufttemperaturen als zu Beginn und gegen Ende des Monats. Innerhalb des latenten Bereichs des PCM läuft die Erwärmung des Speichers durch den Wärmeaustausch mit der Umgebung nur sehr langsam ab. Dies lässt sich auf die geringe Temperaturdifferenz zur Raumluft sowie auf die hohe Schmelzenthalpie des Materials in diesem Temperaturbereich zurückführen. So muss der Speicher exemplarisch bei 19,8 °C knapp 300 kJ Energie aufnehmen, damit sich seine Durchschnittstemperatur um 0,1 Kelvin erwärmt. Bei einer Temperaturdifferenz zwischen dem Latentwärmespeicher und der Raumluft von angenommenen 2 K würden währenddessen 0,11 kJ/min (1,8 W) aus der Raumluft aufgenommen werden. Deutlich wird bei dieser Abbildung auch, dass ohne Berücksichtigung der 3-tägigen Wetterprognose, der Speicher jede Nacht entladen wird, ohne dass dieser am darauffolgenden Tag aktiv zur Raumluftkühlung genutzt wird. Abbildung 37 zeigt den Verlauf der verschiedenen Temperaturen während der zweiten Hälfte des Monats Juli.

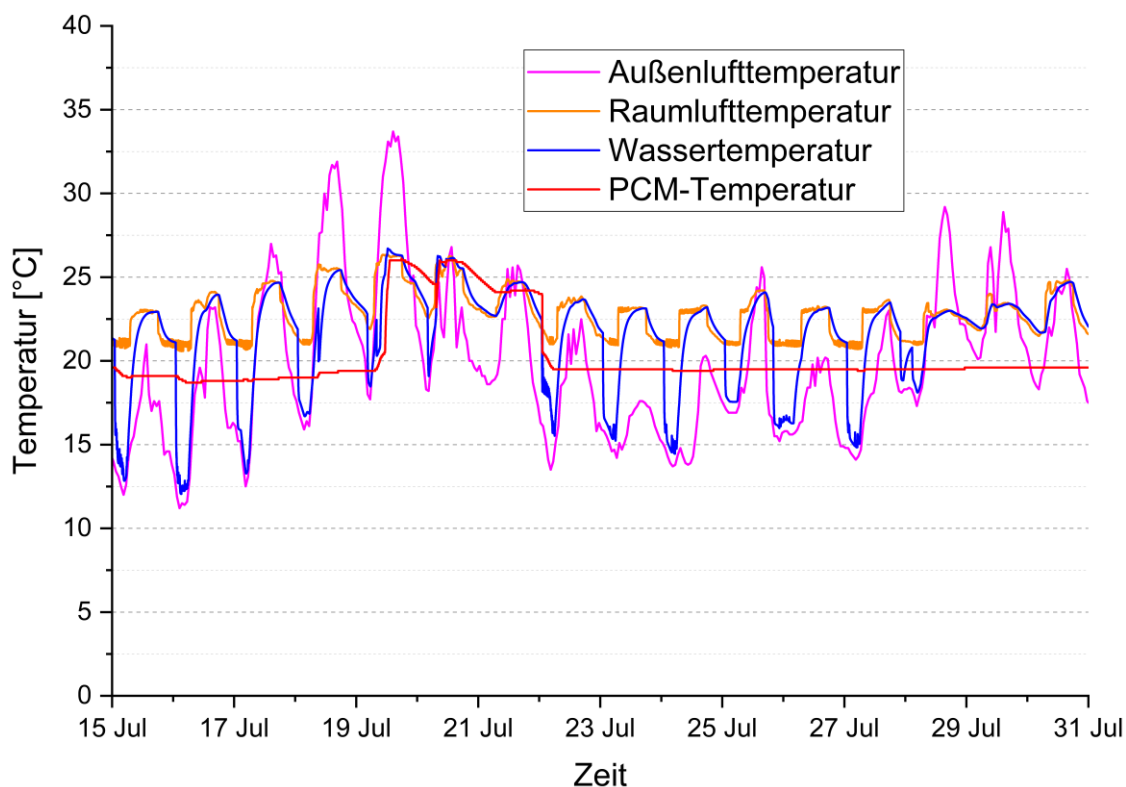


Abbildung 37: Verlauf der Außenlufttemperatur, der Raumlufttemperatur, der Wassertemperatur in den Leitungen sowie der Durchschnittstemperatur im PCM exemplarisch anhand der zweiten Hälfte des Monats Juli ohne Berücksichtigung einer 3-tägigen Wetterprognose

Die Entladungen zu Beginn des Zeitraums reichen nicht aus, um dem Speicher vollständig die Latentwärme zu entziehen. Am 19.07. und 20.07. steigt die Raumlufttemperatur auf über 26,74 °C an. Infolge dessen geht die Anlage in Betrieb und die Wassertemperatur wird über den Speicher heruntergekühlt. Am 19.07. wird vom Speicher dabei ausschließlich Latentwärme aufgenommen, so dass im PCM nur ein Temperaturanstieg von 0,3 K zu verzeichnen ist. In der darauffolgenden Nacht reichen die Außenlufttemperaturen nicht aus, um den Speicher ausreichend zu entladen. Infolge dessen nimmt der Speicher am nächsten Tag, um einer Überhitzung des Raumes vorzubeugen, neben Latentwärme auch sensible Wärme auf. Dies führt dazu, dass sich die Durchschnittstemperatur im PCM von 19,4 °C auf 26 °C erhöht. Die Raumsolltemperatur von 26 °C wird in diesem Fall um 0,3 K überschritten. Sobald vom Speicher keine Wärmeenergie aus dem Wasserkreislauf mehr zur Raumlufkühlung aufgenommen werden kann, erwärmt sich dieser durch die noch vorhandene Abwärme der Pumpe auf ein Niveau um 0,3 K höher als die Raumlufttemperatur. Entladen lässt sich der Speicher erst wieder in der Nacht vom 22.07. auf den 23.07. Zu einer weiteren aktiven Beladung des Speichers kommt es im weiteren Verlauf des Junis nicht mehr. Daher kommt es auch in diesem Monat zu nächtlichen Entladungen, die an den darauffolgenden Tagen nicht aktiv zur Kühlung des Raumes genutzt werden.

Um die Häufigkeit des Falles zu reduzieren, dass die Wassertemperatur nachts heruntergekühlt wird bzw. der Speicher entladen wird, ohne dass über den Speicher an darauffolgenden Tagen aktiv Wärmeenergie zur Kühlung aus der Raumlufkühlung aufgenommen werden kann, wurde

in die Steuerung die beschriebene zweite prädiktive Abfrage in Form der 3-tägigen Wetterprognose implementiert. Wie sich an Abbildung 38 erkennen lässt, wird erst drei Tage bevor die Außenlufttemperatur einen Wert von über 26 °C erreicht mit dem Herunterkühlen des Wasserkreislaufs zur Entladung des Latentwärmespeichers in der Nacht begonnen. Dadurch lässt sich die Betriebszeit der Pumpe und des Ventilators und somit auch der dafür erforderliche Strombedarf deutlich senken.

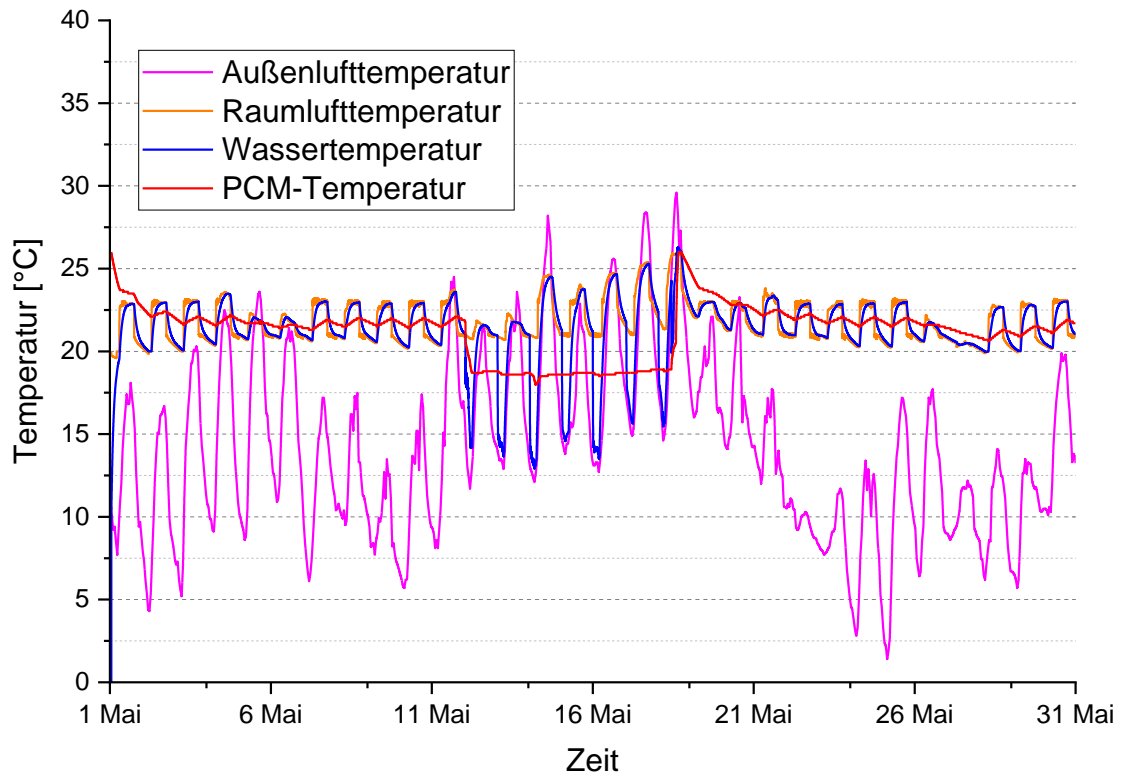


Abbildung 38: Verlauf der Außenlufttemperatur, der Raumlufthtemperatur, der Wassertemperatur in den Leitungen sowie der Durchschnittstemperatur im PCM exemplarisch anhand des Monats Mai unter Berücksichtigung einer 3-tägigen Wetterprognose

Abbildung 39 zeigt die verschiedenen Energiemengen für die Monate Mai – September, die bei einer Steuerung der Anlage unter Berücksichtigung der 3-tägigen Wetterprognose entstehen. Neben der Wärmeenergie, die bei Betrieb des Systems aktiv aus der Raumlufthtemperatur aufgenommen wird (grün), wird auch die passive Wärmeaufnahme des Speichers aufgrund des Wärmeaustauschs mit der Raumlufthtemperatur (orange), der Stromverbrauch für die Pumpe und den Ventilator (pink) sowie die Abwärme, die durch den Betrieb der beiden Geräte entsteht (gelb), dargestellt.

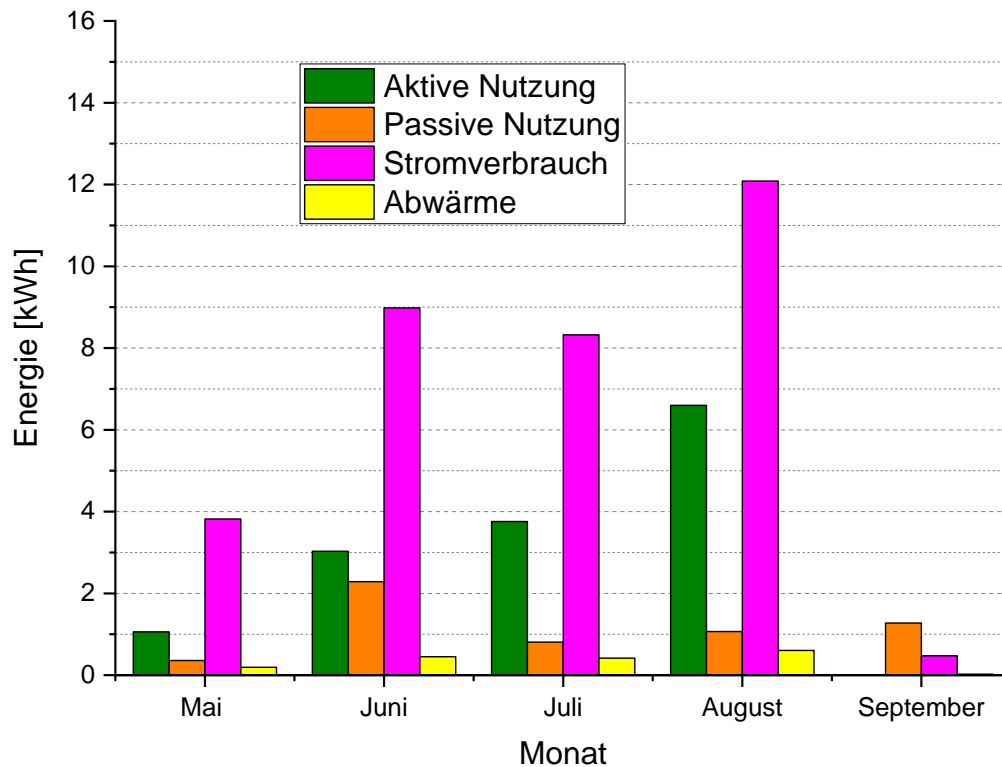


Abbildung 39: Energiebilanz des Teilsystems zur Kühlung über die Monate Mai - September

Im August lässt sich über das Teilsystem am meisten Wärmeenergie aktiv aus der Raumlufttemperatur aufnehmen, um eine Kühlung des Raumes zu erreichen. Gleichzeitig fällt in diesem Monat aber auch der Stromverbrauch für die Pumpe und den Ventilator am höchsten aus. Im Juni kommt es mehrfach zu Außenlufttemperaturen über 26 °C, die jedoch zu keiner Überhitzung des Raumes führen. Dadurch kommt es zwar zu einer Entladung des Speichers in den jeweils vorherigen drei Nächten, die Beladung des Speichers erfolgt jedoch zu einem Großteil passiv über den Wärmeaustausch des Speichers mit seiner Umgebung. Im Mai erreicht die Außenluft nur an drei Tagen eine Temperatur über 26 °C. Eine aktive Kühlung über das System ist nur an einem der drei Tage erforderlich. Dementsprechend gering fällt der Strombedarf für die Pumpe und den Ventilator in diesem Monat aus. In der Nacht vom 31.08. auf 01.09. wird der Speicher nochmal entladen. Ein Kühlenergiebedarf entsteht im September jedoch nicht mehr. Eine Kühlung des Raumes erfolgt daher nur noch passiv.

Durch die Implementierung der 3-tägigen Wetterprognose konnte der Stromverbrauch für die Pumpe und den Ventilator von 79,6 kWh auf 33,7 kWh gesenkt werden. Dies entspricht einer Reduzierung um 58 %. Die Wärmeenergie, die aktiv aus dem Raum aufgenommen werden kann, hat sich dadurch von 18,0 kWh (25 % des Jahreskühlenergiebedarfs) auf 14,5 kWh (20 % des Jahreskühlenergiebedarfs) verringert. Dies entspricht jedoch nur einer Reduzierung von 19 %, so dass durch diese Maßnahme für das Teilsystem insgesamt eine Steigerung der Energieeffizienz erreicht werden konnte. Aus diesem Grund wurde diese prädiktive Steuerung bei dieser sowie bei den weiteren Varianten, die untersucht wurden, beibehalten.

Bei einer Betrachtung der Energieeffizienz  $\eta$  wird die Summe aus der Energie, die aktiv genutzt werden kann und die passiv zur Kühlung beiträgt durch die Summe aus dem Stromverbrauch des Teilsystems und der Abwärme, die durch den Betrieb der Pumpe und des Ventilators entsteht, dividiert. Daraus ergeben sich für die einzelnen Monate die in Tabelle 17 dargestellten Werte.

Tabelle 17: Energieeffizienzen des Teilsystems zur Kühlung in den Monaten Mai - September

	Mai	Juni	Juli	August	September
$\eta$	0,35	0,56	0,52	0,60	2,56

Mit Ausnahme vom September, in dem nahezu kein Betrieb der Anlage mehr erfolgt, liegt die Energieeffizienz deutlich unter einem Wert von 1. Dies bedeutet, dass in Summe mehr elektrische Energie zugeführt und in Form von Wärmeenergie an den Raum abgegeben wird, als zur Kühlung genutzt werden kann. Im Juli, in dem am meisten Wärmeenergie aktiv aus der Raumluft aufgenommen werden kann, wird mit einem Wert von 0,6 die höchste Energieeffizienz erreicht. Durchschnittlich liegt die Energieeffizienz, wenn der September außen vorgelassen wird, bei einem Wert von 0,51.

## 7.2.2 Thermische Behaglichkeit

Untersuchungen zur thermischen Behaglichkeit spielen eine wichtige Rolle, um ein solches System, das zur Raumluftkühlung eingesetzt werden soll und dessen Wärmeabgabe an den Raum über Konvektion erfolgt, vollumfänglich bewerten zu können. Höhere Luftgeschwindigkeiten können zu Zuglufterscheinungen und dadurch zu thermischem Unbehagen führen. Gleichzeitig können sich erhöhte Luftgeschwindigkeiten bei warmen Umgebungstemperaturen aber auch positiv auf die thermische Behaglichkeit auswirken.

Zur Bewertung der thermischen Behaglichkeit nach der DIN EN ISO 7730 wurde sich auf die beiden Positionen, an denen sich im Gebäude die Arbeitsplätze (AP1 und AP2) befinden, konzentriert. Über TRNSYS wurden für diese über alle drei Messhöhen, die von der DIN EN ISO 7726 für eine sitzende Tätigkeit definiert werden, die bei den messtechnischen Untersuchungen am Versuchsgebäude ermittelten Luftgeschwindigkeiten hinterlegt. Dabei wurde über eine Steuerung differenziert, was für eine Luftgeschwindigkeit angesetzt wird. Wenn das Teilsystem zur Kühlung des Raumes in Betrieb war, wurden die für die Weitwurfdüse bei einer anliegenden Spannung am Ventilator von 6 V gemessenen Werte zur Berechnung der Indizes verwendet. War dies nicht der Fall, wurde für alle Messpositionen die gemessene Grundluftgeschwindigkeit von 0,054 m/s verwendet. Da zur Bewertung der Anlage der PMV und PPD nur für die Zeit, in der die Anlage zur aktiven Raumluftkühlung in Betrieb war, berechnet wurde, ist zweiter Fall für die Auswertung nicht von Bedeutung. Als Bekleidungsisolationswert wurde

erneut ein Wert von 0,7 clo angesetzt, was einer typischen Bürokleidung entspricht. Als Tätigkeitsgrad wurde eine sitzende Tätigkeit mit 1,2 met angenommen.

Tabelle 18 zeigt die hinterlegten Luftgeschwindigkeiten an den sechs verschiedenen Messpositionen sowie den durchschnittlichen PMV und PPD bei Betrieb des Teilsystems zur Raumluftkühlung. Die einzelnen Buchstaben bei der Positionsbezeichnung stehen für die drei Messhöhen (1,1 m = oben; 0,6 m = mittig; 0,1 m = unten), die von der DIN EN ISO 7726 für eine sitzende Tätigkeit definierte werden.

*Tabelle 18: Luftgeschwindigkeit sowie durchschnittlicher PMV und PPD über alle drei Messhöhen der beiden Arbeitsplätze bei Betrieb des Teilsystems zur Raumluftkühlung*

	AP1_o	AP1_m	AP1_u	AP2_o	AP2_m	AP2_u
$v_a$ [m/s]	0,125	0,228	0,531	0,127	0,230	0,349
$\emptyset$ PMV	0,47	0,34	0,13	0,47	0,34	0,24
$\emptyset$ PPD [%]	9,6	7,4	5,4	9,6	7,4	6,2

Es zeigt sich, dass an den beiden Arbeitsplätzen auf Knöchelhöhe die geringsten durchschnittlichen Werte für den PMV und PPD erreicht werden. Da die Raumlufttemperatur sowie die mittlere Strahlungstemperatur über die Positionen keine nennenswerten Unterschiede aufwiesen, lässt sich dies auf die höheren Luftgeschwindigkeiten, die auf dieser Höhe gemessen wurden, zurückführen. Auf Kopfhöhe werden bei beiden Arbeitsplätzen durchschnittlich die höchsten PMV und PPD erreicht, da bei der Ventilatoreinstellung auf dieser Höhe die geringsten Luftgeschwindigkeiten vorherrschen. Die größten Unterschiede zwischen den beiden Arbeitsplätzen treten auf Knöchelhöhe auf. Bei AP1 wird bei einer Luftgeschwindigkeit von 0,531 m/s ein PMV von 0,13 und ein PPD von 5,4 % erreicht. Bei AP2 liegen die Indizes bei 0,24 (PMV) und 6,2 % (PPD). Da bei beiden Arbeitsplätzen über alle Höhen ein PMV von 0,5 und ein PPD von 10 % nicht erreicht oder überschritten wird, liegen alle Werte innerhalb von Kategorie II der DIN EN ISO 7730. Bei AP1 wird auf Knöchelhöhe sogar Kategorie I erreicht.

Die DR, die zur Untersuchung von Zugluft im Nackenbereich herangezogen wird, liegt bei AP1 bei einem durchschnittlichen Wert von 7,74 % und bei AP2 bei einem durchschnittlichen Wert von 7,92 %. Zurückführen lässt sich der etwas höhere Wert bei AP2 auf die leicht höhere Luftgeschwindigkeit, die bei diesem Arbeitsplatz auf Kopfhöhe gemessen und für die Ermittlung angesetzt wurde. Mit den Werten wird an beiden Arbeitsplätzen die Vorgabe der Kategorie A der DIN EN ISO 7730 erfüllt.

Um den Effekt des Teilsystems auf die operative Raumlufttemperatur zu untersuchen, wurde die Simulation zusätzlich für den Fall durchgeführt, dass keine Kühlung über das Teilsystem erfolgt. Abbildung 40 zeigt die operative Raumlufttemperatur für beide Varianten während der Nutzungszeit, aufgetragen in Stundenmittelwerten über die Außenlufttemperatur zusammen mit der Komfortraumtemperatur sowie deren Toleranzgrenzen nach der DIN EN ISO 16798-1.



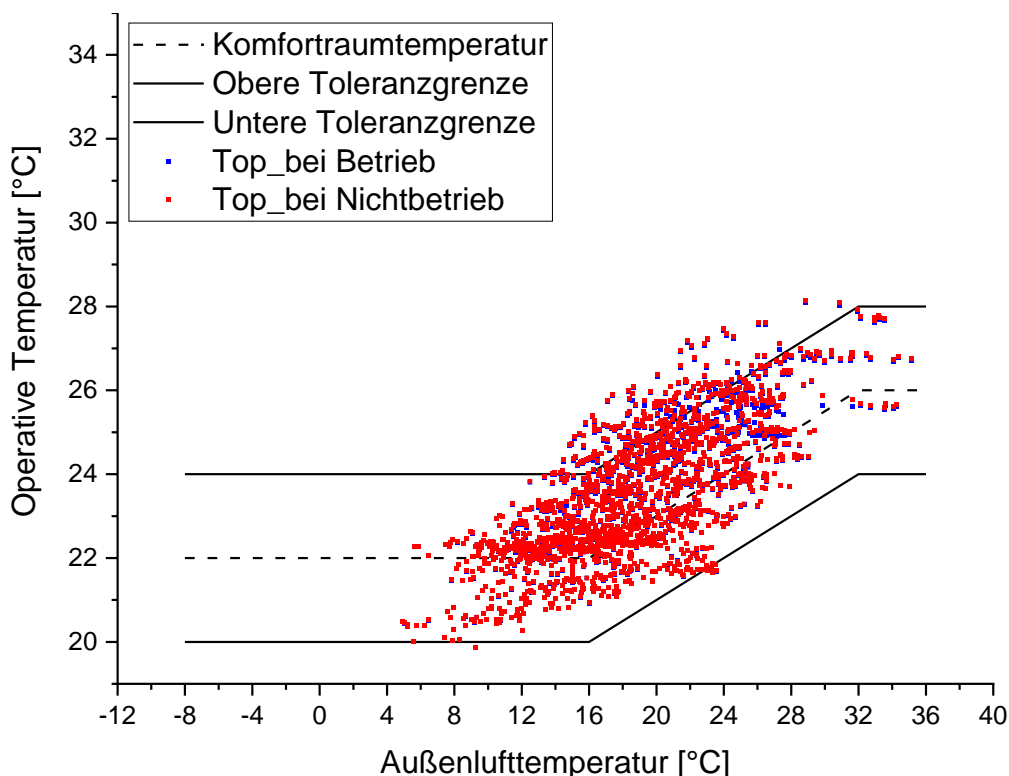


Abbildung 40: Operative Raumlufttemperatur bei Betrieb und Nichtbetrieb des Teilsystems während der Nutzungszeit aufgetragen in Stundenmittelwerten über die Außenlufttemperatur

Wie sich aus Abbildung 40 erkennen lässt, liegt der überwiegende Teil der Werte innerhalb des Toleranzbereichs. Zwischen den operativen Temperaturen der Variante mit Kühlung und der Variante ohne Kühlung zeigen sich geringfügige Abweichungen bei Temperaturen um die 26 °C. Tabelle 19 zeigt die Überschreitungen zur Bewertung der Ergebnisse nach der DIN EN ISO 16798-1 und der DIN 4108-2. Um zu überprüfen, ob die Überschreitungen der Toleranzgrenze noch der Anforderung der Kategorie II der DIN EN ISO 16798-1 entsprechen, wurde die prozentuale Häufigkeit der Überschreitungen in Bezug auf die Nutzungszeit in Klammern mit angegeben.

Tabelle 19: Ermittelte Überschreitungen nach der DIN EN ISO 16798-1 und nach der DIN 4108-2 bei Betrieb und Nichtbetrieb des Teilsystems

	Bei Betrieb	Bei Nichtbetrieb
Überschreitungen nach DIN EN ISO 16798-1	87,2 Kh (9,3 %)	96,7 Kh (10,4 %)
Überschreitungen nach DIN 4108-2	66,5 Kh	72,3 Kh

Durch die quantitative Ergebnisdarstellung zeigt sich, dass durch das Teilsystem eine Reduzierung der Überschreitungen von knapp 10 % bei einer Berechnung nach der DIN EN

ISO 16798-1 und von ca. 8 % bei einer Berechnung nach der DIN 4108 erreicht werden kann. Sowohl bei Nichtbetrieb als auch bei Betrieb des Teilsystems wird jedoch die maximale prozentuale Häufigkeit, die die DIN EN ISO 16798-1 zur Erreichung der Kategorie II vorgibt überschritten. Die Anforderung der DIN 4108-2 an die Übertemperaturgradstunden wird hingegen bei beiden Varianten eingehalten.

### 7.2.3 Verwendung bei einer Holzrahmenbauweise

Gebäude, die in einer Holzrahmenbauweise erstellt werden, weisen material- und konstruktionsbedingt eine niedrigere Wärmespeicherkapazität auf. Aufgrund dessen kann es bei solchen Gebäuden über den Tag schneller zu einer Überhitzung kommen als dies bei massiv errichteten Gebäuden der Fall ist. Aus diesem Grund wurde die Verwendung des Teilsystems auch für eine solche Bauweise untersucht und die Ergebnisse mit denen der massiven Ausgangsvariante verglichen.

Zur Untersuchung dieser Annahme wurde über TRNSYS für Außen- und Innenwände sowie für das Dach der inhomogene Konstruktionsaufbau einer typischen Holzrahmenbauweise hinterlegt. Die genauen Bauteilaufbauten sind dem Anhang G zu entnehmen. Um eine Vergleichbarkeit mit der Massivbauweise herzustellen, die als Ausgangsvariante fungierte, war es wichtig, bei den Bauteilen die gleichen U-Werte zu verwenden. Abbildung 41 zeigt die über die Simulation ermittelte Energiebilanz für die Bauweise.

Im Juni lässt sich am meisten Wärmeenergie aus der Raumluft über den Speicher durch eine aktive Nutzung des Teilsystems aufnehmen. Dementsprechend hoch fällt auch der dafür erforderliche Strombedarf aus, der sich auf 14,1 kWh beläuft. Der August weist einen ähnlich hohen Strombedarf für die Pumpe und den Ventilator auf. Die Außenlufttemperaturen in der Nacht fallen in diesem Monat jedoch durchschnittlich höher aus, so dass während den Entladungsvorgängen dem Speicher nicht so viel Energie entzogen werden kann wie dies im Juni der Fall ist. Aufgrund dessen steht in den darauffolgenden Nächten auch weniger Speicherkapazität über den Latentwärmespeicher zur Verfügung, um dem Raum Wärmeenergie zu entziehen. Im September kommt es nur noch in der ersten Nacht zu einer Entladung des Speichers und am darauffolgenden Tag zu einer Kühlung über das Teilsystem. Anschließend ist ein Betrieb des Teilsystems nicht mehr erforderlich. Insgesamt lassen sich über das Teilsystem im Betrachtungszeitraum von Mai bis Ende September 32,8 kWh aktiv nutzen um den Raum zu kühlen. Bei einem Jahreskühlenergiebedarf von 327,6 kWh entspricht das einem Anteil von 10 %.

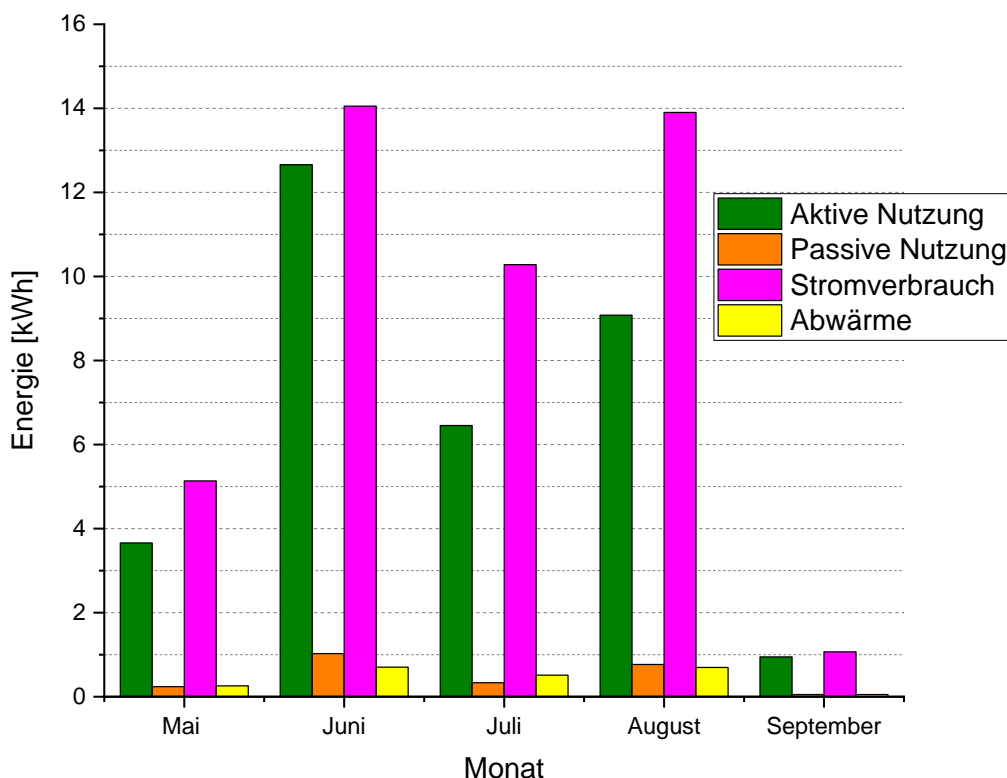


Abbildung 41: Energiebilanz des Teilsystems zur Kühlung über die Monate Mai-September unter Verwendung einer Holzrahmenbauweise

Im Vergleich zur massiven Ausgangsvariante mit 14,5 kWh handelt es sich um mehr als das doppelte an Wärmeenergie, die über das Teilsystem aktiv aufgenommen werden kann. Gleichzeitig liegt der Jahreskühlenergiebedarf bei dieser Bauweise aber auch um das 4,6-fache höher als bei der massiven Bauweise, so dass sich der Deckungsanteil reduziert. Zurückführen lassen sich diese Werte darauf, dass das Gebäude in Holzrahmenbauweise schneller und stärker überhitzt. So kommt es öfter auch an Tagen, an denen sich der Speicher nachts zuvor unter die Kristallisationstemperatur herunterkühlen ließ, zu einem Kühlenergiebedarf. Der Speicher wird in diesen Fällen effizienter entladen, was sich positiv auf die Energieeffizienz auswirkt.

Die Energieeffizienzen  $\eta$  für die Monate Mai bis September, die sich aus der Energiebilanz ergeben, sind in Tabelle 20 dargestellt. Um einen Vergleich zur massiven Ausgangskonstruktion herzustellen, werden die für diese Bauweise ermittelten Werte in Klammer mit dargestellt.

Tabelle 20: Energieeffizienzen des Teilsystems zur Kühlung in den Monaten Mai - September unter Verwendung einer Holzrahmenbauweise (Massivbauweise)

	Mai	Juni	Juli	August	September
$\eta$	0,72 (0,35)	0,93 (0,56)	0,63 (0,52)	0,67 (0,6)	0,89 (2,56)

Aufgrund der ähnlich hohen Werte zwischen der Energiemenge, die für den Betrieb von Pumpe und Ventilator eingebracht werden muss und der Energie, die aktiv über das Teilsystem zur Kühlung aufgenommen werden kann, werden in den Monaten Juni und September die höchsten Effizienzen erreicht. Mit Ausnahme des Monats September, in dem die Energieeffizienz bei der massiven Ausgangsvariante aufgrund der Entladung im Monat vorher und der passiven Kühlung überdurchschnittlich hoch ausfällt, werden bei der Holzrahmenbauweise deutlich bessere Werte erreicht. Durchschnittlich wird über die fünf Monate eine Energieeffizienz von 0,77 erreicht.

Um auch bei dieser Bauweise die Auswirkungen des Teilsystems auf die Temperatur im Raum zu untersuchen, wurde die Simulation ebenfalls für den Fall durchgeführt, dass keine Kühlung über das Teilsystem erfolgt. Aufgetragen in Stundenmittelwerten über die Außenluft zeigt Abbildung 42 die operativen Raumlufttemperaturen für beide Varianten während der Nutzungszeit. Mit dargestellt wird die Komfortraumtemperatur sowie deren Toleranzgrenzen nach der DIN EN ISO 16798-1.

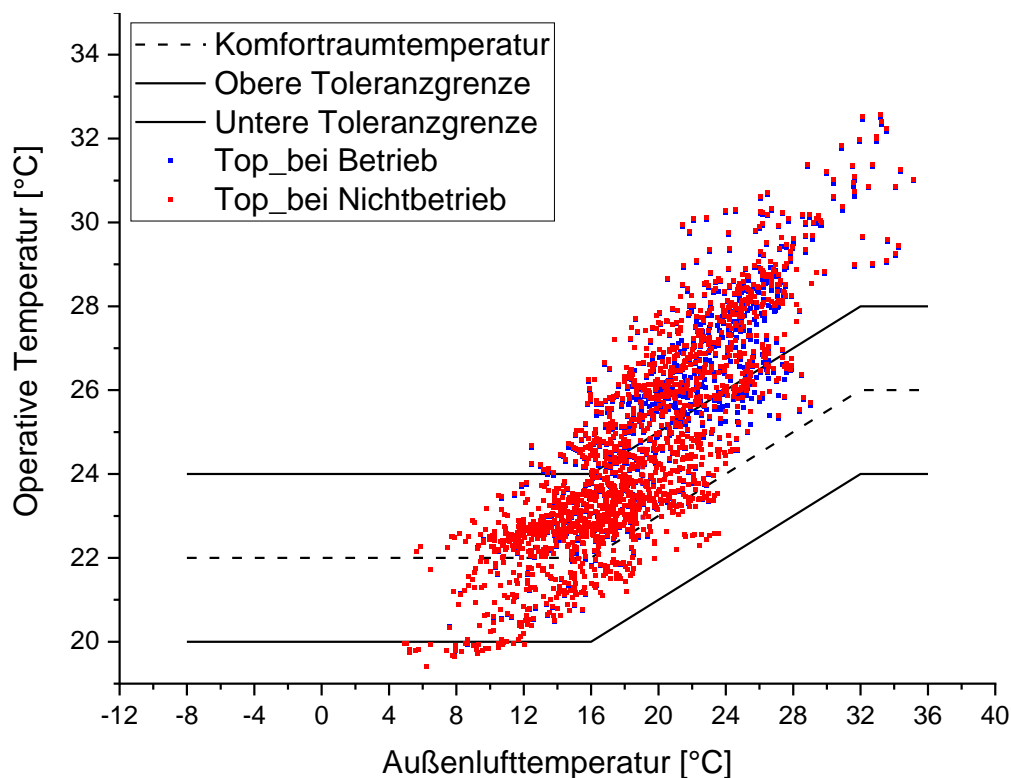


Abbildung 42: Operative Raumlufttemperatur während der Nutzungszeit aufgetragen in Stundenmittelwerten über die Außenlufttemperatur bei Betrieb und Nichtbetrieb des Teilsystems und unter Verwendung einer Holzrahmenbauweise

Es zeigt sich, dass bei dieser Bauweise deutlich häufiger Überschreitungen der oberen Toleranzgrenze auftreten als dies bei der massiven Ausgangsvariante der Fall ist. Zwischen den Werten der Variante mit und ohne Kühlung zeichnen sich nur geringfügige Abweichungen ab, die vor allem im Bereich um die 26 °C zu erkennen sind.

Tabelle 21 zeigt die entstehenden Überschreitungen nach der DIN EN ISO 16798-1 und der DIN 4108-2. Für die Bewertung nach der DIN EN ISO 16798-1 ist in Klammern zusätzlich die Häufigkeit der Stunden in Prozent dargestellt, an denen die obere Toleranzgrenze der Komfortraumtemperatur überschritten wird.

*Tabelle 21: Ermittelte Überschreitungen nach der DIN EN ISO 16798-1 und nach der DIN 4108-2 bei Betrieb und Nichtbetrieb des Teilsystems unter Verwendung einer Holzrahmenbauweise*

	Bei Betrieb	Bei Nichtbetrieb
Überschreitungen nach DIN EN ISO 16798-1	934,0 Kh (36,9 %)	997,6 Kh (38,1 %)
Überschreitungen nach DIN 4108-2	806,1 Kh	858,6 Kh

Durch die Auswertung zeigt sich, dass durch das Teilsystem die Überschreitungen nach der DIN EN ISO 16798-1 um 63,6 Kh (6,3 %) und nach der DIN 4108-2 um 52,5 Kh (6,1 %) reduziert werden können. Die prozentuale Häufigkeit der Überschreitungen nach der DIN EN ISO 16798-1 liegt bei beiden Varianten mit 36,9 % und 38,1 % aber deutlich über dem maximalen Sollwert für die Kategorie II. Zudem treten bei beiden Varianten maximale Überschreitungen von über 4,5 K auf. Auch die DIN 4108, die als Anforderungswert für Nichtwohngebäude 500 Kh definiert, wird bei beiden Varianten nicht eingehalten.

#### 7.2.4 Verwendung bei einem extrem warmen Testreferenzjahr (TRY)

Um zu untersuchen, wie sich wärmere Jahre auf die Ergebnisse auswirken, wurde die massive Ausgangsvariante mit einem extrem warmen Testreferenzjahr für die gleiche Klimaregion simuliert. Die Werte eines solchen Datensatzes beruhen auf Zeiträumen, die charakteristisch für extrem warme Witterungsverhältnisse sind [125]. Die Auswertung konzentriert sich auf den Kühlenergiebedarf, der bei Verwendung dieses Wetterdatensatzes über das Teilsystem gedeckt werden kann sowie auf einen Vergleich hinsichtlich der thermischen Behaglichkeit zwischen einer Variante mit und ohne Nutzung der Anlage.

Abbildung 43 zeigt die Energiebilanz für die Monate Mai bis September. Im Mai steigt bei diesem Datensatz die Außenlufttemperatur nicht über 26 °C, so dass es weder zu einer Entladung noch zu einer Beladung des Teilsystems kommt. Im Juni und Juli wird der Latentwärmespeicher immer wieder be- und entladen, was dazu führt, dass in der Bilanz höhere Werte bei der aktiven Nutzung des Systems erreicht werden, aber auch der Strombedarf verhältnismäßig hoch ausfällt. Durch die wärmeren nächtlichen Außenlufttemperaturen bei diesem Testreferenzjahr kann der Speicher teilweise nicht bzw. nicht unter die Kristallisationstemperatur entladen werden. Dies führt dazu, dass an den darauffolgenden Tagen keine oder weniger Spei-

cherkapazität zur Aufnahme von Wärmeenergie aus dem Raum zur Verfügung steht. Der August ist wieder von deutlich niedrigeren durchschnittlicheren Außenlufttemperaturen geprägt. Insgesamt überschreitet in diesem Monat die Außenlufttemperatur nur einmal die Marke von 26 °C. Dementsprechend niedriger fallen die Energiewerte aus. Im September überschreitet die Außenluft an zehn Tagen die 26 °C, jedoch kommt es dabei nicht so häufig wie im Juni und Juli zu einer Überhitzung des Raumes. Aus diesem Grund sind in diesem Monat zwar wieder höhere Energiewerte für die aktive Nutzung und den Stromverbrauch als im August festzustellen, jedoch überschreiten diese nicht die Werte von Juni und Juli. In Summe lässt sich bei dieser Variante über alle betrachteten Monate eine Energiemenge von 17,7 kWh aktiv zur Raumlüftkühlung aufnehmen. Bei einem Jahreskühlenergiebedarf von 411,8 kWh entspricht das einem Anteil von 4 %.

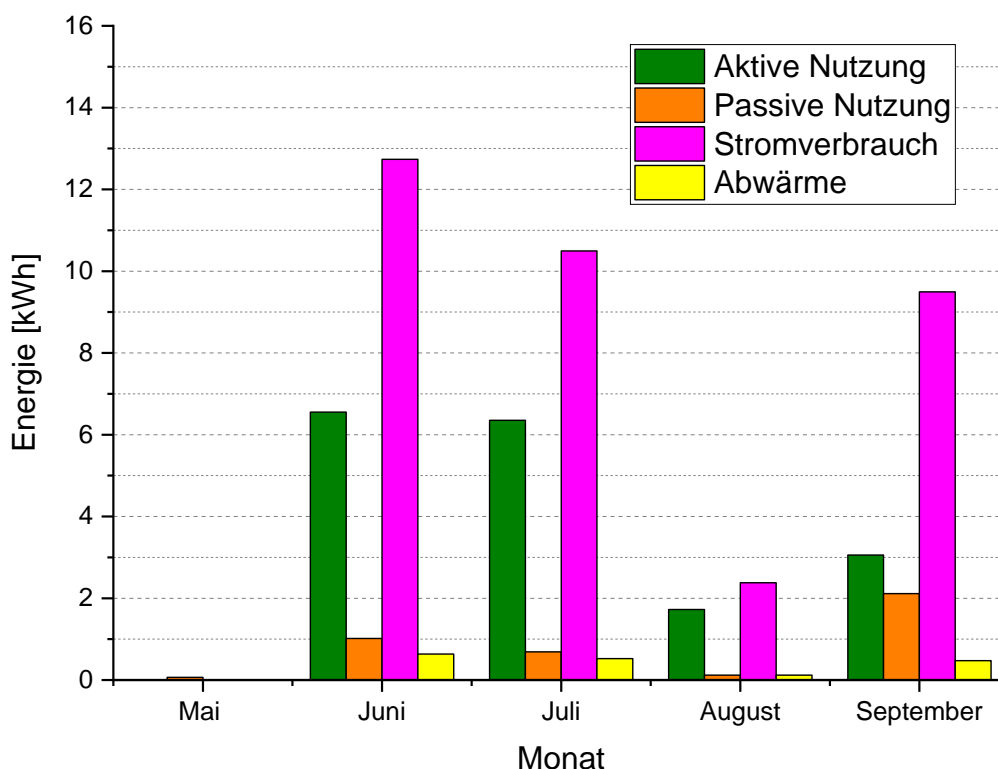


Abbildung 43: Energiebilanz des Teilsystems zur Kühlung über die Monate Mai-September unter Verwendung von einem extrem warmen Testreferenzjahr

Betrachtet man für dieses Testreferenzjahr und diese Monate die Energieeffizienz  $\eta$  des Teilsystems, ergeben sich die in Tabelle 22 dargestellten Werte. Die beste Energieeffizienz wird im August erreicht. Im Verhältnis zum dafür erforderlichen Strombedarf lässt sich in diesem Monat viel Wärmeenergie über den Latentwärmespeicher aus der Raumlüftung aufnehmen. Auch der Juli schneidet verhältnismäßig gut ab. Bei einer ähnlichen Energiemenge von etwas über 6 kWh, die aktiv zur Raumlüftkühlung genutzt werden können, ist im Juli dafür ein niedrigerer Strombedarf als im Juni notwendig. Lässt man den Mai, in dem es zu keinem Kühlenergiebedarf kommt, außen vor, erreicht das System eine durchschnittliche Energieeffizienz von 0,62.

Tabelle 22: Energieeffizienzen des Teilsystems zur Kühlung in den Monaten Mai - September unter Verwendung von einem extrem warmen Testreferenzjahr

	Mai	Juni	Juli	August	September
$\eta$	0,00	0,57	0,64	0,74	0,52

Um den Effekt des Teilsystems auf die operative Raumlufttemperatur untersuchen zu können, wurde die Simulation zusätzlich ohne den Betrieb der Anlage durchgeführt. Abbildung 44 zeigt die operativen Raumlufttemperaturen der beiden Varianten während der Nutzungszeit, aufgetragen in Stundenmittelwerten über die Außenlufttemperatur.

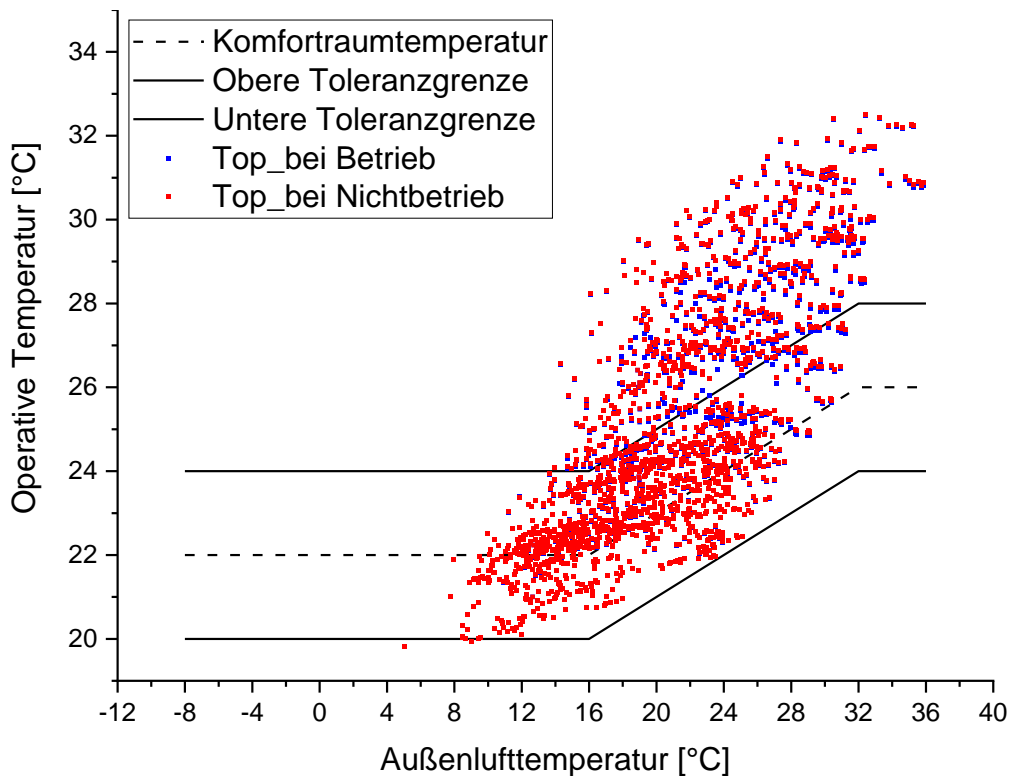


Abbildung 44: Operative Raumlufttemperatur während der Nutzungszeit aufgetragen in Stundenmittelwerten über die Außenlufttemperatur bei Betrieb und Nichtbetrieb des Teilsystems und unter Verwendung von einem extrem warmen Testreferenzjahr

Es zeigt sich, dass die operativen Temperaturen bei Betrieb des Teilsystems nur leicht niedriger ausfallen. Auch bei einer quantitativen Betrachtung nach der DIN EN ISO 16798-1 und der DIN 4108-2 lässt sich nur eine geringfügige Abweichung feststellen. Die Überschreitungen der oberen Toleranzgrenze bzw. des Bezugswerts der operativen Raumtemperatur sind in Tabelle 23 dargestellt.

Tabelle 23: Ermittelte Überschreitungen nach der DIN EN ISO 16798-1 und nach der DIN 4108-2 bei Betrieb und Nichtbetrieb des Teilsystems unter Verwendung von einem extrem warmen Testreferenzjahr

	Bei Betrieb	Bei Nichtbetrieb
Überschreitungen nach DIN EN ISO 16798-1	1222,5 Kh (33,12 %)	1257,4 Kh (33,50 %)
Überschreitungen nach DIN 4108-2	1364,4 Kh	1398,2 Kh

Tabelle 23 zeigt, dass sowohl bei Betrieb als auch bei Nichtbetrieb des Teilsystems die maximal zulässige prozentuale Häufigkeit der Überschreitungen von 1 % für die Kategorie II der DIN EN ISO 16798-1 deutlich überschritten wird. Auch lassen sich bei beiden Varianten absolute Überschreitungen von teilweise über 5 K feststellen, so dass auch der Maximalwert der Überschreitungen von 2 K nicht eingehalten wird. Auch die Vorgabe von 500 Übertemperaturgradstunden der DIN 4108-2 wird deutlich überschritten.

Zurückführen lassen sich die hohen Werte sowie die geringen Differenzen zwischen den beiden Varianten auf die warmen nächtlichen Außenlufttemperaturen sowie auf den hohen Kühlenergiebedarf, der über den Tag auftritt. So reicht an warmen Sommertagen nachts zuvor die Außenlufttemperatur nicht aus, um den Latentwärmespeicher unter die Kristallisationstemperatur des PCM zu entladen. Dadurch steht speziell zu den Zeiten, in denen eine Kühlung des Raumes über das Teilsystem erforderlich wäre, keine ausreichende Wärmeaufnahmekapazität des Latentwärmespeichers zur Verfügung. Zudem übersteigt der auftretende Kühlenergiebedarf pro Tag auch die mögliche Wärmeaufnahmekapazität eines vollständig entladenen Speichers, so dass weitere bzw. größere Speicher erforderlich sind, um diesen zu decken.

### 7.2.5 Untersuchungen zur Systemverbesserung

Als Problem stellte sich über alle Varianten hinweg heraus, dass der Speicher oftmals an warmen Tagen, an denen eine Überhitzung auftrat, die Nacht zuvor über die Außenluft nicht ausreichend herunterkühlen werden konnte. Zudem konnte festgestellt werden, dass oftmals auch ein vollständig entladener Speicher nicht ausreicht, um den über den Tag auftretenden Kühlenergiebedarf zu decken. Um zu untersuchen, inwiefern sich ein stärkeres Herunterkühlen des Wasserkreislaufs in der Nacht, beispielsweise durch eine zusätzliche Kühlkomponente, oder eine zweite Anlage auf die Ergebnisse auswirken, wurden unter deren Annahme weitere Simulationen durchgeführt. Diese wurden für die massive Ausgangsvariante sowie die Holzständerbauweise bei einem mittleren TRY für den Standort Potsdam vorgenommen.

Ausgehend von den Vorlauftemperaturen, die über die Außenluft zur Entladung des Speichers bereitgestellt werden, wurden in 1-Kelvin-Schritten um durchschnittlich 1 – 5 K niedrigere Temperaturen untersucht. Darüber hinaus wurde betrachtet, wie die Ergebnisse bei einer zweiten



Anlage sowie bei einer zweiten Anlage in Verbindung mit um durchschnittlich 5 K kälteren Wassertemperaturen ausfallen. Die Energiemenge, die aktiv zur Raumlufkühlung genutzt werden kann, die durchschnittliche Energieeffizienz sowie die Überschreitungen, die nach der DIN EN ISO 16798-1 und nach der DIN 4108-2 entstehen, sind für die einzelnen Varianten zusammen mit den Werten der Ausgangssimulationen (AS) in Tabelle 24 dargestellt.

*Tabelle 24: Auswirkungen niedrigerer Vorlauftemperaturen und einer zusätzlichen Anlage auf die Energie, die aktiv zur Raumlufkühlung genutzt werden kann, auf den mittleren COP sowie auf die Überschreitungen nach der DIN EN ISO 16798-1 und der DIN 4108-2*

		Aktive Nutzung [kWh]	Durchschnittliche Energieeffizienz $\eta$	Überschreitungen nach DIN EN ISO 16798-1 [Kh]	Überschreitungen nach DIN 4108-2 [Kh]
Massive Ausgangsvariante	AS	14,5	0,51	87,2	66,5
	1 K	15,3 (6 %)	0,54	86,6	66,0
	2 K	15,9 (10 %)	0,57	86,2	65,7
	3 K	16,5 (14 %)	0,60	85,6	65,3
	4 K	16,9 (17 %)	0,62	85,4	65,0
	5 K	17,2 (19 %)	0,64	85,1	64,8
	2 Anl.	26,8 (85 %)	0,50	79,7	60,8
	2 Anl. & 5 K	31,8 (119 %)	0,57	76,8	57,1
Holzrahmenbauweise	AS	32,8	0,77	934,0	806,0
	1 K	34,6 (6 %)	0,80	930,0	803,0
	2 K	35,9 (10 %)	0,84	927,0	800,0
	3 K	37,4 (14 %)	0,88	923,0	797,0
	4 K	38,3 (17 %)	0,90	921,0	796,0
	5 K	39,2 (20 %)	0,92	919,0	794,0
	2 Anl.	64,2 (96 %)	0,76	880,0	760,9
	2 Anl. & 5 K	76,1 (132 %)	0,91	853,8	738,0

Für die Energiemenge, die aktiv zur Kühlung aus dem Raum aufgenommen werden kann, ist in Klammer die prozentuale Erhöhung zur Variante ohne zusätzliche Kühlkomponente mit dar-

gestellt. Zu berücksichtigen ist, dass für die Bestimmung der durchschnittlichen Energieeffizienz bei der Holzrahmenbauweise die Monate von Mai bis September verwendet wurden. Bei der massiven Ausgangsvariante wurde der September bei der Berechnung nicht mit einbezogen. Dies resultiert daraus, dass es in diesem Monat, bei dieser Bauweise und unter den gewählten Randbedingungen zu keiner Überhitzung mehr kommt, so dass der Wert die Energieeffizienz  $\eta$  in gewisser Weise verfälschen würde.

Mit einer durchschnittlich niedrigeren nächtlichen Entladungstemperatur nimmt bei beiden Bauweisen die Energie, die zur Kühlung aus dem Raum aufgenommen werden kann sowie die Energieeffizienz, mit der sich die Anlage betreiben lässt, zu. Gleichzeitig sinken die Übertemperaturgradstunden, die sich nach der Berechnung der DIN EN ISO 16798-1 und nach der DIN 4108-2 ergeben. Prozentual kann bei der massiven Ausgangsvariante bei um durchschnittlich 5 K niedrigeren Vorlauftemperaturen im Vergleich zur Variante ohne zusätzliche Kühlkomponente um 19 % (20 % bei der Holzrahmenbauweise) mehr Energie aktiv zur Kühlung des Raumes aufgenommen werden. Die Energieeffizienz verbessert sich dadurch von 0,51 auf 0,64 (von 0,77 auf 0,92 bei der Holzrahmenbauweise). Dies lässt sich darauf zurückführen, dass bei gleicher nächtlicher Entladungsdauer, dem Speicher mehr Wärmeenergie entzogen werden kann.

Deutlich mehr Energie lässt sich aufnehmen, wenn zwei Anlagen betrieben werden und diese mit um durchschnittlich 5 K kälteren Temperaturen in der Nacht entladen werden. In diesem Fall können 31,8 kWh (119 %) bei der massiven Ausgangsvariante und 76,1 kWh (132 %) bei der Holzrahmenbauweise aus der Raumluft aufgenommen werden.

Wie sich an den Übertemperaturgradstunden zeigt, lassen sich auch durch diese potentiellen Maßnahmen Überschreitungen der oberen Toleranzgrenze bzw. der maximalen Raumsolltemperatur nicht verhindern. Bei der massiven Ausgangsvariante lassen sich diese bei zwei Anlagen und durchschnittlich 5 K kälteren Vorlauftemperaturen um 11,9 % (DIN EN ISO 16798-1) bzw. 14,2 % (DIN 4108-2) reduzieren. Bei der Holzrahmenbauweise liegen die Werte bei 8,6 % (DIN EN ISO 16798-1) und 8,4 % (DIN 4108-2). Zurückführen lässt sich dies auf einen teilweise zu hohe Tageskühlenergiebedarf, der trotz zweier Anlagen und einer vorausgehenden vollständigen Entladung nachts zuvor nicht gedeckt werden kann. So treten bei der massiven Ausgangsvariante Tageskühlenergiebedarfe von bis zu 11 kWh auf. Bei der Holzrahmenbauweise liegt der Wert mit 19 kWh nochmal um den Faktor 1,7 höher. Aufnehmen kann ein Speicher, ausgehend von einer vorherigen Entladung auf eine Durchschnittstemperatur im PCM von 7 °C, maximal 1,35 kWh. Bei der massiven Ausgangsbauweise entspräche das bei zwei Anlagen einem Anteil von 25 % des Tagesenergiebedarfs. Bei der Holzrahmenbauweise ergibt sich ein Anteil von 14 %. Entsprechend mehr bzw. größere Speicher wären erforderlich, um den Kühlenergiebedarf vollständig zu decken.

### 7.3 Fehlerbetrachtung

Da die Messergebnisse aus den Versuchen im Labor in die Gebäudesimulation implementiert wurden, um das Verhalten des Speichers beim Be- und Entladevorgang nachzubilden, wurden automatisch auch die potentiellen Fehler, die sich bei diesen ergeben haben, übernommen. Diese sind in Kapitel 4.4, 5.4 und 6.4 näher beschrieben.

Durch die linearen Inter- und Extrapolationen, die an den Messergebnissen durchgeführt wurden, um die Vorlauftemperaturen bzw. das Ausgangstemperaturniveau des Speichers genauer zu berücksichtigen, wird der potentielle Fehler, der beim Entladungsprozess entsteht, bereits reduziert. Ganz vermeiden lässt sich dieser dadurch jedoch nicht. Wie stark sich der Fehler auf die zur Verfügung stehende Wärmeaufnahmekapazität des Speichers nach dem Entladevorgang auswirkt, hängt von mehreren Faktoren ab. Da die Differenzen zwischen den Entladungsleistungen der einzelnen Vorlauftemperaturen, wie in Kapitel 4.3.3 dargestellt, über die Zeit abnehmen, spielt sowohl das Ausgangstemperaturniveau des Speichers, die Vorlauftemperatur aber auch die Dauer des Entladungsprozesses eine entscheidende Rolle. Bei den durchgeführten Interpolationen tritt der größte potentielle Fehler zwischen einer Vorlauftemperatur von 18 °C und 17 °C auf, da sich zwischen diesen beiden Temperaturen noch ein Großteil der Latentwärme entziehen lässt. Nach einer zweistündigen Entladung beträgt der größtmöglich potentielle Fehler, der dadurch entstehen kann,  $\pm 126$  kJ (4,6 %) bei einer entzogenen Wärmespeicherenergie von 2757 kJ. Je länger entladen wird desto geringer fällt dieser prozentual aus. Die gleichen Einflussfaktoren gehen auch in den potentiellen Fehler ein, der durch die Extrapolationen entsteht. Nach einer zweistündigen Entladung beträgt dieser maximal  $\pm 6,45$  kJ (0,2 %) bei einer entzogenen Wärmemenge von 2864 kJ.

Ein weiterer potentieller Fehler entsteht dadurch, dass bei der Berechnung der Wärmeaufnahme des Speichers zur Raumluftkühlung vereinfacht von einer konstanten Vorlauftemperatur von 26 °C ausgegangen wird. Diese variiert jedoch aufgrund des Wärmeentzugs am Latentwärmespeicher sowie in Abhängigkeit der Wärmeübertragung am Luft-Wasser-Wärmetauscher. Die Varianz ist auch in diesem Fall von dem Ausgangstemperaturniveau des Speichers, der Vorlauftemperatur sowie von der Dauer des Beladungsprozesses abhängig. Der maximale potentielle Fehler, der dadurch bei einer zweistündigen Beladung entstehen kann, lässt sich mit  $\pm 255$  kJ (6,1 %) bei einer aufgenommenen Wärmemenge von 4147 kJ quantifizieren. Der Fehler hat jedoch keinen Einfluss auf die Energie, die aus der Raumluft aufgenommen werden kann, sondern nur in welcher Zeit dies erfolgt.

Durch die einheitliche Phasenwechselenthalpie, die festgelegt wurde, um die Durchschnittstemperatur im PCM ohne Temperatursprünge abbilden zu können, ergibt sich ein Fehler bei der Berechnung des Wärmeaustauschs zwischen dem Speicher und seiner Umgebung. Da die Enthalpiekurve des Kristallisationsvorgangs nur um 1 K versetzt wurde, beschränkt sich der Fehler, der daraus auf den Wärmeaustausch entstehen kann, auf maximal  $\pm 0,054$  kJ/min.

Da sich nicht die genaue Temperaturverteilung im Speicher abbilden ließ, so dass die Durchschnittstemperatur zur Berechnung des Wärmeaustauschs verwendet wurde, entsteht ein weiterer potentieller Fehler, der sich ebenfalls auf den Wärmeaustausch zwischen dem Speicher und seiner Umgebung auswirkt. Einen Einfluss hat auch hier das Ausgangstemperaturniveau des Speichers sowie die Vorlauftemperatur, mit der dieser be- oder entladen wird. Aufgrund der großen wärmeübertragenden Oberfläche des Wärmetauschers im Speicher kommt es nur kurzzeitig zu größeren Abweichungen, die maximal 7 K betragen. Der größtmögliche potentielle Fehler, der dadurch entstehen kann, beläuft sich auf  $\pm 0,378$  kJ/min.

Als dominierend auf die Ergebnisse stellt sich der Fehler dar, der trotz der Interpolation der Messergebnisse hinsichtlich der Wärmemenge, die beim Entladevorgang entzogen wird, besteht. Zu berücksichtigen ist, dass es nur unter den ungünstigsten Bedingungen zu der genannten Abweichung von 4,6 % kommen kann und der prozentuale Fehler sich bei zunehmender Entladungsdauer weiter reduziert.

## 8 Simulation des Teilsystems zur Beheizung

Um die Funktionsweise und Effizienz des Teilsystems zur Beheizung untersuchen zu können, wurde dieses ebenso wie das Teilsystem zur Kühlung in TRNSYS modelliert. Der Fokus lag dabei auf der Modellierung des zentralen Latentwärmespeichers sowie dessen Einbindung ins Teilsystem. Auf diese Weise sollte es möglich sein, das Zusammenspiel der einzelnen Komponenten sowie die Funktionsweise des aktuellen Entwicklungsstandes analysieren und bewerten zu können.

Da ein Speicher in der für das Teilsystem notwendigen Größe messtechnisch nicht untersucht werden konnte, wurden die Ergebnisse aus den Untersuchungen am kleineren Speicher soweit möglich für die Modellierung transferiert. Die Simulationen wurden ebenfalls für das in Kapitel 6 beschriebene Versuchsgebäude durchgeführt.

### 8.1 Erstellung der Simulation

#### 8.1.1 Randbedingungen

Da das Ziel der Untersuchungen die Modellierung des Gebäudegesamtsystems ist, handelt es sich bei den Randbedingungen für das Teilsystem zur Beheizung um die grundsätzlich identischen Randbedingungen wie für das Teilsystem zur Kühlung. Diese wurden in Kapitel 7.1.1 beschrieben.

Zu beachten ist, dass die definierten Randbedingungen einen unterschiedlichen Effekt auf die Teilsysteme haben. So führen die angesetzten internen Wärmelasten beim Teilsystem zur Kühlung zu einer Erhöhung des Kühlenergiebedarfs und somit zu einer eher konservativen Betrachtung. Beim Teilsystem zur Beheizung reduzieren diese hingegen den über das System zu deckenden Heizenergiebedarf.

Hinsichtlich der zentralen Lüftungsanlage, die ein wesentlicher Bestandteil des Gebäudegesamtsystems darstellt, spielt bei den Untersuchungen zum Teilsystems zur Beheizung vor allem der Wärmerückgewinnungsanteil eine wichtige Rolle. Je geringer dieser ausfällt, desto größer der Heizenergiebedarf. Der hinterlegte erhöhte Tagluftwechsel und hohe Nachtluftwechsel, der für das Teilsystem zur Kühlung von großer Bedeutung ist, hat auf den über das Teilsystem zur Beheizung zu deckenden Energiebedarf kaum einen Einfluss.

Für die Raumsolltemperatur wurde eine Minimaltemperatur nach DIN V 18599-10 für Büroflächen von 20 °C angesetzt. Diese soll an Werktagen in einem Zeitraum zwischen 5:00 – 18:00 Uhr sichergestellt werden.



### 8.1.3 Modellierung

Für das Teilsystems zur Beheizung, das auf der Wärmeaufnahme, -speicherung und -abgabe von großen zentral platzierten Latentwärmespeichern beruht, wurde über das Wärmestromsimulationsprogramm Voltra [102] ein Speicher mit einer Größe von 1000 l simuliert. Dieser setzt sich gedanklich aus mehreren kleinen Speichern, wie sie im Labor messtechnisch untersucht wurden, zusammen, die jeweils über ein eigenes Solarmodul auf dem Dach beladen werden. Etwa 30 % des Volumens werden bei einem solchen Speicher für die Wärmetauscher benötigt, über die die Be- und Entladung erfolgt. So lassen sich ca. 700 l (595 kg) PCM einbringen. Um diese Menge zu erreichen, wären ca. 27 der im Labor untersuchten Speicher erforderlich.

Für eine identische Dämmung wie beim kleineren im Labor untersuchten Speicher in Form von 8 cm Polystyrol mit einer Wärmeleitfähigkeit von 0,04 W/(mK) wurde für den großen saisonalen Speicher ein spezifischer Wärmestrom von 5,62 W/K ermittelt. Dieser Wert liegt aufgrund der Größe des Speichers und der daraus resultierenden größeren wärmeübertragenden Außenfläche um den Faktor 6,24 höher als beim kleinen Speicher, der im Labor untersucht wurde. Die Wärmeaufnahmekapazität des einbringbaren PCM beim 1000 l Speicher liegt jedoch um das ca. 27-fache höher als bei diesem. Im Verhältnis zur Wärmeaufnahmekapazität reduziert sich daher der Wärmestrom um mehr als das 4-fache.

Um einen möglichst geringen Wärmeaustausch des Speichers zu seiner Umgebung zu erreichen, wurde zusätzlich eine Variante mit einer 8 cm dicken Vakuumdämmung mit einer Wärmeleitfähigkeit von 0,007 W/(mK) simuliert. Durch diese Maßnahme konnte eine Reduzierung des spezifischen Wärmestroms auf 2,39 W/K festgestellt werden, was einer Verbesserung um den Faktor 2,4 entspricht. Um eine möglichst lange Speicherung der Wärmeenergie zu erreichen, wurde sich für die Simulationen auf die vakuumgedämmte Variante festgelegt.

Zur Modellierung der Funktionsweise und Effizienz des Latentwärmespeichers, wurde erneut auf den Type62 zurückgegriffen. Es wurde davon ausgegangen, dass sich der große Speicher aus mehreren kleinen im Labor untersuchten Speicher zusammensetzt, so dass sich die die Messwerte über die ausgelagerte Excel-Datei entsprechend hochskalieren ließen.

In Verbindung mit der Solarthermieanlage und der Flächenheizung, über die die Beladung des Speichers bzw. die Abgabe der Wärme an den Raum erfolgen sollte, war für die geplante Anwendung ein anderes PCM als das für das Teilsystem zur Kühlung untersuchte CrodaTherm21 [99] erforderlich. Einerseits sollte das Material eine möglichst ähnliche Kristallisationstemperatur wie die Raumluft aufweisen, um ausgehend von einer Platzierung des Speichers innerhalb der wärmeübertragenden Umfassungsfläche des Gebäudes, möglichst lange die latente Wärmeenergie halten zu können. Andererseits war erforderlich, dass beim Entladevorgang die gesamte latente Energie bis zu einer Speichertemperatur von 30 °C entzogen werden kann. So sollte sichergestellt werden, dass sich diese vollständig zum Betreiben einer Flächenheizung nutzen lässt.

Aus diesen Gründen wurde für die Untersuchungen ein fiktives, jedoch potentiell mögliches, PCM37 [128] angenommen, dessen Enthalpie-Peak beim Schmelzvorgang bei 37 °C liegt. Die fiktive Enthalpieverteilung ist in nachfolgender Abbildung 46 dargestellt. Diese ergibt sich aus einem um 16 Kelvin versetzten und gespiegelten Verlauf der Schmelz- und Kristallisationsenthalpie des CrodaTherm™21 (vgl. Kapitel 4.1).

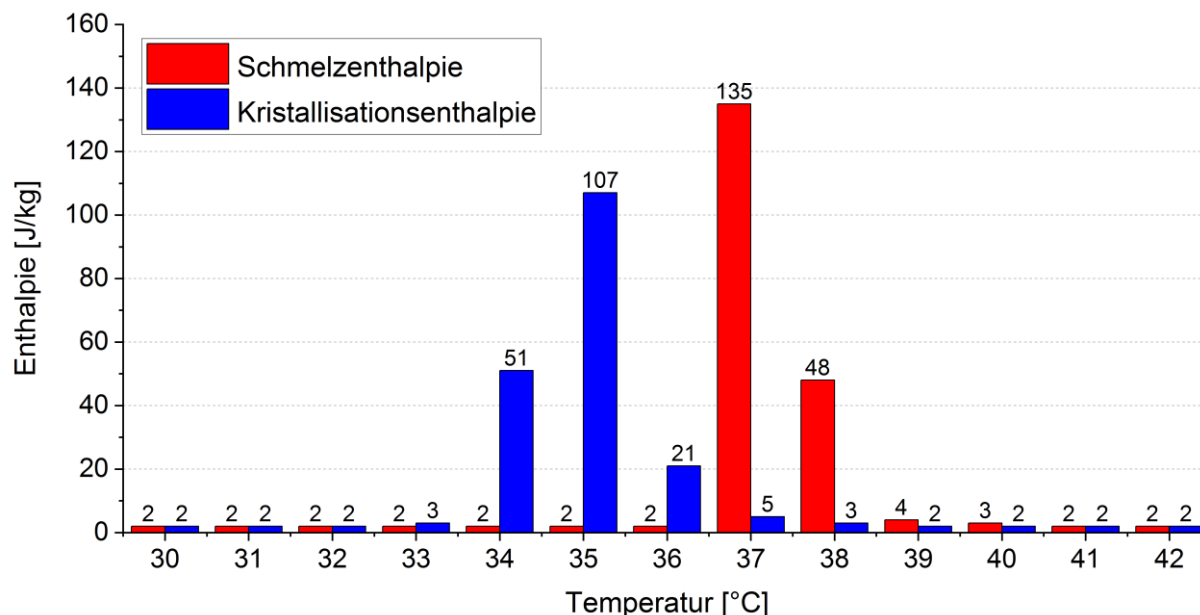


Abbildung 46: Enthalpie-Verteilung des fiktiven PCM37 zur Verwendung im Teilsystem zur Beheizung

Die Umwandlung ermöglicht es, die am Speicher im Labor ermittelten Daten für die Entladungsvorgänge in Abhängigkeit von der Temperaturdifferenz zur Phasenwechseltemperatur für die Beladung des PCM37 anzuwenden. Exemplarisch wurden somit die bei der Entladung des CrodaTherm™21 mit einer Vorlauftemperatur von 18 °C gemessenen Werte für eine Beladung des PCM37 bei einer Vorlauftemperatur von 38 °C verwendet. Zur Berechnung der Durchschnittstemperatur während der Simulation wurde wie beim Teilsystem zur Kühlung eine gemeinsame Enthalpie für den Schmelz- und Kristallisationsvorgang festgelegt. Hierzu wurde die Schmelzenthalpie des fiktiven PCM37 verwendet und der Verlauf zur Anpassung an die Kristallisationsenthalpie um 1 K zu dieser hin versetzt.

Für die Energiemengenbetrachtung wurde festgelegt, dass bei einer durchschnittlichen Speichertemperatur von 30 °C keine Energie zur Verfügung steht, um das Gebäude zu beheizen. Ebenso können niedrigere Temperaturen nicht dazu genutzt werden. Die Differenz zwischen der Speichertemperatur, bei der davon ausgegangen wird, dass keine Energie zur Beheizung des Raumes zur Verfügung steht und der Phasenwechseltemperatur entspricht somit wie beim Teilsystem zur Kühlung 7 K. Um ein niedrigeres Ausgangstemperaturniveau des Speichers als 30 °C bei den Beladungen zu berücksichtigen, wurden wie beim Teilsystem zur Kühlung Werte auf Basis der Leistung der ersten Minute bei einem Ausgangstemperaturniveau von 30 °C linear extrapoliert.



Um Vorlauftemperaturen mit einer Genauigkeit von 0,5 K darstellen zu können, wurden die Daten, wie in Kapitel 7.1.3 für die Entladungstemperaturen beschrieben, durch eine lineare Interpolation auf zusätzliche Halbgradwerte interpoliert. Da sich die über die Solarthermieanlage bereitgestellten Vorlauftemperaturen über einen deutlich größeren Temperaturbereich erstrecken, wurden durch Extrapolationen zusätzliche Beladungsdaten für Temperaturen von 49,5 – 120 °C generiert. Hierzu wurde immer auf den vorherigen Wert  $Q_n$ , wie in Formel (8-1) dargestellt, das Produkt aus der eingebrachten Masse  $m_{PCM}$  und der sensiblen Wärmekapazität  $c_{PCM}$  addiert. Die sensible Wärmekapazität lag in diesem Temperaturbereich bei einer Erwärmung um 0,5 K konstant bei 1 kJ/kg [99].

$$Q_{n+0,5} = Q_n + (m_{PCM} \cdot c_{PCM}) \quad (8-1)$$

Die Steuerung zur Be- und Entladung des Speichers stellt, wie beim Teilsystem zur Kühlung, einen wichtigen Baustein für einen effizienten Betrieb der Anlage dar. Abbildung 47 zeigt die über Type62 und die damit zusammenhängende externe Excel-Datei implementierten Algorithmen zur Steuerung des Beladungsvorgangs.

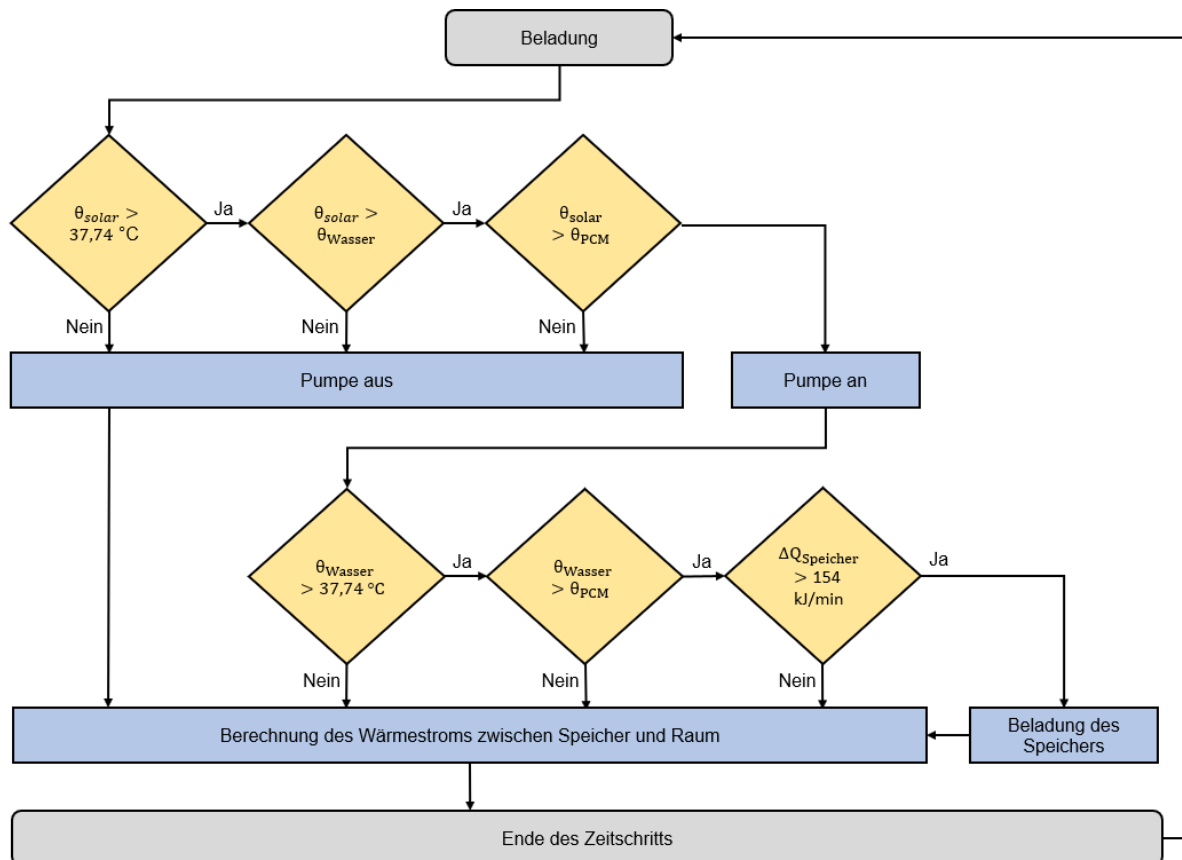


Abbildung 47: Steuerung zur Beladung des Latentwärmespeichers (Teilsystem zur Beheizung)

Lässt sich über die Solarthermieanlage eine Temperatur  $\theta_{solar}$  von über 37,74 °C erreichen, die sich aus der Interpolation der Messergebnisse ergibt und erforderlich ist, um dem PCM im Speicher Wärmeenergie über den latenten Bereich zuzuführen und liegt die Temperatur höher

als die im System befindliche Wassertemperatur  $\theta_{Wasser}$  und als die derzeitige Speichertemperatur  $\theta_{PCM}$ , schaltet sich im ersten Schritt die Pumpe an. Dadurch wird über einen Bypass der Wasserkreislauf erwärmt. Werden die Bedingungen nicht erfüllt, bleibt die Pumpe aus. Für den Zeitschritt wird in diesem Fall nur der Wärmeaustausch zwischen dem Speicher und der Raumluft berechnet. Nach Einschalten der Pumpe erfolgt eine Beladung des Latentwärmespeichers erst im nächsten Schritt, sobald drei weitere Kriterien erfüllt werden. Dies ist der Fall, wenn die Wassertemperatur auf über 37,74 °C erwärmt wurde, diese höher liegt als die durchschnittliche Speichertemperatur und über einen programmierten Abgleich sichergestellt ist, dass die bei der Vorlauftemperatur zuführbare Wärmeenergie  $\Delta Q_{Speicher}$  die dafür erforderliche elektrische Energie für die Pumpe übersteigt. Wie zu jedem Zeitschritt wird auch bei einer Beladung der Wärmeaustausch zwischen dem Speicher und der Umgebung berechnet und mit bilanziert.

Die Steuerung für die Entladung des zentralen Latentwärmespeichers zeigt Abbildung 48. Wird über das System ein Heizenergiebedarf  $Q_{Heiz}$  ermittelt, um die minimale Raumsolltemperatur von 20 °C zu halten, wird geprüft, ob im Speicher Wärmeenergie  $Q_{Speicher}$  zur Abgabe an den Raum zur Verfügung steht. Ist dies der Fall, geht die Pumpe in Betrieb. Da sich eine detaillierte Wärmeabgabe an den Raum über eine Flächenheizung aufgrund der zur Verfügung stehenden Messdaten nicht nachbilden ließ, erfolgt die Wärmeabgabe in der Simulation idealisiert über einen Abgleich zwischen der erforderlichen und der zur Verfügung stehenden Energie. Findet keine Entladung statt, wird ebenso wie im Fall einer Entladung der Wärmeaustausch zwischen dem Latentwärmespeicher und der Raumluft berücksichtigt.

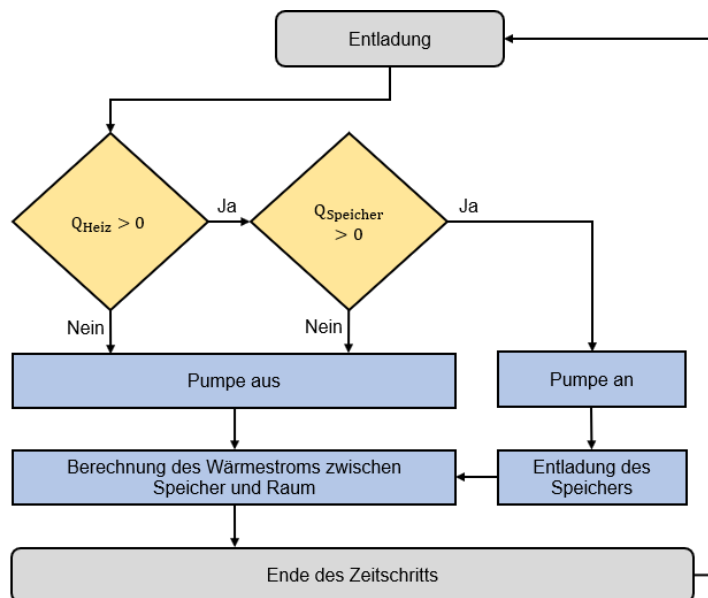


Abbildung 48: Steuerung zur Entladung des Latentwärmespeichers (Teilsystem zur Beheizung)

## 8.2 Auswertung

Um die Funktionsweise des Teilsystems zu untersuchen, wurden die Monate im Spätjahr betrachtet, in denen es üblicherweise zum ersten Heizenergiebedarf kommt. Die Simulationen wurden direkt mit dem ermittelten spezifischen Wärmestrom für den vakuumgedämmten Speicher durchgeführt, um Verluste gering zu halten und die zur Verfügung stehende Wärmeenergie möglichst lange zwischenspeichern zu können.

Für eine mittelfristige Speicherung der Wärmeenergie ist in Deutschland der September der interessanteste Monat. Dies ist der Fall, da es in diesem üblicherweise noch zu sonnigen Tagen kommt, an denen sich der Latentwärmespeicher auf Temperaturen oberhalb der Schmelztemperatur beladen lässt, oftmals noch kein Heizenergiebedarf auftritt und der zeitliche Abstand zu Tagen, an denen dies der Fall ist, nicht zu groß ausfällt. Abbildung 49 zeigt den Verlauf der Außenlufttemperatur (pink), der Raumlufttemperatur (orange), der Wassertemperatur in den Leitungen (blau) sowie die durchschnittliche Temperatur im zentralen Latentwärmespeicher (rot) für diesen Monat. Zusätzlich wird auf der zweiten Ordinate in schwarz der Heizenergiebedarf mit dargestellt, der über das Teilsystem gedeckt werden kann. Da im September unter den gewählten Randbedingungen noch keine aktive Wärmeabgabe über den Speicher erfolgt, liegt dieser Wert über den gesamten Monat bei 0 kJ.

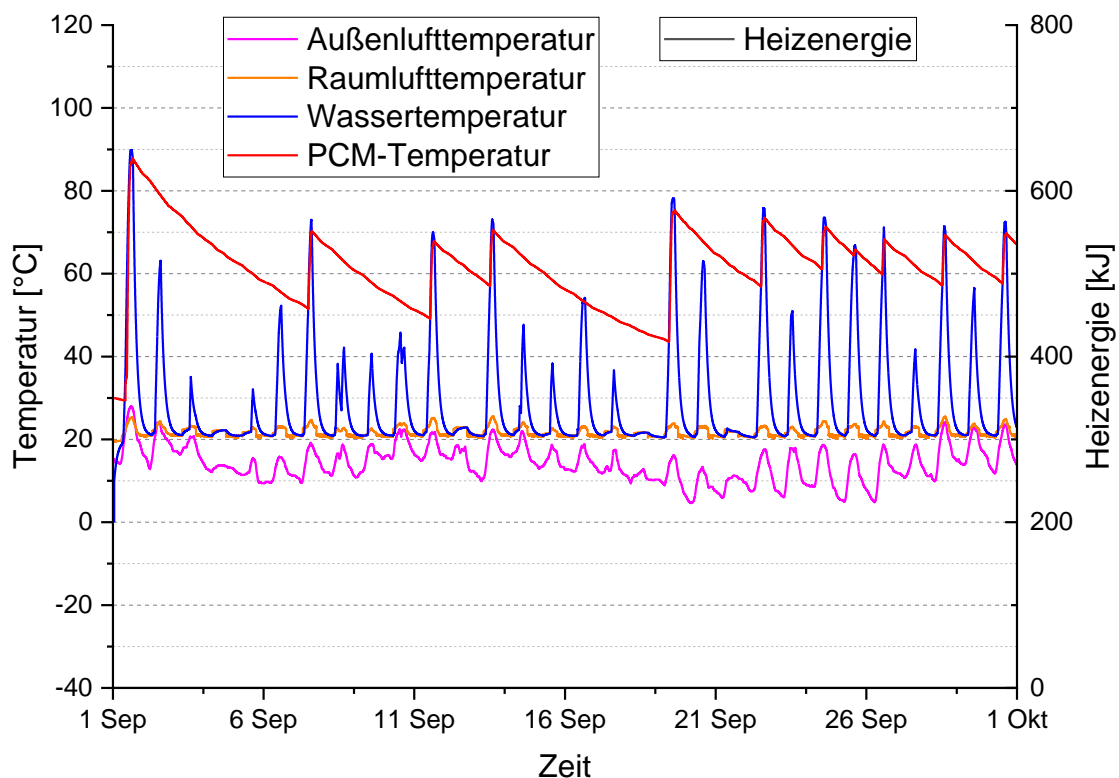


Abbildung 49: Verlauf der Außenlufttemperatur, der Raumlufttemperatur, der Wassertemperatur in den Leitungen, der Durchschnittstemperatur im PCM sowie des Heizenergiebedarfs im Monat September

Es zeigt sich, dass zu Beginn des Septembers über die Solarthermieanlage noch Wassertemperaturen von bis zu ca. 90 °C erzeugt werden. Über eine Beladungszeit von mehreren Stunden sorgen diese dafür, dass auch der PCM-Speicher ähnliche Durchschnittstemperaturen erreicht. Sobald die Entladung abgeschlossen ist, fällt die Temperatur in den Wasserleitungen auf die Raumlufftemperatur ab. Auch der Latentwärmespeicher gibt aufgrund der Temperaturdifferenz zur Raumluff Wärmeenergie an diese ab. Die Durchschnittstemperatur des in den Speicher eingebrachten PCM sinkt in Folge dessen. Mit abnehmender Temperaturdifferenz zwischen der Speicher- und der Raumlufftemperatur flacht die Kurve ab. Zur aktiven Beheizung wird in diesem Zeitraum die eingespeicherte Wärmeenergie nicht benötigt, da die hohen internen Wärmelasten, die solaren Einträge sowie das hohe energetische Niveau des Gebäudes ausreichen, um eine Raumsolltemperatur von 20 °C zu halten. Zudem tragen zu einer Erwärmung des Raumes die Wärmeverluste bei, die durch den Wärmeaustausch des Speichers mit der Raumluff passiv dafür sorgen, dass an diese Wärme abgegeben wird. Dennoch ist fast täglich die Anlage in Betrieb, sodass über die Solarthermieanlage das Wasser im Kreislauf erwärmt wird. Nicht immer erreicht das erwärmte Wasser im Kreislauf eine Temperatur, um darüber den Speicher beladen zu können.

Wie sich in dem Zeitraum vom 13.09. bis zum 19.09. zeigt, fällt bei keiner erneuten Beladung des Speichers die PCM-Temperatur innerhalb von 6 Tagen von 70 °C auf 44 °C ab. Würde es nach dieser Zeit zu einem Heizenergiebedarf kommen, stünde neben einer gewissen sensiblen Wärme auch die gesamte Latentwärme des Speichers zur Beheizung zu Verfügung.

Abbildung 50 zeigt den Verlauf der einzelnen Temperaturen sowie des auftretenden Heizenergiebedarfs im Folgemonat. Die zur Verfügung stehenden Wassertemperaturen zur Beladung des Speichers fallen im Oktober deutlich niedriger aus. So erreicht zu Beginn des Monats das Wasser noch eine maximale Temperatur von 66 °C. Gegen Ende lässt sich das Wasser über die Solarthermieanlage nur noch auf Temperaturen zwischen 30 – 40 °C erwärmen.

Am 08.10. kommt es zu Beginn des Tages zum ersten Heizenergiebedarf, der über die zur Verfügung stehende Wärmeenergie im zentralen Latentwärmespeicher vollständig gedeckt werden kann. An den darauffolgenden Arbeitstagen der gleichen Woche kommt es zu weiteren Heizenergiebedarfen. Die Wärmeenergie lässt sich für diese ebenfalls über das Teilsystem bereitstellen. Außerhalb der Nutzungszeit fällt die Raumlufftemperatur an diesen Tagen bereits unter 20 °C. Im Verlauf des Oktobers nimmt der Heizenergiebedarf, der über den Tag entsteht zu. Dieser lässt sich, aufgrund der tageszyklischen Beladungen, über das Teilsystem vollständig decken. Im Monat Oktober lassen sich so 80 kWh zur Beheizung des Gebäudes bereitstellen.

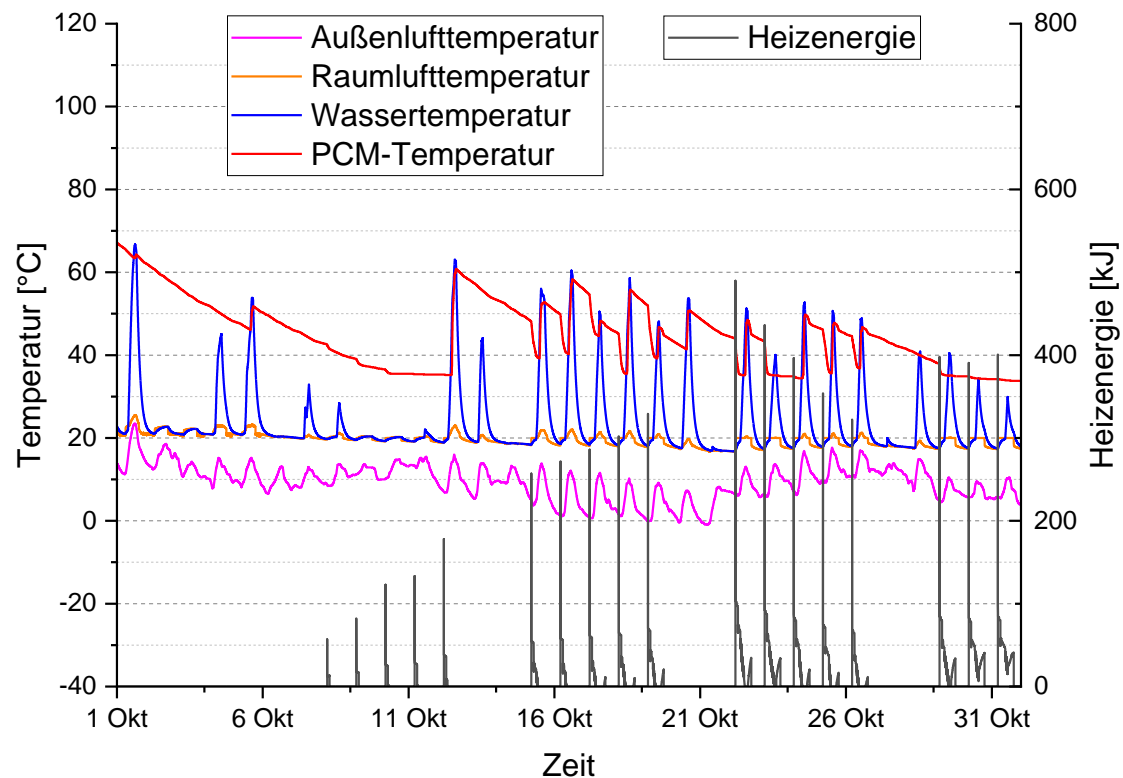


Abbildung 50: Verlauf der Außenlufttemperatur, der Raumlufttemperatur, der Wassertemperatur in den Leitungen, der Durchschnittstemperatur im PCM sowie des Heizenergiebedarfs im Monat Oktober

Im Novemberreicht die über das Teilsystem zur Verfügung stehende Wärmeenergie nicht aus, um den auftretenden Heizenergiebedarf darüber zu decken. Zuvor fiel die Durchschnittstemperatur im PCM auf 30 °C, was für die Anwendung einem vollständig entladenen Speicher entspricht. Die Raumlufttemperatur kühlt in Folge dessen unter die Solltemperatur von 20 °C ab. Da im weiteren Verlauf des Novembers die Wassertemperaturen, die über die Solarthermieanlage bereitgestellt werden, nicht ausreichen um den Latentwärmespeicher wieder über die Schmelztemperatur des PCM von 37 °C zu beladen, lässt sich in diesem Monat keine Wärmeenergie über das System mehr bereitstellen.

Insgesamt kann in den Monaten von September bis Ende April über das Teilsystem eine Wärmeenergie von 285 kWh zur Beheizung des Gebäudes bereitgestellt werden. Dies entspricht einem aktuellen Deckungsanteil am Jahresheizwärmebedarf von 7 %. Der am Tag maximal auftretende Heizenergiebedarf liegt bei 46 kWh. Um diesen über den Speicher decken zu können, muss dieser eine Ausgangstemperatur von 78 °C aufweisen.

### 8.3 Fehlerbetrachtung

Da auch bei der Modellierung des zentralen Latentwärmespeichers auf die im Labor gemessenen Werte zurückgegriffen wurde, wurden automatisch auch bei diesem Teilsystem die potentiellen Fehler, die bei diesen Messungen entstanden sind, übernommen. Diese sind in Kapitel 4.4, 5.4 und 6.4 näher erläutert.

Die in Kapitel 7.3 beschriebenen Fehler, die sich durch die Inter- und Extrapolation der Messergebnisse sowie durch die identische Schmelz- und Kristallisationsenthalpie und die Verwendung der Durchschnittstemperatur im PCM zur Berechnung des Wärmeaustauschs ergeben, müssen auch bei diesem Teilsystem berücksichtigt werden. Da der Speicher um das 27-fache mehr Wärmeenergie aufnehmen kann als der kleinere im Labor untersuchte Speicher, skaliert sich der absolute Fehler, der dadurch bei den Inter- und Extrapolationen entsteht entsprechend hoch. Prozentual bleibt dieser jedoch gleich. Der potentielle Fehler, der durch die einheitliche Phasenwechseltemperatur auf den Wärmeaustausch entsteht, erhöht sich aufgrund der größeren Hüllfläche auf  $\pm 0,14$  kJ/min. Der größtmögliche Fehler, der sich durch die Verwendung der Durchschnittstemperatur kurzzeitig auf den Wärmeaustausch zwischen dem Speicher und der Umgebung ergibt, fällt aufgrund der höheren Temperaturspreizung mit  $\pm 0,98$  kJ/min ebenfalls etwas höher aus.

Der größte potentielle Fehler bei der Bewertung des Teilsystems entsteht dadurch, dass sich die Wärmeabgabe über eine Fußbodenheizung nicht modellieren ließ. Daher ist zu berücksichtigen, dass mit der über den Speicher zur Verfügung stehenden Wärmeenergie zuerst das im Wasserkreislauf befindliche Wasser erwärmt und über dieses zusätzlich der Estrich aufgeheizt werden muss, da sich in diesem die Rohrleitungen der Fußbodenheizung befinden. Da das Teilsystem in der Heizperiode nicht durchgängig betrieben werden kann, ist je nach Ausführung des Fußbodenaufbaus zu Beginn der Entladungsvorgänge mit zusätzlich bis zu 60.000 kJ (16,6 kWh) zu rechnen, die über den Speicher bereitgestellt werden müssen.

## 9 Schlussbetrachtung

### 9.1 Zusammenfassung

Latentwärmespeicher werden im Gebäudesektor schon seit vielen Jahren in unterschiedlichen Ansätzen zur Speicherung von Wärmeenergie untersucht. Dabei wird zwischen einer Verwendung der Speicher zur Kühlung des Raumes und einer Verwendung zur Beheizung des Raumes differenziert. Die größte Herausforderung liegt darin, eine energieeffiziente Nutzung der Speicher zu erreichen. Neben der Be- und Entladung über eine geeignete Energiequelle spielt dabei auch der Wärmeaustausch der Speicher zu ihrer Umgebung eine entscheidende Rolle.

Die Funktionsweise des untersuchten Gebäudegesamtsystems beruht auf der Nutzung von dezentralen und zentralen Latentwärmespeichern. In Verbindung mit herkömmlichen Technologien sowie durch Wärmetauscher auf Basis der Peltier-Technologie, die zu einer Effizienzsteigerung bei der Be- bzw. Entladung der Speicher beitragen sollten, ist beabsichtigt, einen möglichst großen Anteil des Heiz- und Kühlenergiebedarfs von Niedrigstenergiegebäuden möglichst energieautark decken zu können. Für die Untersuchungen wurde das Gebäudegesamtsystem in ein Teilsystem zur Kühlung und ein Teilsystem zur Beheizung unterteilt.

Ziel der Arbeit war es, den aktuellen Entwicklungsstand der Teilsysteme zusammen mit seinen einzelnen Komponenten und Energieströmen zu modellieren. Auf diese Weise sollten sich die Funktion und das Zusammenspiel der Komponenten, aber auch der Deckungsanteil am Jahresenergiebedarf und die Energieeffizienz des Gesamtsystems simulativ untersuchen und bewerten lassen. Beim Teilsystem zur Kühlung lag der Fokus darüber hinaus auf der sich einstellenden thermischen Behaglichkeit während dem Betrieb der Anlage zur Raumluftkühlung. Vorab wurden experimentelle Untersuchungen durchgeführt, um Daten zu eruieren, anhand welcher sich die einzelnen Komponenten sowie das Gebäudegesamtsystem nachbilden ließen.

Zur Bestimmung der Be- und Entladungsleistung sowie des spezifischen Wärmestroms wurde ein Latentwärmespeicher mit einem Fassungsvermögen von 22,16 kg PCM im Labor messtechnisch untersucht. Die Versuche wurden so durchgeführt, dass sich die Messergebnisse nutzen ließen, um das Verhalten des Speichers in einer Gebäudesimulation zu modellieren. Der spezifische Wärmestrom wurde für den untersuchten Speicher sowie für einen größeren zentralen Speicher über eine FEM-Simulation bestimmt. Für den zentralen Speicher wurde dies neben einer 8 cm dicken Dämmung aus Polystyrol auch für eine 8 cm dicke Vakuumdämmung durchgeführt.

Die Peltier-Wärmetauscher wurden im Labor hinsichtlich ihrer Eignung für die geplante Verwendung messtechnisch untersucht. Dazu wurden für die geplante Anwendung typische Wassertemperaturen für die warme und kalte Seite der Peltier Elemente definiert, mit denen die Versuche durchgeführt wurden. Es stellte sich heraus, dass die Heiz- und Kühlleistung der

untersuchten Elemente nicht ausreicht, um die Wassertemperaturen auf das erforderliche Niveau anzuheben bzw. abzukühlen. Aufgrund dessen wurde von einer Verwendung der Peltier-Wärmetauscher für das Gebäudegesamtsystem abgesehen.

Da die Wärmeaufnahme aus der Raumluft beim Teilsystem zur Kühlung über Konvektion erfolgt, war es wichtig, die bei diesem Vorgang entstehenden Luftgeschwindigkeiten im Raum zu untersuchen. Hierzu wurden in einem Versuchsgebäude, das mit einem Prototyp der Anlage versehen war, Messungen durchgeführt. Untersucht wurden mehrere definierte Messpositionen bei vier verschiedenen Auslassgestaltungen und unterschiedlichen Spannungen am Ventilator. Dabei ergab sich, dass bei Verwendung einer Weitwurfdüse und einer anliegenden Spannung am untersuchten Ventilator von 6 V die besten Ergebnisse hinsichtlich der Verteilung der heruntergekühlten Luft im Raum sowie der thermischen Behaglichkeit für die Nutzer erreicht werden.

Im nächsten Schritt wurde für das Teilsystem zur Kühlung und das Teilsystem zur Beheizung eine Gebäudesimulation in TRNSYS aufgesetzt. In dieser wurden Randbedingungen festgelegt sowie das entsprechende Teilsystem modelliert. Als Ausgangsvariante diente ein Gebäude in massiver Bauweise mit einem Testreferenzjahr für den Standort Potsdam. Um die Funktionsweise der Latentwärmespeicher und das Zusammenspiel der Komponenten zu steuern, wurde in TRNSYS der Type62 verwendet. Über diesen war es möglich, die bei den messtechnischen Untersuchungen gewonnenen Daten zur Modellierung der Teilsysteme in die Simulation zu implementieren. Teilweise wurden darüber hinaus noch Werte inter- und extrapoliert, um die Vorlauf- und Speichertemperaturen möglichst genau abbilden zu können. Darüber hinaus wurden über den Type Steuerungsalgorithmen programmiert, um eine bestmögliche Energieeffizienz sicherzustellen. Die am Versuchsgebäude gemessenen Luftgeschwindigkeiten wurden verwendet, um beim Teilsystem zur Kühlung die thermische Behaglichkeit an den Arbeitsplätzen bewerten zu können. Für dieses Teilsystem wurden neben der massiven Ausgangsvariante auch eine Variante in Holzrahmenbauweise sowie eine Variante mit einem Testreferenzjahr für ein extrem warmes Jahr untersucht. Um den durch das Teilsystem entstehenden Kühleffekt zu analysieren, wurden alle drei Varianten mit und ohne den Betrieb der Anlage simuliert.

Die Ergebnisse für die massive Ausgangsvariante haben gezeigt, dass in den Monaten Mai – September 14,5 kWh ( $\pm$  20 % des Jahreskühlenergiebedarfs) Wärmeenergie aktiv aus der Raumluft über den Latentwärmespeicher zur Kühlung aufgenommen werden können. Die durchschnittliche Energieeffizienz beläuft sich dabei auf 0,51. Die erhöhten Luftgeschwindigkeiten beim Kühlvorgang des Teilsystems führen aufgrund der hohen Temperaturen im Raum zu einer zunehmenden vorausgesagten Behaglichkeit der Nutzer an ihren Arbeitsplätzen. Bei der Holzrahmenbauweise lassen sich von Mai bis September 32,8 kWh ( $\pm$  10 % des Jahreskühlenergiebedarfs) Wärmeenergie aus der Raumluft aufnehmen. Die durchschnittliche Energieeffizienz beträgt dabei 0,77. Bei der Variante mit dem Wetterdatensatz des extremen warmen Testreferenzjahres wurde eine durchschnittliche Energieeffizienz von 0,62 erreicht. Aktiv zur Kühlung konnten 17,7 kWh ( $\pm$  4 % des Jahreskühlenergiebedarfs) genutzt werden. Neben



der Bauweise variieren die Werte abhängig von einer Vielzahl unterschiedlicher Einflussfaktoren. Neben internen Wärmelasten, solaren Einträgen und der Einstellung der Lüftungsanlage spielt es eine entscheidende Rolle, welche Außenlufttemperaturen, speziell in den Nächten zur Verfügung stehen, um den Latentwärmespeicher zu entladen.

Durch den Vergleich bei Betrieb und Nichtbetrieb anhand der nach der DIN EN ISO 16798-1 und der DIN 4108-2 ermittelten Übertemperaturgradstunden konnte festgestellt werden, dass der Kühleffekt durch das Teilsystem bei allen Varianten relativ gering ausfällt. Zurückzuführen ist das zum einen darauf, dass an warmen Tagen der Speicher nachts zuvor aufgrund von zu hohen Außenlufttemperaturen oftmals nicht oder nur geringfügig unter die Kristallisationstemperatur entladen werden kann. So lässt sich am darauffolgenden Tag nur ein Teil der potentiell möglichen Wärmeenergie über den Latentwärmespeicher aus der Raumluft aufnehmen. Für diese Fälle wäre eine zusätzliche Kühlkomponente erforderlich, die den Wasserkreislauf um die erforderlichen Kelvin abkühlt. Über Simulationen konnte gezeigt werden, dass sich dadurch die Energieeffizienz verbessern ließe und mehr Wärmeenergie aktiv aus der Raumluft aufgenommen werden kann. Aufgrund dessen, dass sich die untersuchten Peltier-Wärmetauscher für diese Verwendung nicht eignen, kann für diese Fälle momentan keine ausreichende Entladung des Latentwärmespeichers sichergestellt werden. Darüber hinaus wurde festgestellt, dass für die untersuchten Varianten auch die Wärmekapazität von einem voll entladenen Speicher oftmals nicht ausreicht, um über diesen den am Tag anfallenden Kühlenergiebedarf zu decken.

Über das Teilsystem zur Beheizung ließen sich 285 kWh aktiv zur Beheizung des Gebäudes bereitstellen. Dies entspricht einem Anteil von 7 % des gesamten Jahresheizenergiebedarfs. Temperaturen für eine tageszyklische Be- und Entladung konnten bis Ende Oktober über die Solarthermieanlage bereitgestellt werden. Der Heizenergiebedarf konnte auf diese Weise für den Oktober vollständig über das Teilsystem gedeckt werden.

Zu beachten ist, dass für die durchgeführten Untersuchungen und zur Auswertung der Simulationen bestimmte Gegebenheiten und Randbedingungen festgelegt werden mussten. Die ermittelten Temperaturen und aufgezeigten Werte zur Leistung und Effizienz der Teilsysteme sind daher nicht auf andere Ausgangssituationen oder abweichende Randbedingungen zu übertragen. Teilweise wurden Randbedingungen speziell gewählt, um Problematiken des aktuellen Entwicklungsstandes sowie Optimierungsansätze aufzuzeigen. So kann es bei beispielsweise anderen internen Wärmelasten, einem anderen Wetterdatensatz oder einer anderen Ausrichtung des Gebäudes zu abweichenden Ergebnissen kommen. Im Falle einer Marktreife müssten die Komponenten auf die individuellen Randbedingungen und Anforderungen des Gebäudes dimensioniert werden.

## 9.2 Fazit

Die Ausführungen haben gezeigt, dass sich anhand der experimentellen Versuche im Labor sowohl die grundsätzliche Eignung der untersuchten Latentwärmespeicher und Peltier-Wärmetauscher beurteilen ließ, als auch Messdaten gewonnen werden konnten, um die Latentwärmespeicher in TRNSYS modellieren zu können. Der Type62 eignete sich dabei sehr gut, um die Messwerte zu implementieren, physikalische Prozesse abzubilden sowie um Steuerungsalgorithmen zur Betriebsweise der Teilsysteme zu programmieren.

In Verbindung mit den Ergebnissen aus den Messungen am Versuchsgebäude ließ sich auf diese Weise das Teilsystem zur Kühlung hinsichtlich seinem Deckungsanteil am Jahreskühlenergiebedarf, der Energieeffizienz sowie der thermischen Behaglichkeit simulativ untersuchen und bewerten. In diesem Zuge konnten Optimierungsmaßnahmen identifizieren werden, die teilweise direkt umgesetzt werden konnten. Um für das Teilsystem eine Energieeffizienz wie marktgängige Klimaanlage zu erreichen, sind weitere Verbesserungen erforderlich.

Ebenso konnte anhand der Messergebnisse auch das Teilsystem für die Beheizung modelliert und untersucht werden. Durch die Simulation ließ sich für das Teilsystem feststellen, dass am aktuellen Entwicklungsstand weitere Optimierungen notwendig sind, um einen größeren Anteil des Heizenergiebedarfs darüber decken zu können.

Die Simulationen wurden so aufgebaut, dass es möglich ist, Randbedingungen sowie die Dimensionierung und die Anzahl einzelner Komponenten zu variieren. Zudem lassen sich weitere Komponenten integrieren, um die Teilsysteme weiter untersuchen und entwickeln zu können.

## 9.3 Ausblick

Da bei der Entwicklung zukünftiger Gebäudesysteme immer öfter von neuartigen Komponenten auszugehen ist, die miteinander vernetzt werden müssen, ist es erforderlich, dass entsprechende Simulationsprogramme die Möglichkeit bieten, diese in ihrer Funktionsweise und ihrem teilweise komplexen Zusammenspiel mit anderen Technologien übersichtlich modellieren zu können. Die Einbindung externer Programme spielt dabei eine wichtige Rolle, da sich meist in einer einzelnen Software nicht alle relevanten Vorgänge abbilden lassen, um das thermische Verhalten der Komponenten bzw. des Gesamtsystems genau genug abbilden zu können.

Latentwärmespeicher stellen eine vielversprechende Möglichkeit dar, um große Mengen an thermischer Energie verlustarm speichern zu können. Um diese Materialien im modellierten Gebäudegesamtsystem effizienter nutzen zu können, bedarf es einer Optimierung der Peltier-Wärmetauscher oder an weiteren Technologien, die Wärme auf dem erforderlichen Temperaturniveau bereitstellen. Darüber hinaus sind zusätzliche Steuerungsalgorithmen erforderlich, die vor allem die Entladungsvorgänge der Speicher effizienter gestalten.

Ein Ansatz, um die Energieeffizienz des untersuchten Teilsystems zur Kühlung weiter zu verbessern, besteht darin, die nächtliche Betriebszeit der Anlagen zur Entladung des Speichers in Abhängigkeit zu den auftretenden Außenlufttemperaturen zu steuern. Durch kürzere Betriebszeiten der Anlage bei Außenlufttemperaturen deutlich unter der Kristallisationstemperatur ließen sich somit der Stromverbrauch reduzieren und die Energieeffizienz verbessern.

Eine weitere Optimierung des Teilsystems zur Kühlung könnte durch eine möglichst genaue Vorhersage der Raumlufthemperatur erreicht werden. In diesem Fall müsste die prädiktive Steuerung der Anlage zur Abschätzung einer Überhitzung des Raumes nicht auf Vorhersagewerten allein zur Außenlufttemperatur vorgenommen werden, die nur einen von vielen Einflussfaktoren auf die Raumlufthemperatur darstellt. So könnten die Ausrichtung und Größe der Fenster sowie die üblichen internen Wärmelasten der Nutzungseinheit mit einbezogen werden. Umgesetzt werden müsste dies für jeden Raum und seine individuelle Nutzungsweise.

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Funktionsweise von Phasenwechselmaterialien .....	6
Abbildung 2: Schmelzenergie- und Schmelztemperaturbereiche verschiedener Materialklassen.....	8
Abbildung 3: Schematische Darstellung zur Funktionsweise von Peltier-Elementen (links); Typische Bauform von Peltier-Elementen (rechts).....	13
Abbildung 4: Schematische Darstellung des Versuchsaufbaus .....	16
Abbildung 5: Einflussfaktoren auf die thermische Behaglichkeit .....	18
Abbildung 6: Verlauf der Komfortraumtemperatur und des Toleranzbereichs über die Außenlufttemperatur .....	24
Abbildung 7: Funktionsprinzip des Teilsystems zur Kühlung bei der Beladung (links) und Entladung (rechts) .....	26
Abbildung 8: Versuchsaufbau zur messtechnischen Untersuchung der verwendeten Latentwärmespeicher .....	30
Abbildung 9: Enthalpie-Verteilung des verwendeten CrodaTherm™21 .....	31
Abbildung 10: Durchschnittliche Stundenanzahl der nächtlich auftretenden Außenlufttemperaturen pro Nacht (links); Prozentuale Verteilung der niedrigsten Außenlufttemperaturen je Nacht über die nächtlichen Stunden (rechts) .....	32
Abbildung 11: Messtechnisch ermittelte spezifische Wärmeströme in Abhängigkeit der Vorlauftemperatur .....	35
Abbildung 12: Temperaturverteilung auf der Oberfläche des Latentwärmespeichers an der Grenze zur Dämmschicht .....	36
Abbildung 13: Entzogene und um die aufgetretenen Wärmeströme bereinigte Wärmeenergie bei unterschiedlichen Vorlauftemperaturen über einen Zeitraum von 24 Stunden.....	37
Abbildung 14: Entladungsleistung bei unterschiedlichen Vorlauftemperaturen (links); Gegenüberstellung der Be- zur Entladungsleistung (rechts) .....	40
Abbildung 15: Aufbau des Peltier-Wärmetauschers .....	45
Abbildung 16: Nächtlich auftretende Außenlufttemperaturen (21 - 6 Uhr) über die Monate Juni-August .....	46
Abbildung 17: Versuchsaufbau zur Untersuchung der Peltier-Wärmetauscher.....	47

Abbildung 18: Schaltplan zur Untersuchung der Peltier-Wärmetauscher.....	48
Abbildung 19: Kühlleistung und daraus resultierende Temperaturdifferenz zwischen dem Vor- und Rücklauf der Peltier-Wärmetauscher bei unterschiedlichen Stromstärken und unterschiedlichen Temperaturdifferenzen zwischen den Vorlauftemperaturen .....	50
Abbildung 20: Wärmerückfluss und Temperaturdifferenz zwischen dem Vor- und Rücklauf auf der kalten Seite der Peltier-Elemente aufgetragen über die Temperaturdifferenzen zwischen den Vorlauftemperaturen .....	51
Abbildung 21: Kühl-COP der Peltier-Wärmetauscher bei unterschiedlichen Stromstärken ...	52
Abbildung 22: Heizleistung und daraus resultierende Temperaturdifferenz zwischen dem Vor- und Rücklauf der Peltier-Wärmetauscher bei unterschiedlichen Stromstärken und unterschiedlichen Temperaturdifferenzen zwischen den Vorlauftemperaturen .....	54
Abbildung 23: Wärmerückfluss und Temperaturdifferenz zwischen dem Vor- und Rücklauf auf der warmen Seite der Peltier-Elemente aufgetragen über die Temperaturdifferenzen zwischen den Vorlauftemperaturen .....	55
Abbildung 24: Heiz-COP der Peltier-Wärmetauscher bei unterschiedlichen Stromstärken ...	56
Abbildung 25: Übersicht zu den untersuchten Auslassgestaltungen.....	59
Abbildung 26: Positionen im Versuchsraum zur Messung der Luftgeschwindigkeiten .....	60
Abbildung 27: Gemessener Volumenstrom am Luftein- und Luftauslass bei unterschiedlichen Auslassgestaltungen und Ventilatorspannungen .....	63
Abbildung 28: Gemessene Luftgeschwindigkeiten bei unterschiedlichen Auslassgestaltungen und Ventilatoreinstellungen zusammen mit dem Grenzwert des Messbereichs bei 1 m/s (Pos.1-9).....	65
Abbildung 29: Gemessene Luftgeschwindigkeiten bei unterschiedlichen Auslassgestaltungen und Ventilatoreinstellungen zusammen mit dem Grenzwert des Messbereichs bei 1 m/s (AP1 & AP2) .....	66
Abbildung 30: Ermittelte PMV-Werte bei unterschiedlichen Auslassgestaltungen und Ventilatoreinstellungen zusammen mit den drei Kategorien der DIN EN ISO 7730 (Pos.1-9).....	67
Abbildung 31: Ermittelte PMV-Werte bei unterschiedlichen Auslassgestaltungen und Ventilatoreinstellungen zusammen mit den drei Kategorien der DIN EN ISO 7730 (AP1 & AP2) .....	68
Abbildung 32: Grafische Modellierung des Versuchsgebäudes über SketchUp.....	73

Abbildung 33: Grafische Benutzeroberfläche zur Verknüpfung der unterschiedlichen Komponenten im Teilsystem zur Kühlung.....	77
Abbildung 34: Steuerung zur Entladung des Latentwärmespeichers außerhalb der Nutzungszeit (Teilsystem zur Kühlung).....	84
Abbildung 35: Steuerung zur Beladung des Latentwärmespeichers innerhalb der Nutzungszeit (Teilsystem zur Kühlung).....	85
Abbildung 36: Verlauf der Außenlufttemperatur, der Raumlufttemperatur, der Wassertemperatur in den Leitungen sowie der Durchschnittstemperatur im PCM exemplarisch anhand des Monats Mai ohne Berücksichtigung einer 3-tägigen Wetterprognose .....	86
Abbildung 37: Verlauf der Außenlufttemperatur, der Raumlufttemperatur, der Wassertemperatur in den Leitungen sowie der Durchschnittstemperatur im PCM exemplarisch anhand der zweiten Hälfte des Monats Juli ohne Berücksichtigung einer 3-tägigen Wetterprognose.....	88
Abbildung 38: Verlauf der Außenlufttemperatur, der Raumlufttemperatur, der Wassertemperatur in den Leitungen sowie der Durchschnittstemperatur im PCM exemplarisch anhand des Monats Mai unter Berücksichtigung einer 3-tägigen Wetterprognose .....	89
Abbildung 39: Energiebilanz des Teilsystems zur Kühlung über die Monate Mai - September.....	90
Abbildung 40: Operative Raumlufttemperatur bei Betrieb und Nichtbetrieb des Teilsystems während der Nutzungszeit aufgetragen in Stundenmittelwerten über die Außenlufttemperatur .....	93
Abbildung 41: Energiebilanz des Teilsystems zur Kühlung über die Monate Mai-September unter Verwendung einer Holzrahmenbauweise .....	95
Abbildung 42: Operative Raumlufttemperatur während der Nutzungszeit aufgetragen in Stundenmittelwerten über die Außenlufttemperatur bei Betrieb und Nichtbetrieb des Teilsystems und unter Verwendung einer Holzrahmenbauweise .....	96
Abbildung 43: Energiebilanz des Teilsystems zur Kühlung über die Monate Mai-September unter Verwendung von einem extrem warmen Testreferenzjahr ..	98
Abbildung 44: Operative Raumlufttemperatur während der Nutzungszeit aufgetragen in Stundenmittelwerten über die Außenlufttemperatur bei Betrieb und Nichtbetrieb des Teilsystems und unter Verwendung von einem extrem warmen Testreferenzjahr .....	99

Abbildung 45: Grafische Benutzeroberfläche zur Verknüpfung der unterschiedlichen Komponenten im Teilsystem zur Beheizung .....	106
Abbildung 46: Enthalpie-Verteilung des fiktiven PCM37 zur Verwendung im Teilsystem zur Beheizung.....	108
Abbildung 47: Steuerung zur Beladung des Latentwärmespeichers (Teilsystem zur Beheizung) .....	109
Abbildung 48: Steuerung zur Entladung des Latentwärmespeichers (Teilsystem zur Beheizung) .....	110
Abbildung 49: Verlauf der Außenlufttemperatur, der Raumlufttemperatur, der Wassertemperatur in den Leitungen, der Durchschnittstemperatur im PCM sowie des Heizenergiebedarfs im Monat September .....	111
Abbildung 50: Verlauf der Außenlufttemperatur, der Raumlufttemperatur, der Wassertemperatur in den Leitungen, der Durchschnittstemperatur im PCM sowie des Heizenergiebedarfs im Monat Oktober .....	113

## Tabellenverzeichnis

Tabelle 1:	Klimabeurteilungsskala.....	21
Tabelle 2:	Anwendungsbereich für unterschiedliche Einflussfaktoren.....	22
Tabelle 3:	Anforderungswerte der Kategorien an den PMV, PPD und die DR.....	23
Tabelle 4:	Anforderungswerte an die Übertemperaturgradstunden für Wohn- und Nichtwohngebäude in Abhängigkeit der Sommerklimaregion .....	25
Tabelle 5:	Dem Speicher maximal entziehbare Wärmeenergie in Abhängigkeit der Vorlauftemperatur.....	33
Tabelle 6:	Näherungsfunktionen der entzogenen Wärmeenergie bei unterschiedlichen Vorlauftemperaturen und deren statistische Bewertung.....	38
Tabelle 7:	Vorlauftemperaturen zur Untersuchung von Peltier-Wärmetauschern beim Teilsystem zur Kühlung .....	49
Tabelle 8:	Vorlauftemperaturen zur Untersuchung von Peltier-Wärmetauschern beim Teilsystem zur Beheizung.....	49
Tabelle 9:	Bezeichnung der Messpositionen zur Messung der Luftgeschwindigkeiten im Raum.....	61
Tabelle 10:	Verhältnis der beim Gitterauslass, dem Tellerventil und der Weitwurfdüse am Lufteinlass gemessenen Werte zu denen, die beim freien Auslass gemessen wurden .....	64
Tabelle 11:	Angenommene Randbedingungen zur Ermittlung des PMV .....	67
Tabelle 12:	Ermittelte DRs bei unterschiedlichen Auslassgestaltungen und Ventilatoreinstellungen auf Kopfhöhe von AP1 und AP2.....	69
Tabelle 13:	Durchschnittlicher PMV bei AP1 und AP2, durchschnittliche Luftgeschwindigkeit sowie der Volumenstrom unter der definierten maximal möglichen Ventilatorspannung für die unterschiedlichen Auslassgestaltungen.....	70
Tabelle 14:	Übersicht zu den Bauteilaufbauten der massiven Ausgangsvariante.....	74
Tabelle 15:	Übersicht zu den Randbedingungen für die Simulation.....	76
Tabelle 16:	Übersicht zur Funktionsweise wesentlicher TRNSYS-Types im Teilsystem zur Kühlung .....	78
Tabelle 17:	Energieeffizienzen des Teilsystems zur Kühlung in den Monaten Mai - September.....	91



Tabelle 18:	Luftgeschwindigkeit sowie durchschnittlicher PMV und PPD über alle drei Messhöhen der beiden Arbeitsplätze bei Betrieb des Teilsystems zur Raumlufkühlung.....	92
Tabelle 19:	Ermittelte Überschreitungen nach der DIN EN ISO 16798-1 und nach der DIN 4108-2 bei Betrieb und Nichtbetrieb des Teilsystems .....	93
Tabelle 20:	Energieeffizienzen des Teilsystems zur Kühlung in den Monaten Mai - September unter Verwendung einer Holzrahmenbauweise (Massivbauweise).....	95
Tabelle 21:	Ermittelte Überschreitungen nach der DIN EN ISO 16798-1 und nach der DIN 4108-2 bei Betrieb und Nichtbetrieb des Teilsystems unter Verwendung einer Holzrahmenbauweise.....	97
Tabelle 22:	Energieeffizienzen des Teilsystems zur Kühlung in den Monaten Mai - September unter Verwendung von einem extrem warmen Testreferenzjahr ..	99
Tabelle 23:	Ermittelte Überschreitungen nach der DIN EN ISO 16798-1 und nach der DIN 4108-2 bei Betrieb und Nichtbetrieb des Teilsystems unter Verwendung von einem extrem warmen Testreferenzjahr .....	100
Tabelle 24:	Auswirkungen niedrigerer Vorlauftemperaturen und einer zusätzlichen Anlage auf die Energie, die aktiv zur Raumlufkühlung genutzt werden kann, auf den mittleren COP sowie auf die Überschreitungen nach der DIN EN ISO 16798-1 und der DIN 4108-2 .....	101

## Literatur

- [1] World Meteorological Organization (WMO): State of the Global Climate 2021. [https://library.wmo.int/doc\\_num.php?explnum\\_id=11178](https://library.wmo.int/doc_num.php?explnum_id=11178) (Abruf: 26.07.2022).
- [2] United Nations: Paris Agreement, 2015.
- [3] Umweltbundesamt: Übereinkommen von Paris. <https://www.umweltbundesamt.de/themen/klima-energie/internationale-eu-klimapolitik/uebereinkommen-von-paris#ziele-des-uebereinkommens-von-paris-uvp> (Abruf: 03.06.2020).
- [4] Europäische Kommission: Umsetzung des europäischen Grünen Deals. [https://ec.europa.eu/info/strategy/priorities-2019-2024/european-green-deal/delivering-european-green-deal\\_de](https://ec.europa.eu/info/strategy/priorities-2019-2024/european-green-deal/delivering-european-green-deal_de) (Abruf: 03.06.2022).
- [5] Bundes-Klimaschutzgesetz (KSG). Bundesministerium der Justiz, 2019.
- [6] Bundesministerium für Wirtschaft und Klimaschutz: Neues Klimaschutzgesetz - Bundesregierung setzt sich ambitionierte Ziele. In: Schlaglichter Oktober 2021, S. 41–43.
- [7] Bundesministerium für Wirtschaft und Klimaschutz (BMWi): Energieeffizienz in Zahlen - Entwicklungen und Trends in Deutschland in Zahlen 2021.
- [8] International Energy Agency: The Future of Cooling - Opportunities for energy-efficient air conditioning. In: IEA Publications, 2018.
- [9] Europäische Kommission: Nearly zero-energy buildings - The EU has proposed to move from the current nearly zero-energy buildings to zero-emission buildings by 2030. [https://energy.ec.europa.eu/topics/energy-efficiency/energy-efficient-buildings/nearly-zero-energy-buildings\\_de](https://energy.ec.europa.eu/topics/energy-efficiency/energy-efficient-buildings/nearly-zero-energy-buildings_de) (Abruf: 06.05.2022).
- [10] Krohn, J.; Carrigan, S.; Friedrich, T. et al.: Implementierung neuartiger PCM-Speicher in TRNSYS zur Deckung des Heiz- und Kühlenergiebedarfs. In: Tagungsband BauSIM 2022, Weimar.
- [11] Richtlinie 2010/31/EU vom 19. Mai 2010 über die Gesamtenergieeffizienz von Gebäuden (Neufassung). Europäisches Parlament; Europäischer Rat, 2018.
- [12] Gebäudeenergiegesetz (GEG): Gesetz zur Einsparung von Energie und zur Nutzung erneuerbarer Energien zur Wärme- und Kälteerzeugung in Gebäuden. Bundesministerium der Justiz; Bundesamt für Justiz, 2020.
- [13] Deutsches Institut für Bautechnik (DIBt): Neues Gebäudeenergiegesetz (GEG) am 1. November 2020 in Kraft getreten. 2020. <https://www.dibt.de/de/aktuelles/meldungen/nachricht-detail/meldung/neues-gebaeudeenergiegesetz-geg-am-1-november-2020-in-kraft-getreten> (Abruf: 11.05.2022).

- [14] DIN V 18599-1: Energetisch Bewertung von Gebäuden - Berechnung des Nutz-, End- und Primärenergiebedarfs für Heizung, Kühlung, Lüftung, Trinkwarmwasser und Beleuchtung - Teil 1: Allgemeine Bilanzierungsverfahren, Begriffe, Zonierung und Bewertung der Energieträger, 2018.
- [15] DIN V 4108-6: Wärmeschutz und Energie-Einsparung in Gebäuden - Teil 6: Berechnung des Jahresheizwärme- und des Jahresheizenergiebedarfs. Deutsches Institut für Normung, 2003.
- [16] DIN V 4701-10: Energetische Bewertung heiz- und raumluftechnischer Anlagen - Teil 10: Heizung, Trinkwassererwärmung, Lüftung. Deutsches Institut für Normung, 2003.
- [17] DIN 4108-2: Wärmeschutz und Energie-Einsparung in Gebäuden - Teil 2: Mindestanforderungen an den Wärmeschutz. Deutsches Institut für Normung, 2013.
- [18] Sterner, M.; Stadler, I.: Energiespeicher - Bedarf, Technologien, Integration. Springer Vieweg, Berlin, 2014.
- [19] Goeke, J.: Thermische Energiespeicher in der Gebäudetechnik - Sensible Speicher, Latente Speicher, Systemintegration. Springer Fachmedien Wiesbaden; Springer Vieweg, Wiesbaden, 2021.
- [20] Mehling, H.; Cabeza, L. F.: Heat and cold storage with PCM - An up to date introduction into basics and applications. Springer, Berlin, 2008.
- [21] Rubitherm Technologies GmbH: Erläuterungen zu Unterkühlung, Hysterese und weiteren Eigenschaften der SP-Produktreihe. <https://www.rubitherm.eu/media/products/datasheets/Erl%C3%A4uterungen-zu-Unterk%C3%BChlung-und-Hysterese-bei-SP.pdf> (Abruf: 03.10.2022).
- [22] VDI 2164: PCM-Energiespeichersysteme in der Gebäudetechnik. Verein Deutscher Ingenieure, 2016.
- [23] Rubitherm Technologies GmbH: PCM-Anwendungen. <https://www.rubitherm.eu/anwendungen.html> (Abruf: 08.04.2022).
- [24] Khateeb, S. A.; Farid, M. M.; Selman, J. R. et al.: Design and simulation of a lithium-ion battery with a phase change material thermal management system for an electric scooter. In: Journal of Power Sources 128, 2004, S. 292–307.
- [25] Choi, K.; Chung, H.; Lee, B. et al.: Clothing temperature changes of phase change material-treated warm-up in cold and warm environments. In: Fibers and Polymers Vol.6, No.4, 2005, S. 343–347.
- [26] Shin, Y.; Yoo, D.-I.; Son, K.: Development of thermoregulating textile materials with microencapsulated phase change materials (PCM) - II. Preparation and Application of PCM Microcapsules. In: Wiley InterScience, 2004.

- [27] Schoeller Textil AG: schoeller-PCM. <https://www.schoeller-textiles.com/de/technologien/schoeller-pcm> (Abruf: 08.04.2021).
- [28] RAL Gütegemeinschaft PCM e.V.: PCM-Anwendungsgebiete. <https://www.pcm-ral.org/pcm/pcm/anwendungsgebiete> (Abruf: 19.04.2022).
- [29] Hoffmann, S.: Numerische und experimentelle Untersuchung von Phasenübergangsmaterialien zur Reduktion hoher sommerlicher Raumtemperaturen. Dissertation, Bauhaus-Universität Weimar, Fakultät Bauingenieurwesen, Weimar, 2006.
- [30] Silva, T.; Vicentea, R.; Rodrigues, F. et al.: Development of a window shutter with phase change materials - Full scale outdoor experimental approach. In: *Energy and Buildings* 88, 2015, S. 110-121.
- [31] Cabeza, L. F.; Castellon, C.; Nogues, Miquel, Medrano, Marc et al.: Use of micro-encapsulated PCM in concrete walls for energy savings. In: *Energy and Buildings* 39, 2007, S. 113–119.
- [32] Knauf Gips KG: COMFORTBOARD 23 GKB. <https://www.knauf.al/product/comfortboard-23-gkb> (Abruf: 19.04.2022).
- [33] Barzin, R.; Chen, J. J. J.; Young, B. R. et al.: Application of PCM energy storage in combination with night ventilation for space cooling. In: *Applied Energy* 158, 2015, S. 412–421.
- [34] Völker, C.; Kornadt, O.; Ostry, M.: Temperature reduction due to the application of phase change materials. In: *Energy and Buildings* 40, 2008, S. 937–944.
- [35] Dieckmann, J. H.; Heinrich, H.: Energiespeicherbeton – ein Beton mit integriertem Latentwärmespeichermaterial. In: *Bauphysik* 30, Heft 3, 2008, S. 137-142.
- [36] Bilgin, D.; Carrigan, S.; Friedrich, T. et al.: Raumkonditionierung durch Sandwichfertigteildecken mit integrierten Phasenwechselmaterialien. In: *Bauphysik* 39, 2017, S. 299–305.
- [37] Lopez, J. P. A.; Kuznik, F.; Baillis, D. et al.: Numerical modeling and experimental validation of a PCM to air heat exchanger. In: *Energy and Buildings* 64, 2013, S. 415–422.
- [38] Takeda, S.; Nagano, K.; Nakayama, K. et al.: Study on a floor supply air conditioning system with thermal energy storage using granulated PCM, 2006.
- [39] Lüdemann, B.: Einsatz von PCM in Gebäuden - Möglichkeiten und Potenziale passiver und aktiver Systeme. 2011.
- [40] Butala, V.; Stritih, U.: Experimental investigation of PCM cold storage. In: *Energy and Buildings* 41, 2009, S. 354–359.

- [41] Lu, S.; Liang, B.; Li, X. et al.: Performance analysis of PCM ceiling coupling with earth-air heat exchanger for building cooling. In: *materials* 2020, 13, 2890.
- [42] McKenna, P.; Turner, W.; Finn et al.: Geocooling with integrated PCM thermal energy storage in a Mediterranean climate. In: *Energy*, Volume 144, 2018, S. 865–876.
- [43] Weinländer, H.; Klinker, F.; Yasin, M.: PCM cooling ceilings in the Energy Efficiency Center—passive cooling potential of two different system designs. In: *Energy and Buildings* 119, 2016, S. 93–100.
- [44] Rucevskis, S.; Akishin, P.; Korjakins, A.: Parametric analysis and design optimisation of PCM thermal energy storage system for space cooling of buildings. In: *Energy and Buildings* 224, 2020.
- [45] Skogsberg, K.; Nordell, B.: Snow cooling in Sweden. In: *International Conference on Thermal Energy*, 2006.
- [46] Maccracken, M. M.: Electrification, heat pumps and thermal energy storage. In: *ASHRAE Journal* 62.7, 2020, S. 32–39.
- [47] Manz, H.; Egolf, P. W.; Suter, P. et al.: TIM-PCM external wall system for solar space heating and daylighting. In: *Solar Energy* Vol. 61, No. 6, 1996, 369–379.
- [48] Merkel, H.: Untersuchungen zum thermischen Verhalten von latentwärmespeichernden Bauteilen mit transparenter Wärmedämmung. In: *Bauphysik* Jg. 13, Nr. 6, 1991, S. 225–229.
- [49] Lu, S.; Zhao, Y.; Fang, K. et al.: Establishment and experimental verification of TRNSYS model for PCM floor coupled with solar water heating system. In: *Energy and Buildings* 140, 2017, S. 245–260.
- [50] Lin, K.; Zhang, Y.; Xu, X. et al.: Experimental study of under-floor electric heating system with shape-stabilized PCM plates. In: *Energy and Buildings* 37, 2005, S. 215–220.
- [51] El Khadraoui, A.; Bouadila, S.; Kooli, S. et al.: Solar air heater with phase change material: An energy analysis and a comparative study. In: *Applied Thermal Engineering* 107, 2016, S. 1057–1064.
- [52] Nallusamy, N.; Sampath, S.; Velraj, R.: Experimental investigation on a combined sensible and latent heat storage system integrated with constant/varying (solar) heat sources. In: *Renewable Energy* 32, 2007, S. 1206–1227.
- [53] Medrano, M.; Yilmaz, M. O.; Nogués, M. et al.: Experimental evaluation of commercial heat exchangers for use as PCM thermal storage systems. In: *Applied Energy* 86, 2009, S. 2047–2055.

- [54] Viessmann Climate Solutions SE: Eisspeicher - innovative Energiequelle. [https://www.viessmann.de/de/wohngebaeude/waermepumpe/eis-energiespeicher.html#:~:text=Ein%20Eis-speicher%20besteht%20aus%20einer,frostsichere%20Fl%C3%BCssigkeit%20\(Sole\)%20zirkuliert.](https://www.viessmann.de/de/wohngebaeude/waermepumpe/eis-energiespeicher.html#:~:text=Ein%20Eis-speicher%20besteht%20aus%20einer,frostsichere%20Fl%C3%BCssigkeit%20(Sole)%20zirkuliert.) (Abruf: 19.04.2022).
- [55] Philippen, D.; Carbonell, D.; Battaglia, M. et al.: Eisspeicher in der Forschung und im praktischen Einsatz. In: 23. Tagung des BFE-Forschungsprogramms, 2017.
- [56] Lienig, J.; Brümmer, H.: Elektronische Gerätetechnik - Grundlagen für das Entwickeln elektronischer Baugruppen und Geräte. Springer Vieweg, Berlin, 2014.
- [57] Schnell, J.; Scharrer, E.: Die Peltier-Kühlung. In: Naturwissenschaften 53 Jg., Heft 15, 1966, S. 373–379.
- [58] Paschotta, R.: Peltier-Element. [https://www.energie-lexikon.info/peltier\\_element.html](https://www.energie-lexikon.info/peltier_element.html) (Abruf: 11.05.2022).
- [59] Paul, S.; Paul, R.: Grundlagen der Elektrotechnik und Elektronik 2 - Elektromagnetische Felder und ihre Anwendungen. Springer Vieweg, Berlin, 2019.
- [60] Fichthorn, H.: Grundlagen-Peltier. <https://www.situs-tec.de/produkte/peltierelemente> (Abruf: 25.04.2022).
- [61] Blum, T.; Carrigan, S.; Platzek, D. et al.: Entwicklung eines thermoelektrischen Heiz- und Kühlsystems mit hohem Wirkungsgrad. In: Tagungsband 8th Conference of IBPSA Germany, 2020, S. 290–298.
- [62] Ibañez-Puy, M.; Bermejo-Busto, J.; Martín-Gómez, C. et al.: Thermoelectric cooling heating unit performance under real conditions. In: Applied Energy 200, 2017, S. 303–314.
- [63] Zhao, D.; Tan, T.: Experimental evaluation of a prototype thermoelectric system integrated with PCM (phase change material) for space cooling. In: Energy 68, 2014, S. 658–666.
- [64] Enescu, D.; Virjoghe, E. O.: A review on thermoelectric cooling parameters and performance. In: Renewable and Sustainable Energy Reviews 38, 2014, S. 903–916.
- [65] reichelt elektronik GmbH & Co. KG: Peltier TEC1-12710 Datenblatt. <https://cdn-reichelt.de/documents/datenblatt/C800/TEC12705-1.pdf> (Abruf: 02.06.2022).
- [66] Zuazua-Ros, A.; Martín-Gomez, C.; Ibanez-Puy, E. et al.: Investigation of the thermoelectric potential for heating, cooling and ventilation in buildings: Characterization options and applications. In: Renewable Energy 131, 2019, S. 229–239.

- [67] Liu, Z. B.; Zhang, L.; Gong, G. et al.: Experimental study and performance analysis of a solarthermoelectric air conditioner with hot water supply. In: *Energy and Buildings* 86, 2015, S. 619–625.
- [68] Han, T.; Gong, G.; Liu, Z. et al.: Optimum design and experimental study of a thermoelectric ventilator. In: *Applied Thermal Engineering* 67, 2014, S. 529–539.
- [69] Ibáñez-Puy, M.; Martín-Gómez, C.; Vidaurre-Arbizu, M. et al.: Theoretical design of an active facade system with peltier cells. In: *Energy Procedia* 61, 2014, S. 700–703.
- [70] Liu, Z. B.; Zhang, L.; Gong, G.: Experimental evaluation of a solar thermoelectric cooled ceiling combined with displacement ventilation system. In: *Energy Conversion and Management* 87, 2014, S. 559–565.
- [71] Ibáñez-Puy, M.; Sacristán-Fernández, J. A.; Martín-Gómez, C. et al.: Development and construction of a thermoelectric active facade module. In: *Journal of Facade* 3, 2015, S. 15–25.
- [72] Blum, T.; Carrigan, S.; Platzek, D. et al.: Dezentrale Mini-Wärmepumpen in der Fassade - Bewertung der Effizienz eines neuartigen thermoelektrischen Heiz- und Kühlsystems für den Winterfall. In: *Tagungsband Bauphysiktag 2022*, S. 59-61.
- [73] Kimmling, Matthias, Hoffmann, Sabine: Preliminary study of thermal comfort in buildings with PV-powered thermoelectric surfaces for radiative cooling. In: *Energy Procedia* 121, 2017, S. 87–94.
- [74] Living Lab smart office space: Thekla - ThermoElektrische Kühlwand mit aktiver Speicherung. <http://www.livinglab-smartofficespace.com/forschung/waerme-und-thermische-behaglichkeit/detail/thekla-thermoelektrische-kuehlwand-mit-aktiver-speicherung> (Abruf: 29.04.2022).
- [75] Vogdt, F. U.: *Bauphysik - Grundwissen für Architekten*. Springer Vieweg, Wiesbaden, 2011.
- [76] Völker, C.: *Entwicklung und messtechnische Validierung der Kopplung von CFD-Simulation mit einem thermophysiologicalen Modell zur Bestimmung der thermischen Behaglichkeit*. Dissertation, Bauhaus-Universität Weimar, Bauwesen, Weimar, 2011.
- [77] Schild, K.; Willems, W. M.: *Wärmeschutz: Grundlagen - Berechnung - Bewertung*. Springer Vieweg, Wiesbaden, 2013.
- [78] Frank, W.: *Raumklima und thermische Behaglichkeit - Literaturlauswertung durchgeführt im Auftrag des Bundesministers für Raumordnung, Bauwesen und Städtebau*. 1975. In: Ernst.

- [79] Dentel, A.; Dietrich, U.: Thermische Behaglichkeit - Komfort in Gebäuden, 2013.
- [80] DIN EN ISO 7726: Umgebungsklima - Instrumente zur Messung physikalischer Größen. Deutsches Institut für Normung, 2001.
- [81] Arbeitsstättenverordnung (ArbStättV): Verordnung über Arbeitsstätten. Bundesministerium der Justiz, 2004.
- [82] Technische Regeln für Arbeitsstätten - ASR A3.5: Raumtemperatur. Bundesministerium für Arbeit und Soziales, 2010.
- [83] DIN V 18599-10: Energetisch Bewertung von Gebäuden - Berechnung des Nutz-, End- und Primärenergiebedarfs für Heizung, Kühlung, Lüftung, Trinkwarmwasser und Beleuchtung - Teil 10: Nutzungsrandbedingungen, 2016.
- [84] DIN EN ISO 7730: Ergonomie der thermischen Umgebung - Analytische Bestimmung und Interpretation der thermischen Behaglichkeit durch Berechnung des PMV- und PPD-Indexes und Kriterien der lokalen thermischen Behaglichkeit. Deutsches Institut für Normung, 2006.
- [85] DIN 4108-3: Wärmeschutz und Energie-Einsparung in Gebäuden - Teil 3: Klimabedingter Feuchteschutz - Anforderungen, Berechnungsverfahren und Hinweise für Planung und Ausführung. Deutsches Institut für Normung, 2018.
- [86] DIN EN ISO 9920: Ergonomie der thermischen Umgebung - Abschätzung der Wärmeisolation und des Verdunstungswiderstandes einer Bekleidungskombination. Deutsches Institut für Normung, 2009.
- [87] DIN EN ISO 8996: Ergonomie der thermischen Umgebung - Bestimmung des körpereigenen Energieumsatzes. Deutsches Institut für Normung, 2020.
- [88] DIN EN 16798-1: Energetische Bewertung von Gebäuden – Lüftung von Gebäuden - Teil 1: Eingangsparameter für das Innenraumklima zur Auslegung und Bewertung der Energieeffizienz von Gebäuden bezüglich Raumluftqualität, Temperatur, Licht und Akustik. Deutsches Institut für Normung, 2022.
- [89] Fanger, P. O.: Thermal Comfort - Analysis and applications in environmental engineering. Technical University of Denmark, Copenhagen, 1970.
- [90] Hoffmann, S.; Kornadt, O.; Arens, E. et al.: Simulationssoftware zur Berechnung der lokalen Behaglichkeit in einem Raum. In: Tagungsband BauSim2008, S. 44–46.
- [91] Friedrich, T.; Kornadt, O.; Carrigan, S. et al.: Flexibles Wärmespeicher- und Verteilungssystem zur autarken Beheizung und Kühlung von Gebäuden (FlexSpeicher). Projektabschlussbericht, 2021.



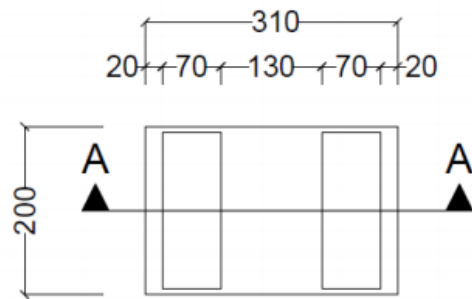
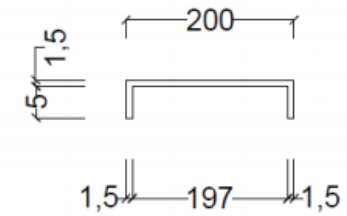
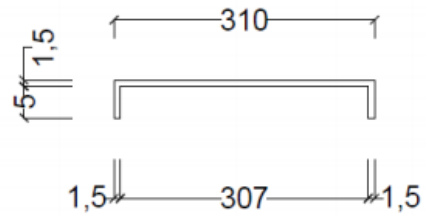
- [92] Krohn, J.; Carrigan, S.; Friedrich, T. et al.: Flexibles Wärmespeicher- und Verteilungssystem zur autarken Gebäudetemperierung. In: Tagungsband Bauphysik-tage 2019, Weimar, S. 43-45.
- [93] Hupfer, E.: Thermische Simulation eines neuartigen Raumkühlsystems mit Hilfe von vor Ort aufgenommen Messdaten. Studienarbeit, Technische Universität Kaiserslautern, Fachgebiet Bauphysik / Energetische Gebäudeoptimierung, Kaiserslautern, 2019.
- [94] Friedrich, T.: Patentantrag\_DE102017122149A1 - Mobiles Luftklimagerät mit Latentwärmespeichern, 2019.
- [95] Krohn, J.; Carrigan, S.; Friedrich, T. et al.: Energy efficient heating and cooling ventilation system with integrated PCM heat storage units. In: Tagungsband Roomvent 2020, Turin, Italien, S. 286–289.
- [96] Krohn, J.; Carrigan, S.; Friedrich, T. et al.: Messtechnische Untersuchung zur Verwendung neuartiger PCM Speicher in einem Gesamtgebäudesystem zur Raumkühlung. In: Tagungsband Bauphysik-tage 2022. Kaiserslautern, S. 123–125.
- [97] DIN EN 60751: Industrielle Platin-Widerstandsthermometer und Platin-Temperatursensoren (IEC 60751:2008). Deutsches Institut für Normung, 2009.
- [98] Ahlborn Mess- und Regelungstechnik GmbH: Gesamtkatalog. Messgeräte und Sensoren, 2020.
- [99] Croda International Plc: Datasheet CrodaTherm™21, 2019.
- [100] Bundesinstitut für Bau-, Stadt- und Raumforschung (BBSR) im Bundesamt für Bauwesen und Raumordnung (BBR): Aktualisierte und erweiterte Testreferenzjahre (TRY) von Deutschland für mittlere und extreme Witterungsverhältnisse. [https://www.bbsr-energieeinsparung.de/EnEVPortal/DE/Regelungen/Testreferenzjahre/TRY2011/TRY2011Projekt/Testreferenzjahre\\_node.html](https://www.bbsr-energieeinsparung.de/EnEVPortal/DE/Regelungen/Testreferenzjahre/TRY2011/TRY2011Projekt/Testreferenzjahre_node.html) (Abruf: 07.06.2022).
- [101] Schneider, K.-J.; Goris, A, Albert, A: Bautabellen für Ingenieure - mit Berechnungshinweisen und Beispielen. Werner Verlag, Bochum, 2014.
- [102] Physibel: VOLTRA (7.0w), computer program to calculate 3D & 2D transient heat transfer in objects described in a rectangular grid using the energy balance technique. Gent, Belgien.
- [103] Panco GmbH: Physikalische Technik - Anlagenentwicklung & Consulting. <https://www.panco.de> (Abruf: 06.10.2022).
- [104] Seifert, J.: Flächenheiz- und Flächenkühlssysteme: Grundlagen - Wärmephysiologie - Auslegung - Systemintegration. Springer Vieweg, Wiesbaden, 2021.

- [105] Thermal Electronics Corp.: Specification of Thermoelectric Module TEC1-12710.
- [106] innogration GmbH. <https://www.innogration.de> (Abruf: 06.10.2022).
- [107] innogration GmbH: InnoLiving® das energieautarke Gebäude. <https://innoliving-blog.de> (Abruf: 06.10.2022).
- [108] Behrens, S.: Messtechnische Untersuchung und Simulation der Wärmeströme eines neuartigen Gesamtsystems zur autarken Gewinnung, Speicherung und Verteilung von Wärmeenergie in Gebäuden. Studienarbeit, Technische Universität Kaiserslautern, Fachgebiet Bauphysik / Energetische Gebäudeoptimierung, Kaiserslautern, 2021.
- [109] Thermal Energy System Specialists , LLC: What is TRNSYS? <https://www.trnsys.com> (Abruf: 19.05.2022).
- [110] Solar Energy Laboratory; TRANSSOLAR Energietechnik GmbH; CSTB – Centre Scientifique et Technique du Bâtiment et al.: TRNSYS 18: a TRaNsient SYstem Simulation program - Volume 1: Getting Started.
- [111] Trimble Navigation Ltd.: SketchUp Make 2017, Software for the construction of 3-dimensional models. Sunnyvale, USA.
- [112] Berufsförderungswerk der Südbadischen Bauwirtschaft GmbH: Technische Zeichnungen - Elementierter Holzrahmenbau, 2011.
- [113] Bundesinstitut für Bau-, Stadt- und Raumforschung im Bundesamt für Bauwesen und Raumordnung (BBSR): TRY2010-Wetterdatensätze, 2014.
- [114] DIN 1946-6: Raumluftechnik - Teil 6: Lüftung von Wohnungen - Allgemeine Anforderungen, Anforderungen an die Auslegung, Ausführung, Inbetriebnahme und Übergabe sowie Instandhaltung. Deutsches Institut für Normung, 2019.
- [115] Thiel, D.; Riedel, D.: Typisierte Bauteilaufbauten – Präzisierung der Pauschalwerte für Wärmedurchgangskoeffizienten aus der Bekanntmachung der Regeln der Datenaufnahme im Nichtwohngebäudebestand. Forschungsinitiative Zukunft Bau, F 2793. Fraunhofer IRB Verlag, Stuttgart, 2011.
- [116] University of Wisconsin: Trnsys18 (18.01.0000), transient system simulation program with a modular structure. Madison, USA.
- [117] Helios Ventilatoren AG: Radial-Rohrventilator EC 1-PH 220-240 V 50/60 Hz regelbar DN 125. <https://www.helios.ch/de/detail?id=4235> (Abruf: 10.10.2022).
- [118] GRUNDFOS GmbH: MAGNA3 25-40. <https://product-selection.grundfos.com/de/products/magna/magna3/magna3-25-40-97924628?tab=variant-specifications> (Abruf: 10.10.2022).

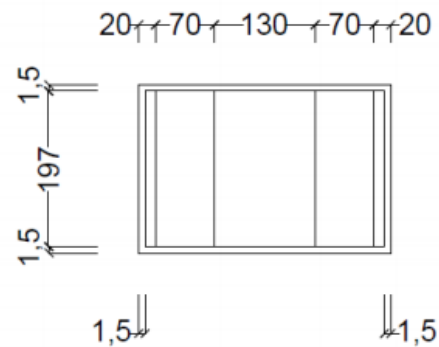
- [119] E.ON Energie Deutschland GmbH: E.ON Aura FM300 - Qualitätsmodul aus monokristallinem Silizium. <https://www.eon.de/content/dam/eon/eon-de-zwei/documents/Privatkunden/solar/180803-datenblatt-pv-modul-FM300.pdf> (Abruf: 10.10.2022).
- [120] Wagner, A.: Photovoltaik Engineering - Handbuch für Planung, Entwicklung und Anwendung. Springer Vieweg, Berlin, 2019.
- [121] ZEIT ONLINE GmbH: Meteorologie - Drei Gründe, warum wir im März noch Winterwetter haben. <https://www.zeit.de/wissen/umwelt/2013-03/meteorologie-fruehling-winter-wetter/seite-2> (Abruf: 26.07.2022).
- [122] DER SPIEGEL GmbH & Co. KG: Früher war alles schlechter - Wetterprognosen. <https://www.spiegel.de/panorama/wetterprognosen-a-39e019ce-0002-0001-0000-000146869850?context=issue> (Abruf: 26.07.2022).
- [123] Verordnung (EU) Nr. 206/2012 der Kommission vom 6. März 2012 zur Durchführung der Richtlinie 2009/125/EG des Europäischen Parlaments und des Rates im Hinblick auf die Festlegung von Anforderungen an die umweltgerechte Gestaltung von Raumklimageräten und Komfortventilatoren. Europäische Kommission, 2012.
- [124] DIN EN 14825: Luftkonditionierer, Flüssigkeitskühlsätze und Wärmepumpen mit elektrisch angetriebenen Verdichtern zur Raumbeheizung und -kühlung – Prüfung und Leistungsbemessung unter Teillastbedingungen und Berechnung der jahreszeitbedingten Leistungszahl. Deutsches Institut für Normung, 2019.
- [125] Bundesinstitut für Bau-, Stadt- und Raumforschung im Bundesamt für Bauwesen und Raumordnung (BBSR): Handbuch-Testreferenzjahre von Deutschland für mittlere, extreme und zukünftige Witterungsverhältnisse. Offenbach, 2014.
- [126] Vaillant Deutschland GmbH & Co. KG: Flachkollektoren auroTHERM. <https://www.vaillant.de/heizung/produkte/flachkollektor-aurotherm-82371.html#specification> (Abruf: 15.05.2022).
- [127] Schabbach, T.; Leibbrandt, P.: Solarthermie - Wie Sonne zur Wärme wird. Springer, Berlin, 2021.
- [128] Croda International Plc: Datasheet CrodaTherm™37, 2022.

## Anhang A: Konstruktionszeichnungen des untersuchten Latentwärmespeichers

Deckel  
 nicht maßstabsgetreu  
 Maßangaben in [mm]

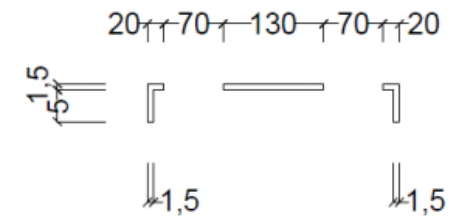


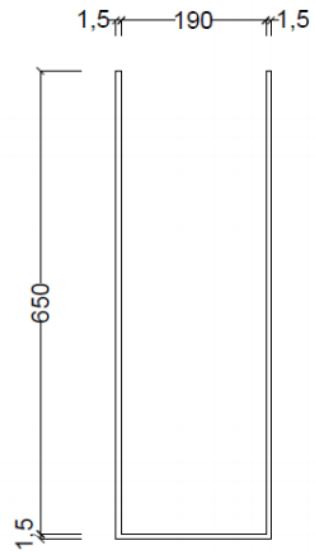
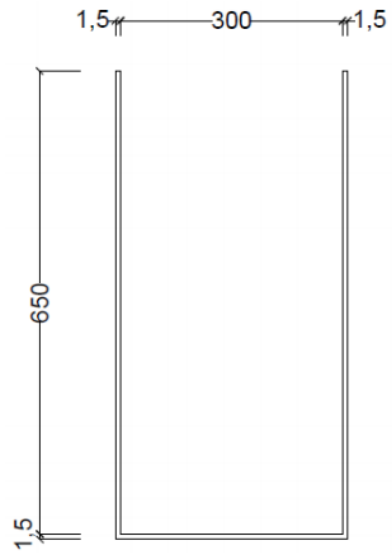
Draufsicht



Sicht von unten  
 auf den Deckel

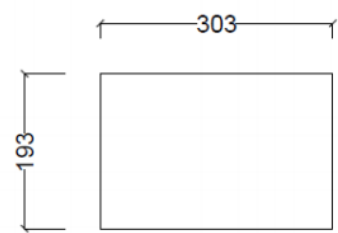
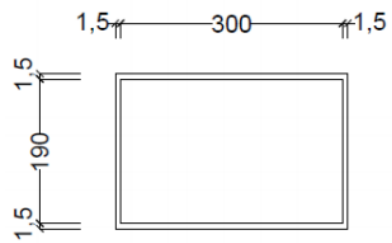
### Schnitt A-A





**Behälter**  
 nicht maßstabsgetreu  
 Maßangaben in [mm]

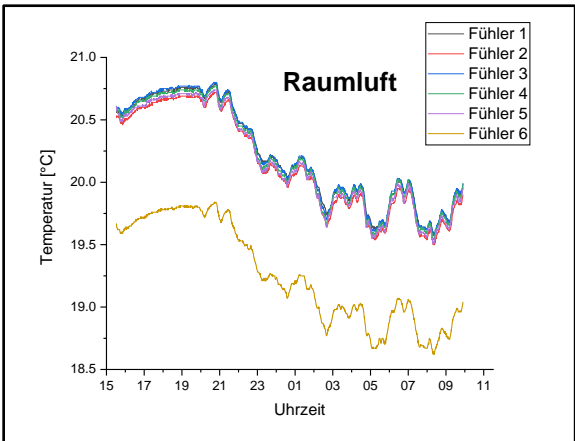
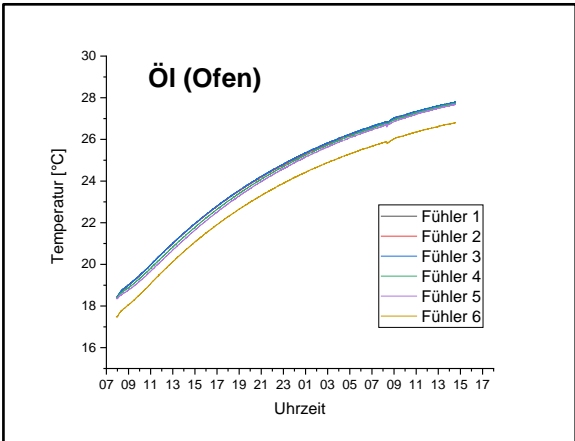
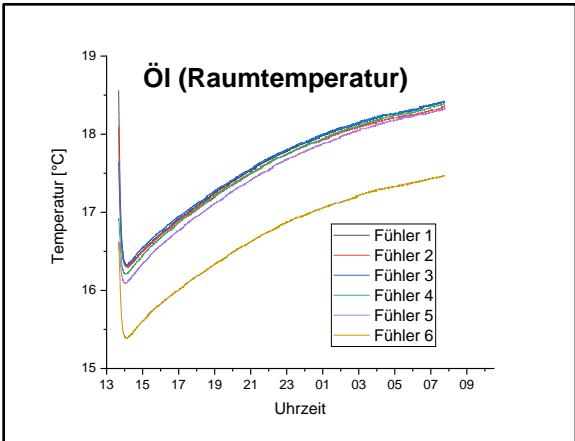
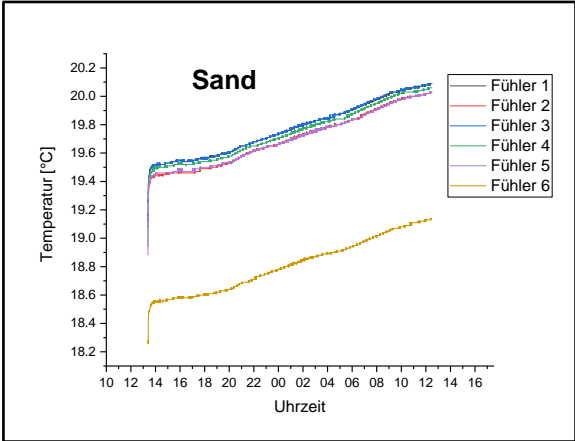
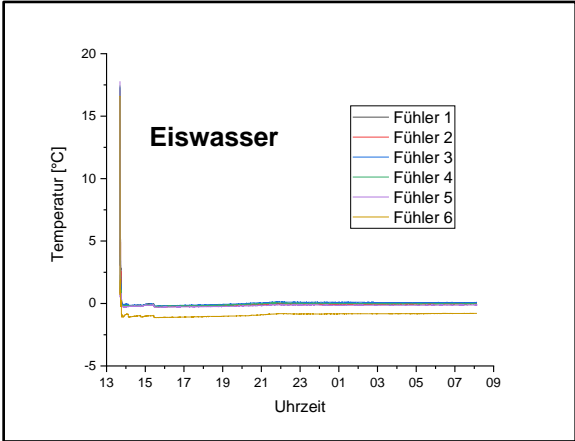
der Behälter muss dicht sein



Draufsicht

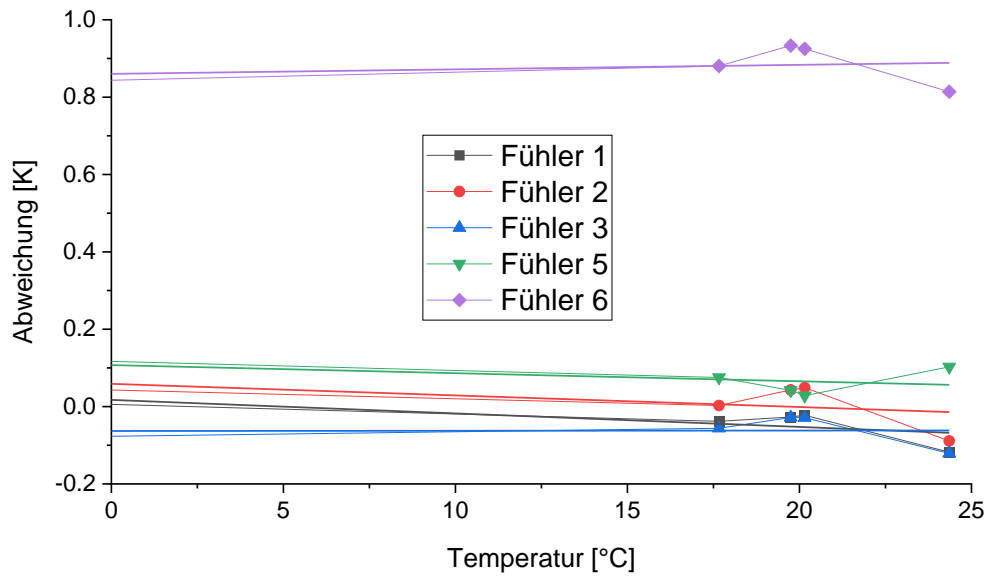
Sicht von unten  
 auf den Behälter

# Anhang B: Kalibrierung der Temperatursensoren



	Abweichung zu 0 °C bei der Kalibrierung im Eiswasser					
	Fühler 1	Fühler 2	Fühler 3	Fühler 4	Fühler 5	Fühler 6
Mittlere Abweichung	-0,058	-0,095	0,025	-0,052	-0,169	-0,896
Mittlere absolute Abweichung	0,066	0,095	0,091	0,060	0,169	0,896
Mittlere Überschreitung	0,016	0	0,083	0,013	0	0
Mittlere Unterschreitung	-0,075	-0,095	-0,108	0,067	-0,169	-0,896
Summe der mittleren Über- und Unterschreitung	0,091	0,095	0,191	0,080	0,169	0,896

	Mittlere Abweichung zu Fühler 4				
	Fühler 1	Fühler 2	Fühler 3	Fühler 5	Fühler 6
Eis	-0,01	0,04	-0,08	0,12	0,84
Sand	-0,04	0,00	-0,06	0,08	0,88
Öl (Raumtemperatur)	-0,03	0,04	-0,03	0,04	0,93
Öl (Ofen)	-0,02	0,05	-0,03	0,03	0,92
Raumluft	-0,12	-0,09	-0,12	0,10	0,81



Gleichung	$y = a + b \cdot x$				
Zeichnen	Fühler 1	Fühler 2	Fühler 3	Fühler 5	Fühler 6
Schnittpunkt mit d	$0.0173 \pm 0.0$	$0.05879 \pm 0.$	$-0.06309 \pm 0.0$	$0.10726 \pm 0.$	$0.86015 \pm 0.$
Steigung	$-0.0035 \pm 0.$	$-0.003 \pm 0.0$	$5.45651E-5 \pm$	$-0.00209 \pm 0.$	$0.00117 \pm 0.$
Summe der Fehler	0.00423	0.01028	0.006	0.0042	0.01003
Pearson R	-0.71427	-0.48966	0.01338	-0.52325	0.21607
R-Quadrat (COD)	0.51019	0.23977	$1.7893E-4$	0.27379	0.04669
Kor. R-Quadrat	0.34691	-0.01364	-0.33309	0.03172	-0.27109



## Anhang C: Materialeigenschaften des CrodaTherm™ 21

	Wert	Einheit
Schmelztemperatur	21	°C
Schmelzwärme	190	kJ/kg
Kristallisationstemperatur	19	°C
Kristallisationswärme	-190	kJ/kg
Spezifische Wärmekapazität, fest	2,1	kJ/(kg·K)
Spezifische Wärmekapazität, flüssig	2,3	kJ/(kg·K)
Wärmeleitfähigkeit, fest	1,87	W/(m·K)
Wärmeleitfähigkeit, flüssig	1,98	W/(m·K)
Flammpunkt	208	°C
Dichte bei 6 °C (fest)	891	kg/m <sup>3</sup>
Dichte bei 30 °C (flüssig)	850	kg/m <sup>3</sup>
Volumenausdehnung beim Phasenwechsel von fest zu flüssig	4,8	%

## Anhang D: Grafische Fehlerdarstellungen

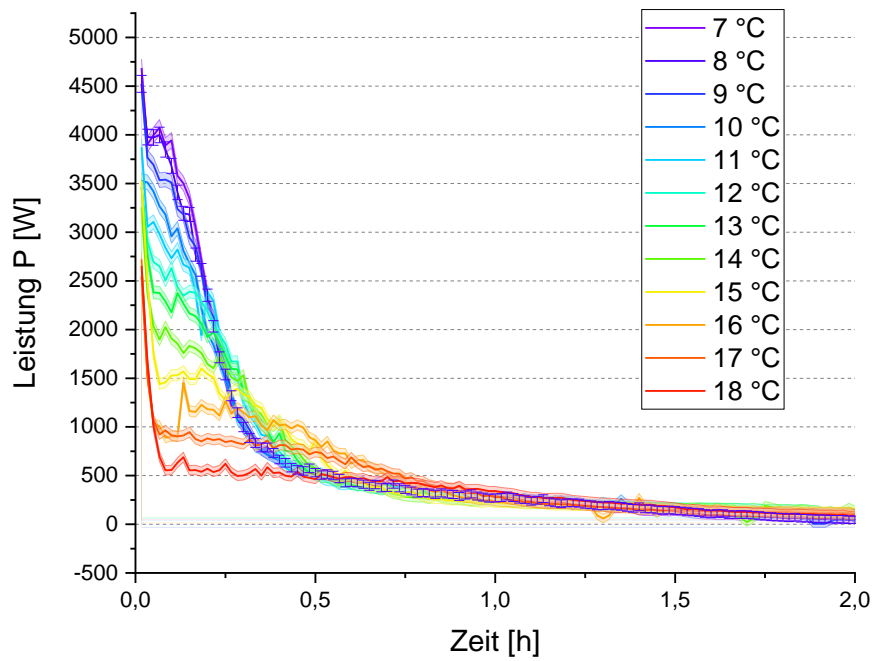


Abbildung D.1: Entladungsleistung bei unterschiedlichen Vorlauftemperaturen unter Berücksichtigung des potentiellen Fehlers

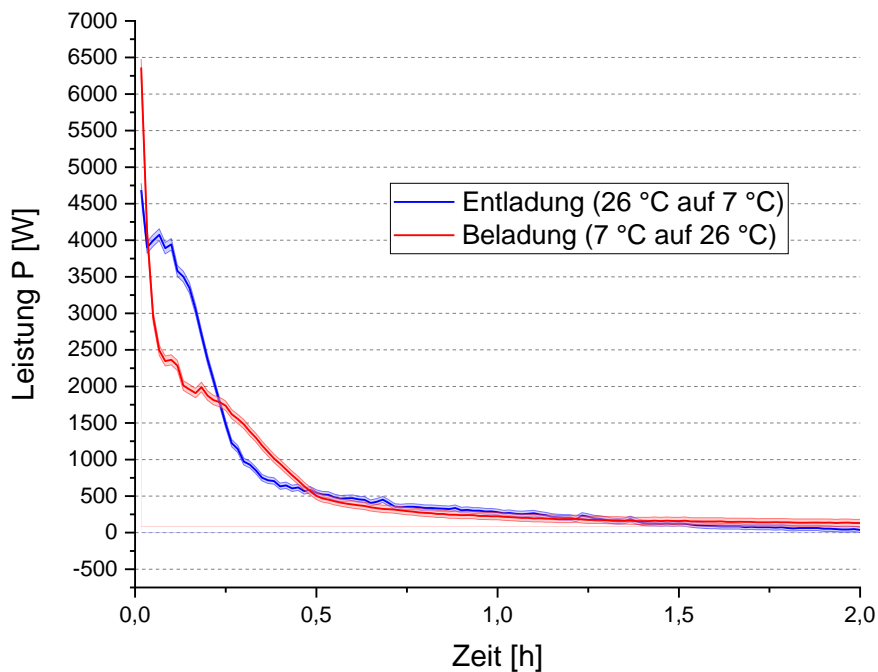


Abbildung D.2: Gegenüberstellung der Be- zur Entladungsleistung unter Berücksichtigung des potentiellen Fehlers

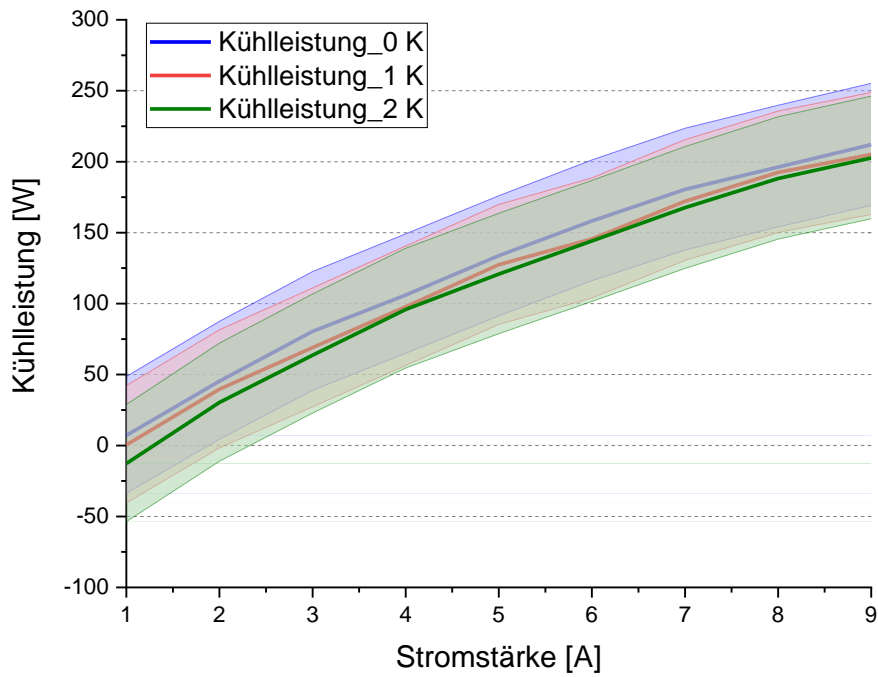


Abbildung D.3: Kühlleistung der Peltier-Wärmetauscher bei unterschiedlichen Stromstärken und unterschiedlichen Temperaturdifferenzen zwischen den Vorlauftemperaturen unter Berücksichtigung des potentiellen Fehlers

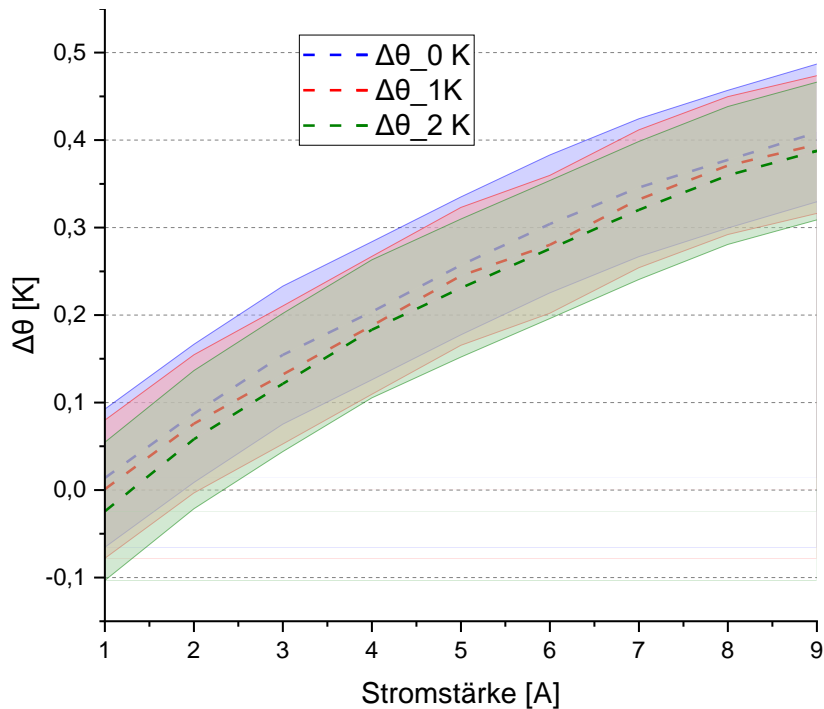


Abbildung D.4: Temperaturdifferenz zwischen dem Vor- und Rücklauf der Peltier-Wärmetauscher bei unterschiedlichen Stromstärken und unterschiedlichen Temperaturdifferenzen zwischen den Vorlauftemperaturen unter Berücksichtigung des potentiellen Fehlers

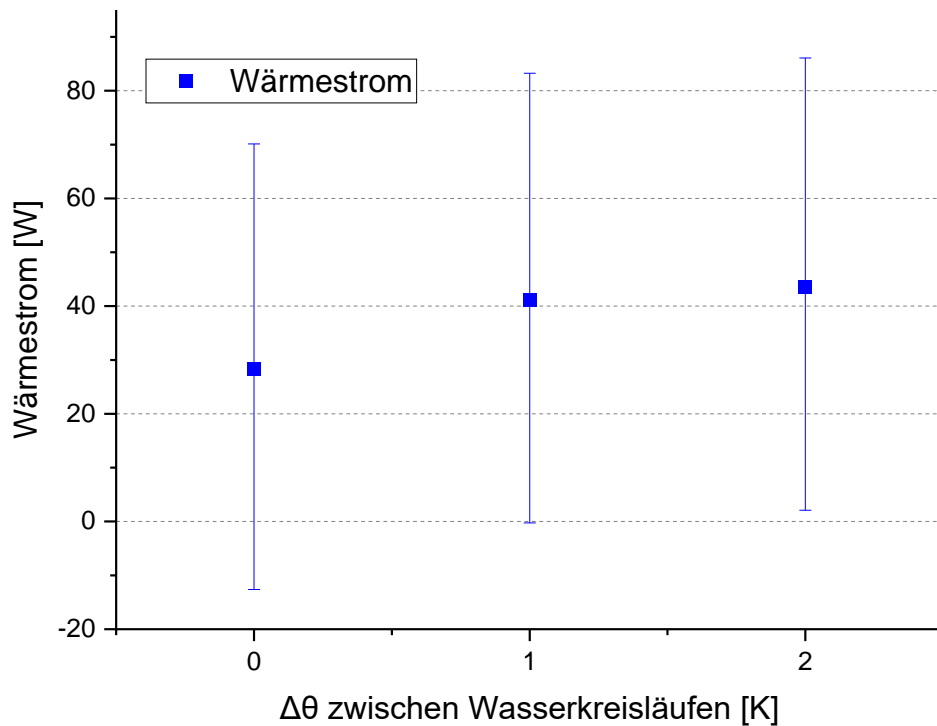


Abbildung D.5: Temperaturdifferenz zwischen dem Vor- und Rücklauf auf der kalten Seite der Peltier-Elemente aufgetragen über die Temperaturdifferenzen zwischen den Vorlauftemperaturen unter Berücksichtigung des potentiellen Fehlers

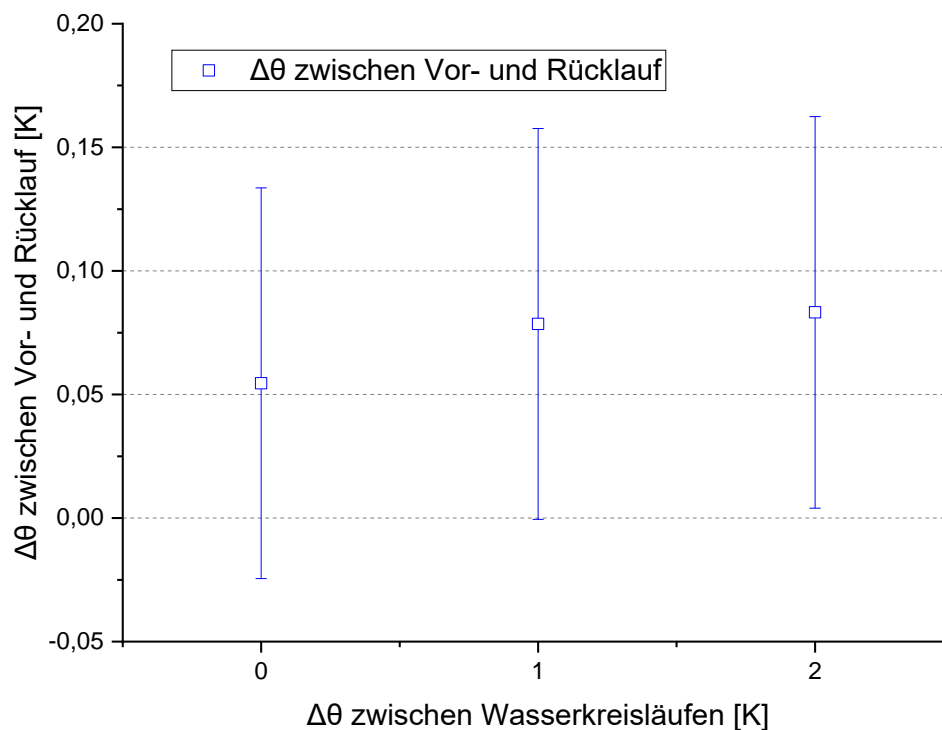


Abbildung D.6: Wärmerückfluss zwischen dem Vor- und Rücklauf auf der kalten Seite der Peltier-Elemente aufgetragen über die Temperaturdifferenzen zwischen den Vorlauftemperaturen unter Berücksichtigung des potentiellen Fehlers

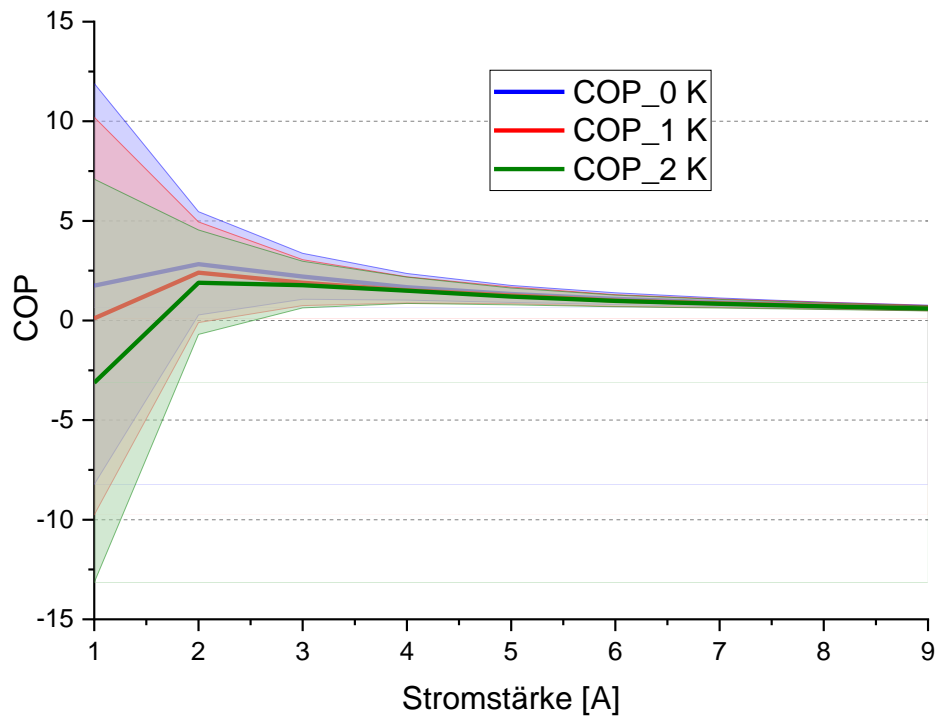


Abbildung D.7: Kühl-COP der Peltier-Wärmetauscher bei unterschiedlichen Stromstärken unter Berücksichtigung des potentiellen Fehlers

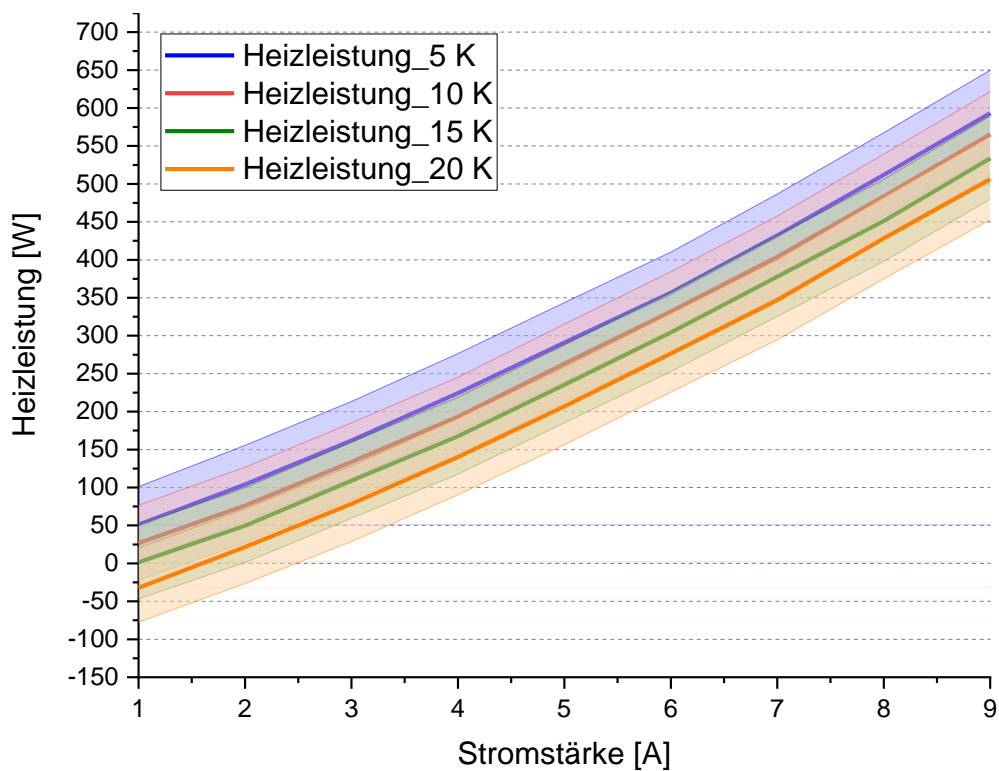


Abbildung D.8: Heizleistung bei unterschiedlichen Stromstärken und unterschiedlichen Temperaturdifferenzen zwischen den Vorlauftemperaturen unter Berücksichtigung des potentiellen Fehlers

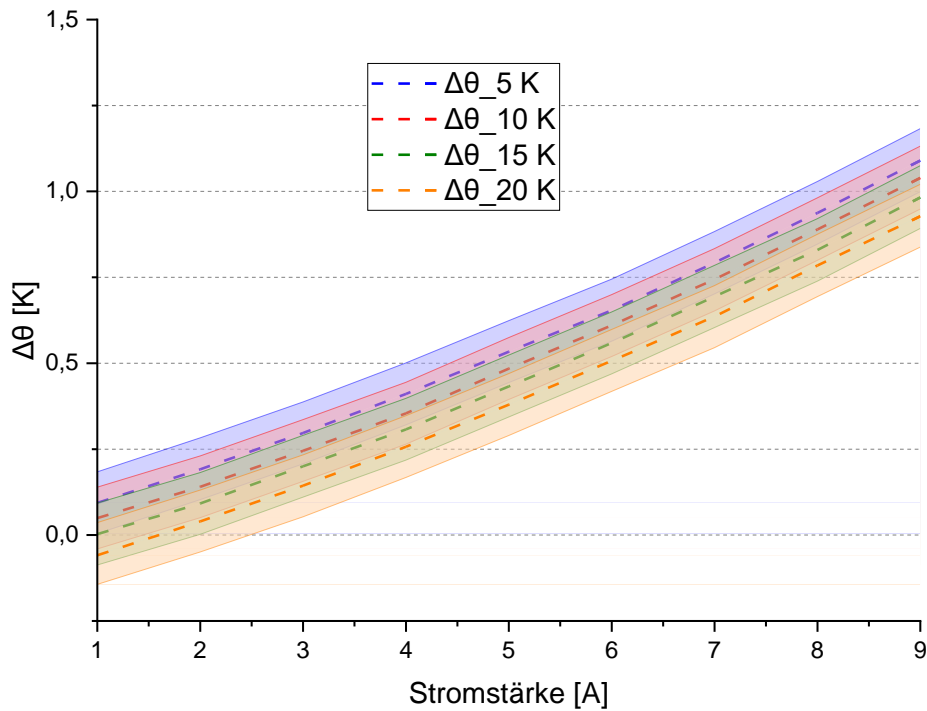


Abbildung D.9: Temperaturdifferenz zwischen dem Vor- und Rücklauf der Peltier-Wärmetauscher bei unterschiedlichen Stromstärken und unterschiedlichen Temperaturdifferenzen zwischen den Vorlauf-temperaturen unter Berücksichtigung des potentiellen Fehlers

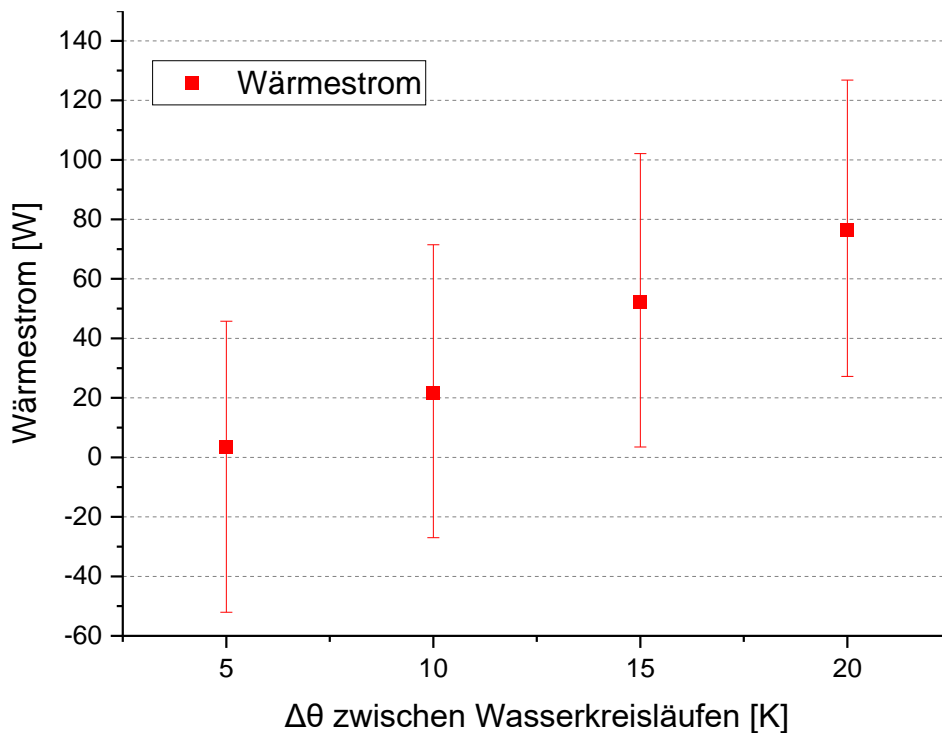


Abbildung D.10: Wärmerückfluss zwischen dem Vor- und Rücklauf auf der warmen Seite der Peltier-Elemente aufgetragen über die Temperaturdifferenzen zwischen den Vorlauf-temperaturen unter Berücksichtigung des potentiellen Fehlers

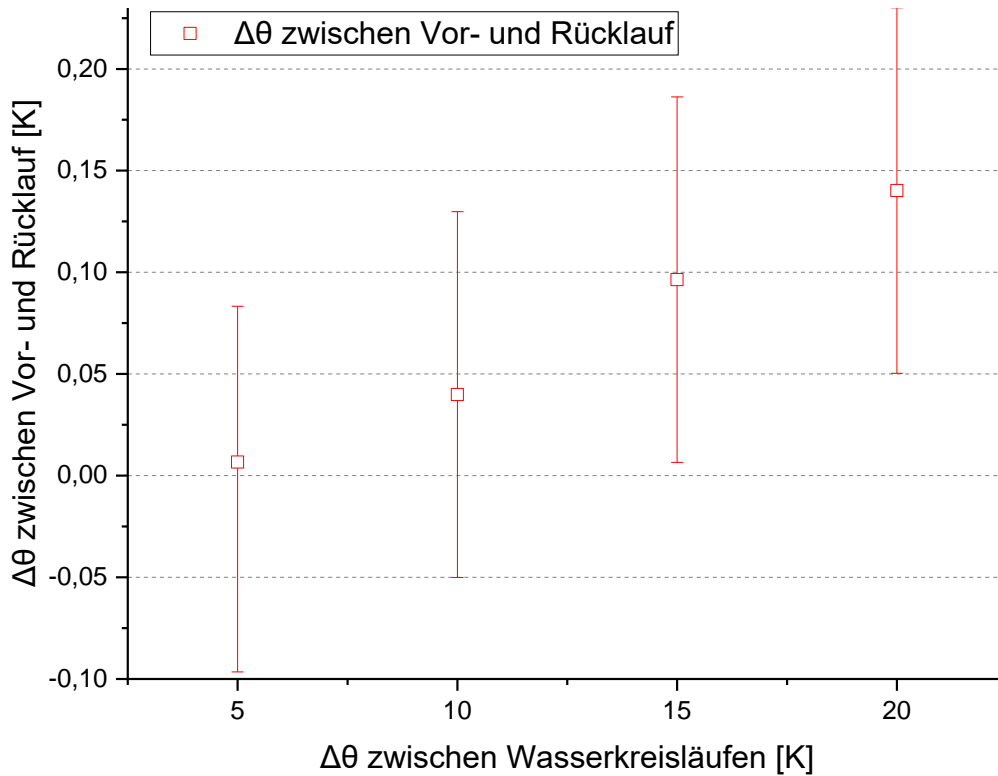


Abbildung D.11: Temperaturdifferenz zwischen dem Vor- und Rücklauf auf der warmen Seite der Peltier-Elemente aufgetragen über die Temperaturdifferenzen zwischen den Vorlauftemperaturen unter Berücksichtigung des potentiellen Fehlers

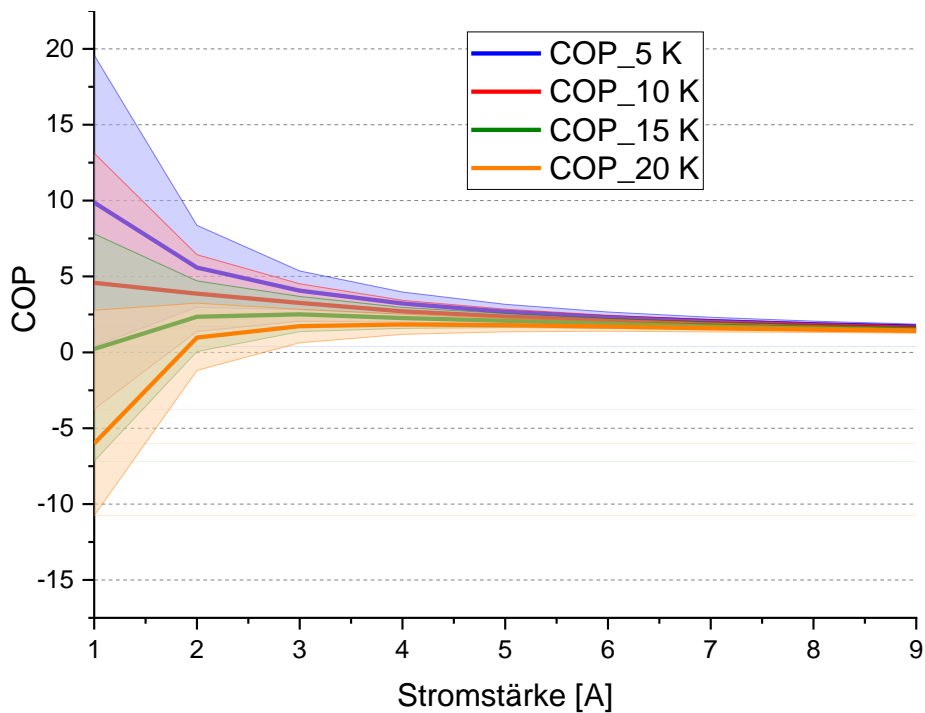


Abbildung D.12: Heiz-COP der Peltier-Wärmetauscher bei unterschiedlichen Stromstärken unter Berücksichtigung des potentiellen Fehlers

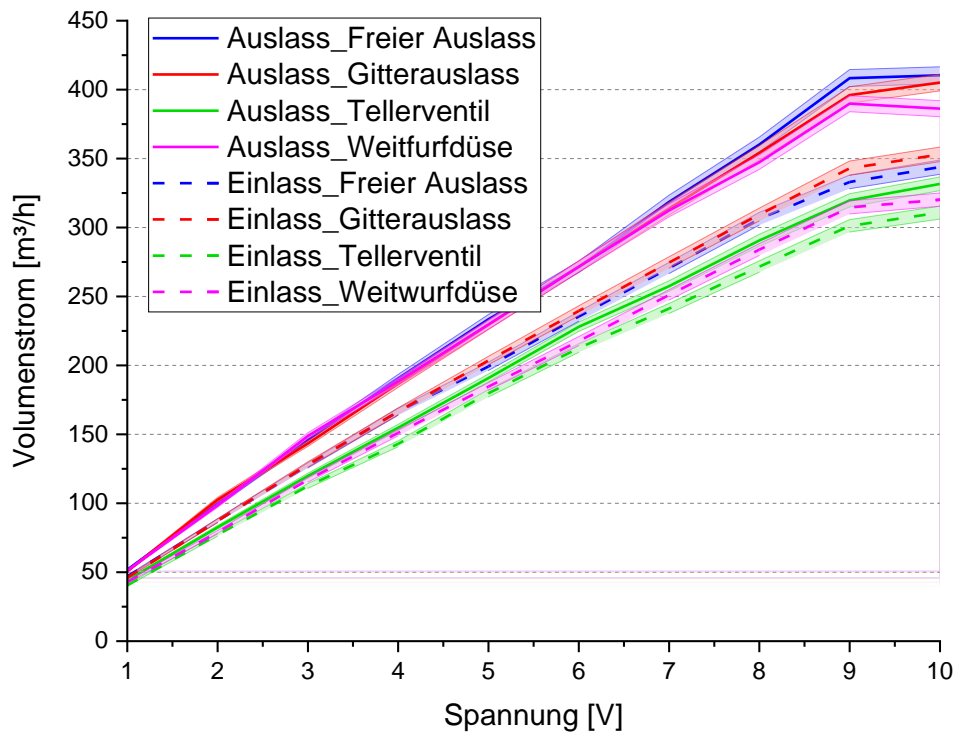


Abbildung D.13: Gemessener Volumenstrom am Luftein- und Luftauslass bei unterschiedlichen Auslassgestaltungen und Ventilatorspannungen unter Berücksichtigung des potentiellen Fehlers

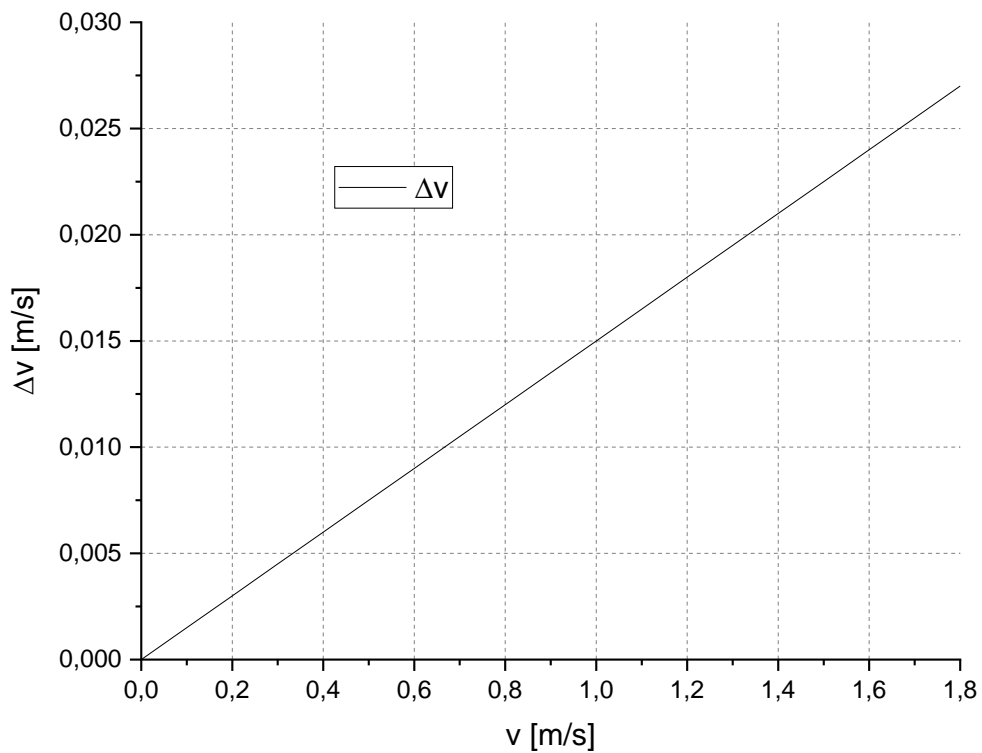
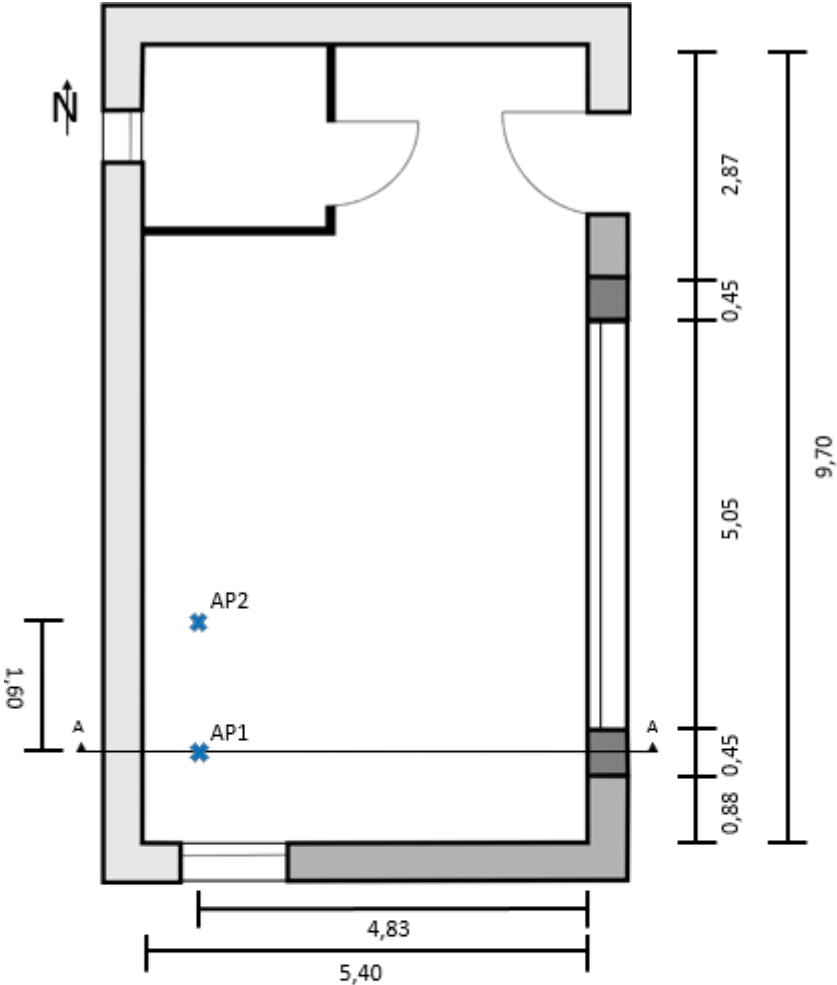


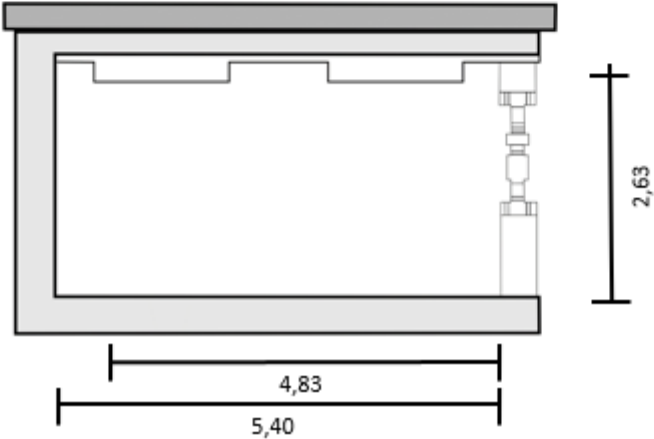
Abbildung D.14: Entwicklung des potentiellen Messfehlers beim omnidirektionalen Thermoanemometer bei zunehmender Luftgeschwindigkeit



# Anhang E: Grundriss und Schnitt des Versuchsgebäudes



Schnitt A-A



## Anhang F: Exemplarische Matrizen zur Verwendung der Entladungsleistung

7 °C		8 °C		9 °C		10 °C		11 °C		12 °C	
[kJ]	[kJ/min]	[kJ]	[kJ/min]	[kJ]	[kJ/min]	[kJ]	[kJ/min]	[kJ]	[kJ/min]	[kJ]	[kJ/min]
0.00	281.19	0.00	271.41	0.00	271.00	0.00	211.67	0.00	232.42	0.00	207.51
280.99	234.08	271.25	238.65	270.81	225.97	211.49	210.67	232.21	183.28	207.27	174.25
514.87	239.77	509.76	238.35	496.61	221.54	422.01	205.09	415.30	186.38	381.29	161.66
754.49	244.52	748.01	239.95	718.01	212.03	626.99	195.94	601.51	178.86	542.76	158.99
998.88	233.45	987.90	231.02	929.94	212.43	822.86	190.91	780.26	170.39	701.59	150.35
1232.26	236.62	1218.90	220.87	1142.32	210.62	1013.72	177.44	950.58	163.91	851.82	157.91
1468.84	214.79	1439.78	204.55	1352.92	194.23	1191.14	182.39	1114.45	169.37	1009.66	146.00
1683.61	210.08	1644.37	191.62	1547.15	191.01	1373.52	168.62	1283.80	159.98	1155.60	140.79
1893.70	200.82	1836.05	190.92	1738.18	176.69	1542.13	160.63	1443.78	158.06	1296.36	143.36
2094.56	183.22	2027.04	166.19	1914.91	171.21	1702.75	153.62	1601.87	143.25	1439.71	142.67
2277.83	162.50	2193.33	156.77	2086.17	156.54	1856.38	133.89	1745.17	116.58	1582.37	137.26
2440.39	142.07	2350.21	141.16	2242.78	133.77	1990.30	117.77	1861.80	143.12	1719.65	131.34
2582.55	124.99	2491.49	122.00	2376.63	128.09	2108.13	110.71	2004.98	137.68	1851.02	122.67
2707.62	106.99	2613.63	102.93	2504.82	109.25	2218.87	99.76	2142.74	117.69	1973.72	116.77
2814.71	88.97	2716.71	92.32	2614.17	98.98	2318.69	89.59	2260.51	103.50	2090.54	111.03
2903.81	73.46	2809.19	79.20	2713.26	79.91	2408.35	78.59	2364.10	93.68	2201.63	100.18

## Anhang G: Verwendete Bauteilaufbauten bei der Holzrahmenbauweise

Bauteil	Material	d [m]	$\lambda$ [W/mK]	U-Wert [W/m <sup>2</sup> K]
Außenwand	GKB-Bauplatte	0,012	0,25	0,28
	OSB-Platte	0,015	0,13	
	Ständer/Zellulosedämmung	0,14	0,13/0,04	
	Holzweichfaser	0,01	0,045	
	Armierungsschicht	-	-	
	Mineralischer Außenputz	0,015	0,7	
Innenwand	GKB-Bauplatte	0,012	0,25	0,45
	OSB-Platte	0,015	0,13	
	Ständer/Zellulosedämmung	0,080	0,13/0,04	
	OSB-Platte	0,015	0,13	
	GKB-Bauplatte	0,012	0,25	
Dach	GKB-Bauplatte	0,012	0,25	0,20
	OSB-Platte	0,015	0,13	
	Dampfsperre	-	-	
	Ständer/Zellulosedämmung	0,23	0,13/0,04	
	OSB-Platte	0,015	0,13	
	Bitumenbahn	-	-	

## Eidesstattliche Erklärung

Hiermit erkläre ich an Eides statt, dass ich die eingereichte Dissertation selbständig verfasst, alle benutzten Hilfsmittel in der Arbeit angegeben sowie Anteile etwa beteiligter Mitarbeiter sowie anderer Autoren klar gekennzeichnet habe.

Die Dissertation oder Teile hiervon habe ich nicht als Prüfungsarbeit für eine staatliche oder andere wissenschaftliche Prüfung eingereicht. Ebenso habe ich diese oder eine andere Abhandlung nicht bei einem anderen Fachbereich oder einer anderen Universität als Dissertation eingereicht.

Kaiserslautern, den 02.02.2023

---

Jonas Christoph Krohn

# Lebenslauf

## Persönliche Daten

Name: Jonas Christoph Krohn

Geburtsort: Karlsruhe

Staatsangehörigkeit: deutsch

## Werdegang

- 2010 Allgemeine Hochschulreife am Goethe-Gymnasium in Gaggenau
- 2011 – 2014 Duales Studium zum Bauingenieur-Fassadentechnik an der Dualen Hochschule Baden-Württemberg in Mosbach, Abschluss als B.Eng.
- 2014 – 2018 Produktmanager / Key Account Manager bei der Protektorwerk Florenz Maisch GmbH & Co. KG in Gaggenau
- 2014 – 2016 Berufsbegleitendes Masterstudium im Projektmanagement Bau an der SRH Hochschule in Heidelberg, Abschluss als M.Eng.
- 2016 – 2017 Weiterführendes Studium zum Gebäude-Energieberater an der Universität Kassel
- 2018 - 2020 Bauphysik-Ingenieur im Ingenieurbüro Nils Niggemeier in Gaggenau (Nebentätigkeit)
- 2018 – 2022 Wissenschaftlicher Mitarbeiter an der Technischen Universität Kaiserslautern im Fachgebiet Bauphysik / Energetische Gebäudeoptimierung