

**Numerische und experimentelle Untersuchung
verschiedener Konzepte zur personenorientierten
Kühlung mittels Phasenwechselmaterialien**

Vom Promotionsausschuss der
Technischen Universität Hamburg
zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)

genehmigte Dissertation

von

Finn Sören Christl Richter

aus Cuxhaven

2023

1. Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Gerhard Schmitz
2. Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Dieter Brüggemann
Prüfungsvorsitzender: Prof. Dr.-Ing. Friedrich Wirz

Tag der mündlichen Prüfung: 26.05. 2023

DOI: <https://doi.org/10.15480/882.5161>
Handle: <http://hdl.handle.net/11420/15365>
URN: <urn:nbn:de:gbv:830-882.0221100>

Diese Arbeit steht unter der Creative-Commons-Lizenz Namensnennung 4.0 (CC BY 4.0). Das bedeutet, dass er vervielfältigt, verbreitet und öffentlich zugänglich gemacht werden darf, auch kommerziell, sofern dabei stets der Urheber, die Quelle des Textes und o.g. Lizenz genannt werden. Die genaue Formulierung der Lizenz kann unter <https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/legalcode.de> aufgerufen werden.

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Technische Thermodynamik an der Technischen Universität Hamburg. Während dieser Zeit habe ich mehrere Projekte im Bereich der technischen Gebäudeausrüstung bearbeitet.

Mein besonderer Dank gilt meinem Doktorvater Herrn Prof. Dr.-Ing. Gerhard Schmitz. Sein entgegengebrachtes Vertrauen sowie die große inhaltliche Freiheit ermöglichten erst die erfolgreiche Durchführung meiner Arbeit. Weiterhin danke ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Dieter Brüggemann für die Anfertigung des Zweitgutachtens und Herrn Prof. Dr.-Ing. Friedrich Wirz für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes.

Bei allen Kolleginnen und Kollegen des Instituts bedanke ich mich für die gute Arbeitsatmosphäre, die über die Jahre stets abwechslungsreichen Mittagspausen und die interessanten fachlichen sowie lebhaften privaten Diskussionen. Mein besonders herzlicher Dank gilt Dr.-Ing. Peter Niemann, der in unser gemeinsamen Zeit am Institut nicht nur ein wertvoller Kollege war, sondern auch ein guter Freund geworden ist.

Vielen Dank auch an die zahlreichen Studierenden, die im Rahmen ihrer Bachelor-, Projekt- und Masterarbeiten ebenfalls sehr zum Gelingen des Projektes beigetragen haben.

Ich bedanke mich bei meiner Mutter Monika und meinen Brüdern Nils und Jannis für die lebenslange und uneingeschränkte Unterstützung. Meiner Frau Malena und unserer gemeinsamen Tochter danke ich für so vieles, dass es eine eigene Arbeit füllen würde.

Kurzfassung

Als Folge des Klimawandels und gesellschaftlicher Veränderungen ist der Kühlbedarf der am schnellsten wachsende Sektor im Gebäudebereich. Dies führt zu steigenden Treibhausgasemissionen und höheren Energiebedarfen. Nachhaltige und effiziente Klimatisierungssysteme sind vor diesem Hintergrund unumgänglich. In der vorliegenden Arbeit wird der Ansatz der personenorientierten Komfortsysteme zur sommerlichen Kühlung untersucht. Durch eine Reduzierung des konditionierten Luftvolumens auf einzelne Körperteile oder Wirkbereiche des Nutzers haben derartige Systeme das Potential zur Verringerung des Energiebedarfs bei der Gebäudeklimatisierung.

Anhand von zwei alternativen Konzepten wird der Einfluss personenorientierter Komfortsysteme auf die thermische Behaglichkeit untersucht. Dabei ist durch den Einsatz von Phasenwechselmaterialien eine Kühlung ohne Kältemaschine möglich. Bei Lufttemperaturen oberhalb des Behaglichkeitsbereichs strömt warme Raumluft über das Phasenwechselmaterial und kühlt sich dabei ab. Nach vollständigem Schmelzen des Phasenwechselmaterials ist vor einem erneuten Einsatz eine Regeneration erforderlich.

Das erste Konzept, der Phasenwechselmaterial-Turm, beeinflusst den gesamten Wirkbereich des Nutzers. Bei einer Leistungsaufnahme von 20 W kann die Behaglichkeitsgrenze von 25,5 °C bei steigenden Raumtemperaturen für bis zu drei Stunden eingehalten werden. Der durchschnittliche COP beträgt dabei 4,8. Unter Berücksichtigung des Energiebedarfs zur Regeneration des Phasenwechselmaterials ergibt sich eine Arbeitszahl von 0,97. Aufgrund des hohen Gewichts von über 54 kg ist eine Regeneration außerhalb der Nutzungszone nicht realisierbar.

Anhand der Ergebnisse lässt sich ableiten, dass leichte und mobile Geometrien zu bevorzugen sind. Zwei erstellte CFD-Modelle werden auf Basis von Messdaten validiert. Mittels der Simulationsmodelle wird eine numerische Optimierung der Geometrie bezüglich des Druckverlusts, der Kühlleistung und der Eindringtiefe der Luftströmung in einen Raum durchgeführt. Das zweite im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Konzept, ein Phasenwechselmaterial-Kühlelement, mit einem Gesamtgewicht von ca. 2300 g beschränkt die Kühlung auf die Hände und den Torso des Nutzers. Der elektrische Leistungsbedarf beträgt maximal 1,3 W. Über einen Zeitraum von drei Stunden ist bei einer Raumtemperatur von 27 °C eine durchschnittliche Temperaturdifferenz von 2,2 K über das Kühlelement zu erreichen. Die zugehörige Kühlleistung beträgt 18,15 W bei einem COP von 18,12. Durch die kompakte Bauweise mit einer Länge von 289 mm ist eine Regeneration des Phasenwechselmaterials im Außenbereich oder in einem Kühlschranks möglich. Bei der Regeneration mit niedrigen Temperaturen im Außenbereich ergibt sich eine Arbeitszahl von 18,33. Neben der energetischen Bewertung wird der positive Einfluss des Phasenwechselmaterial-Kühlelements auf den thermischen Komfort in einer Feldstudie mit zehn Teilnehmern anhand von Fragebögen bestätigt.

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis	v
Tabellenverzeichnis	vii
Symbolverzeichnis	ix
1 Einleitung	1
2 Einflüsse auf die thermische Behaglichkeit	3
2.1 Thermische Behaglichkeit	3
2.2 Individuelle Einflüsse auf die thermische Behaglichkeit	9
2.2.1 Einfluss der metabolischen Rate	10
2.2.2 Einfluss des biologischen Geschlechts	10
2.2.3 Einfluss des Alters	11
2.2.4 Psychologische Einflüsse auf die thermische Behaglichkeit	12
2.3 Einfluss der thermischen Behaglichkeit auf die Leistungsfähigkeit	13
3 Phasenwechselmaterialien im Gebäudebereich	17
3.1 Phasenwechselmaterialien als latente thermische Energiespeicher	17
3.2 Einsatzmöglichkeiten von Phasenwechselmaterialien in Gebäuden	20
3.2.1 Passive Systeme mit PCM-haltigen Baustoffen oder Komponenten	23
3.2.2 PCM-haltige Komponenten mit aktiver wasserbasierter Regeneration	24
3.2.3 PCM-haltige Komponenten in zentralen und dezentralen Lüftungssystemen	25
3.2.4 Zusammenfassung der Einsatzmöglichkeiten von Phasenwechselmaterialien im Gebäudebereich	27
4 Personenorientierte Komfortsysteme	29
4.1 Einfluss der Körperregionen bei der lokalen Kühlung	30
4.2 Personenorientierte Komfortsysteme zur lokalen Kühlung	33
4.2.1 Personenorientierte Komfortsysteme in der Literatur	33
4.2.2 Reduzierung des Energiebedarfs durch den Einsatz von personenorientierten Komfortsystemen	37
4.2.3 Bewertung von Personenorientierten Komfortsystemen	38
4.3 Thermische Behaglichkeit bei der Nutzung personenorientierter Komfortsysteme	40
4.3.1 Erweiterte Temperaturrandbedingung bei Verwendung personenorientierter Komfortsysteme	40
4.3.2 Einfluss der Luftströmung auf die thermische Behaglichkeit	41

4.3.3	Alliästhesie	43
4.3.4	Bewertung thermischer Behaglichkeit bei lokalen Einflüssen	44
5	Experimentelle Untersuchungen zur lokalen Kühlung mit Phasenwechselmaterialien	47
5.1	Kühlung mittels Phasenwechselmaterialien in Turmbauweise	49
5.1.1	Aufbau	49
5.1.2	Funktionsweise und Steuerung	52
5.1.3	Messkonzept	54
5.1.4	Untersuchungen zum Einsatz des Phasenwechselmaterial-Turms in einem Leichtbau	57
5.1.5	Untersuchungen zum Einsatz des Phasenwechselmaterial-Turms in einem Massivbau	66
5.1.6	Zusammenfassung und Optimierungspotentiale des Phasenwechselmaterial-Turms	67
5.2	Phasenwechselmaterial-Kühlelement	69
5.2.1	Randbedingungen und Aufbau	69
5.2.2	Aufbau der Versuchsstände	74
5.2.3	Experimentelle Untersuchungen zu Kühlleistung und Druckverlust des Probenkörpers Variante I	79
5.2.4	Experimentelle Untersuchungen zur Eindringtiefe der Luftströmung des Probenkörpers Variante I	83
5.2.5	Zusammenfassung der experimentellen Ergebnisse zum Phasenwechselmaterial-Kühlelement	85
6	Simulation und Optimierung des Phasenwechselmaterial-Kühlelements	87
6.1	Modell zur Untersuchung der Eindringtiefe der Luftströmung	87
6.2	Modell zur Untersuchung der Kühlleistung und des Druckverlusts	90
6.2.1	Modellerstellung	90
6.2.2	Validierung des Schmelzvorgangs	92
6.2.3	Optimierung der Geometrie des Probenkörpers	93
6.2.4	Experimentelle Untersuchung des Probenkörpers Variante II	99
6.3	Zusammenfassung	100
7	Feldstudie des Phasenwechselmaterial-Kühlelements Variante II	101
7.1	Aufbau und Steuerung des Phasenwechselmaterial-Kühlelements	101
7.2	Regeneration außerhalb der Nutzungszone	105
7.3	Einsatz des Phasenwechselmaterial-Kühlelements in der Praxis	107
7.3.1	Auswertung des Fragebogens im Feldversuch	109
7.3.2	Energetische Auswertung im Feldversuch	111
7.4	Zusammenfassung	116
8	Zusammenfassung und Ausblick	117
	Literaturverzeichnis	119

A	Zusätzliche Informationen für den Phasenwechselmaterial-Turm	137
A.1	Temperatur-Enthalpie-Diagramm für das Phasenwechselmaterial ATS 25	137
A.2	Investitionskosten eines PCM-Turms	138
A.3	Darstellung des PCM-Turms im Massivbau	139
A.4	Quellcode der Steuerung des PCM-Turms	140
B	Zusätzliche Informationen für das Phasenwechselmaterial-Kühlelement	151
B.1	Temperatur-Enthalpie-Diagramm für das Phasenwechselmaterial RT26	151
B.2	Randbedingungen der Simulation und Materialkenndaten für RT22HC	152
B.3	Vergleich der Temperaturdifferenz der Simulation und der Messdaten für Probenkörper Variante II	154
B.4	Quellcode der Steuerung des PCM-Kühlelements	155
B.5	Elektrischer Leistungsbedarf des PCM-Kühlelements	160
B.6	Investitionskosten eines PCM-Kühlelements	161
B.7	Gewichtsrandbedingungen der Prototypen	162

Abbildungsverzeichnis

2.1	Bedürfnis- und Komforthierarchie	4
2.2	Wärmeabgabe des Körpers in Bezug zur Lufttemperatur	5
2.3	Alternative Korrelation für die Korrelation von PPD zu PMV	8
2.4	Grundumsatz des Menschen in Abhängigkeit des Alters und des Geschlechts	10
2.5	Leistungsfähigkeit in Abhängigkeit des thermischen Empfindens	14
3.1	Idealisierte Darstellung von einem latenten und einem sensiblen thermi- schen Energiespeicher	18
3.2	Makroverkapselung von Phasenwechselmaterialien	20
3.3	Phasenwechselenthalpie in Abhängigkeit der Temperatur für verschiedene Materialien	21
4.1	Statische Antwort von Thermorezeptoren	31
4.2	Verteilung der Kälterezeptoren auf der Körperoberfläche	32
4.3	Übersicht möglicher personenorientierter Komfortsysteme	34
4.4	Temperaturgrenzen bei Verwendung personenorientierter Komfortsysteme .	41
4.5	Ausgleich erhöhter Temperatur durch erhöhte Luftgeschwindigkeit	42
5.1	Ansichten des PCM-Turms	50
5.2	Makroverkapseltes PCM des PCM-Turms	51
5.3	Schematische Darstellung der Steuerung des PCM-Turms	53
5.4	Schematischer Aufbau des PCM-Turms	54
5.5	Schematische Darstellung des Aufbaus zur Messung der Behaglichkeit . . .	56
5.6	Positionierung des PCM-Turms im Leichtbau	56
5.7	Verlauf der Raumtemperaturen im Leichtbau von Juni bis August 2019 . .	59
5.8	Tagesverlauf der Raumtemperaturen im Leichtbau	60
5.9	Visualisierung der lokalen Auswirkung des PCM-Turms im Leichtbau . . .	61
5.10	Tagesverlauf der Temperaturen am PCM-Turm im Leichtbau	62
5.11	Darstellung der lokalen Temperaturabsenkung mittels PCM-Turm	64
5.12	Verlauf von PMV und PPD beim Einsatz des PCM-Turms	65
5.13	Luftgeschwindigkeit und Draught Rating beim Einsatz des PCM-Turms . .	66
5.14	Verlauf der Raumtemperaturen im Massivbau von Juli bis August 2019 . .	67
5.15	Testmuster zur Überprüfung der Dichtigkeit und Stabilität	72
5.16	Aufbau der Variante I des Probenkörpers für das PCM-Kühlelement	73
5.17	Konstruktive Umsetzung des Versuchsstands zur Evaluation der Kühllei- stung und des Druckverlusts	75
5.18	Schematische Darstellung der Teststrecke zur Untersuchung des Proben- körpers	76
5.19	Probenkörper Variante I im eingebauten Zustand	78

5.20	Konstruktive Umsetzung des Versuchsstands zur Evaluation des Wirkungsbereichs	79
5.21	Temperaturverläufe des Versuchs Nr. 4	81
5.22	Temperaturdifferenz und Kühlleistung des Versuchs Nr. 4	82
5.23	Visualisierung des Abströmbereichs des Probenkörpers Variante I mittels Nebel	84
5.24	Ansicht entgegen der Strömungsrichtung des Probenkörpers Variante I	84
5.25	Interpolation der gemessenen Luftgeschwindigkeiten im Abströmbereich des Probenkörpers	86
6.1	Interpolation der numerisch ermittelten Luftgeschwindigkeiten im Abström- bereich des Probenkörpers	89
6.2	Vergleich der Ein- und Austrittstemperaturen der Simulation und der Mess- daten für Probenkörper Variante I	93
6.3	Vergleich der Temperaturdifferenz der Simulation und der Messdaten für Probenkörper Variante I	94
6.4	Zusammenhang zwischen Druckverlust und den temperaturabhängigen Ziel- größen	97
6.5	Aufbau der Variante II des Probenkörpers für das PCM-Kühlelement	98
6.6	Vergleich der Ein- und Austrittstemperaturen der Simulation und der Mess- daten für Probenkörper Variante II	100
7.1	Aufbau der Halterung des Kühlelements	102
7.2	Aufbau der Steuerung des Kühlelements	104
7.3	Untersuchung der Regeneration in einem Kühlschranks	106
7.4	Verlauf der Temperaturen bei der Regeneration in einem Kühlschranks	106
7.5	Fragebogen zur Bewertung des PCM-Kühlelements durch die Nutzer	108
7.6	Auswertung der Fragen 1, 2 und 3	109
7.7	Auswertung der Fragen 4, 5 und 6	110
7.8	Auswertung der Fragen 7, 8 und 9	111
7.9	Temperaturverlauf des PCM-Kühlelements am 11.08.2021	112
7.10	Temperaturdifferenz und Kühlleistung des PCM-Kühlelements in der Feld- studie am 11.08.2021	113
7.11	Elektrischer Leistungsbedarf und COP des PCM-Kühlelements in der Feld- studie am 11.08.2021	114

Tabellenverzeichnis

2.1	Geltungsbereiche der Einflussfaktoren für den PMV-Index	6
2.2	Beurteilung des Behaglichkeitsempfindens anhand der PMV Punkteskala .	7
2.3	Grenzwerte ganzheitlicher und lokaler Unbehaglichkeiten	9
3.1	Eigenschaften von Paraffinen und Salzhydraten	22
4.1	Hauttemperaturen in der thermoneutralen Zone	30
5.1	Eigenschaften des Phasenwechselmaterials ATS 25	51
5.2	Eigenschaften der Makroverkapselung des PCM-Turms	51
5.3	Messtechnische Ausstattung des PCM-Turms und des Messaufbaus für thermische Behaglichkeit	55
5.4	Eigenschaften des Phasenwechselmaterials RT26	74
5.5	Messtechnische Ausstattung des Versuchsstands zur Evaluierung der Kühl- leistung und des Druckverlusts	77
5.6	Messtechnische Ausstattung des Versuchsstands zur Evaluierung der Ein- dringtiefe	80
5.7	Randbedingungen der Versuchsreihe mit Probenkörper Variante I	80
5.8	Ergebnisse der Versuchsreihe mit Probenkörper Variante I	83
5.9	Maximale Geschwindigkeiten in verschiedenen Abständen vom Probenkörper	85
6.1	Ausgewählte Modelle für die Bestimmung der Eindringtiefe der Strömung .	88
6.2	Ergebnisse der numerischen Simulation zur Eindringtiefe	88
6.3	Stoffdaten der Verkapselung und des PCM für die numerische Simulation .	91
6.4	Diskretisierung des Schmelzvorgangs innerhalb der numerischen Simulation	92
6.5	Beschreibung der variablen Geometriegrößen für die numerische Optimierung	95
6.6	Übersicht der Zielgrößen zur numerischen Optimierung	96
7.1	Verwendete Messtechnik zur Bestimmung der Randbedingungen des PCM- Kühlelements in der Feldstudie	104
7.2	Benötigter elektrischer Energiebedarf zur Regeneration des PCM-Kühlelements in Abhängigkeit von verschiedenen Arbeitszahlen	114
7.3	Abgeschätzte Arbeitszahlen des PCM-Kühlelements	115

Symbolverzeichnis

Lateinische Zeichen

a	Herstellerangabe der Messunsicherheit
c_p	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck in $\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$
Δh	spezifische Phasenwechselenthalpie in J kg^{-1}
k	Erweiterungsfaktor
m	Masse in kg
P	Leistung in W
\dot{Q}	Wärmestrom in W
Q	Energie in Form von Wärme in J
T	Temperatur in K
Tu	lokaler Turbulenzgrad in %
U	erweiterte Messunsicherheit
u	Messunsicherheit
\dot{V}	Volumenstrom in $\text{m}^3 \text{s}^{-1}$
v	Geschwindigkeit in m s^{-1}
$\overline{[\dots]}$	arithmetischer Mittelwert

Griechische Zeichen

ϱ	Dichte in kg m^{-3}
τ	Zeit in s
φ	relative Feuchte in % rF
Δ	Differenz

∂ partielle Ableitung

ϑ Temperatur in °C

Dimensionslose Kennzahlen

AZ Arbeitszahl

CFE Cooling-Fan Efficiency (Verhältnis der Kühlleistung zur Leistungsaufnahme eines Ventilators) in °C W⁻¹

COP Coefficient of Performance (Leistungszahl)

CP Corrective Power (äquivalente Temperaturdifferenz zwischen zwei Zuständen gleicher thermischer Behaglichkeit) in K

DR Draught Rating (Beeinträchtigung durch Zugluft) in %

PD Percentage of Dissatisfied (Prozentsatz an Unzufriedenen) in %

PMV Predicted Mean Vote (vorausgesagtes mittleres Votum)

PPD Predicted Percentage of Dissatisfied (vorausgesagter Prozentsatz an Unzufriedenen) in %

Indices (sowohl tief- als auch hochgestellt)

A Typ A

aus Austritt

B Typ B

ein Eintritt

el elektrisch

ES Energiespeicher

EZ Einsatzzeit

F Fußboden

ges gesamt

K Kühlung

konv konvektiv

KS Kühlschrank

lat	latent
L	Luft
lok	lokal
MA	Messaufbau zur Messung der thermischen Behaglichkeit
max	maximal
Mess	Messdaten
PCS	personal comfort systems (Personenorientiertes Komfortsystem)
PW	Phasenwechsel
R	Regeneration
Sim	Simulation
So	Sommer
Str	Strahlung
v	vertikal

Abkürzungen

ABS	Acrylnitril-Butadien-Styrol
ASA	Acrylnitril-Styrol-Acrylat
CAD	Computer-Aided Design
CFD	Computational Fluid Dynamics
CO ₂	Kohlenstoffdioxid
CPE	Copolyester
FFF	Fused Filament Fabrication
PCM	Phase Change Material (Phasenwechselmaterial)
PCS	Personal Comfort System (Personenorientiertes Komfortsystem)
PECS	Personal Environmental Control System (personenorientiertes Kontrollsystem der Umgebung)
PETG	Polyethylene terephthalate-Glycol modifiziert

PET	Polyethylene terephthalate
PV	Personal Ventilation (Personenorientiertes Ventilationssystem)
SLA	Stereolithografie
v. Ew.	Messunsicherheit bezogen auf den Endwert
v. Mw.	Messunsicherheit bezogen auf den Messwert

1 Einleitung

Um den Beschluss des Pariser Klimaabkommens, die globale Erwärmung auf unter 2 °C bzw. auf unter 1,5 °C im Vergleich zum vorindustriellen Zeitalter zu limitieren (vgl. United Nations, 2015), mit einer Wahrscheinlichkeit von 66 % zu erreichen, stehen laut Weltklimarat maximale kumulierte CO₂-Emissionen von 2250 Gt zur Verfügung (vgl. IPCC, 2014). Im Jahr 2018 schätzte der Weltklimarat das noch verbleibende Budget auf 420 Gt (vgl. IPCC, 2018).

Auch das Heizen und Kühlen von Gebäuden trägt durch die damit verbundenen Treibhausgasemissionen zur globalen Klimaerwärmung bei. Für das Jahr 2019 stiegen die CO₂-Emissionen des Gebäudesektors auf ein Allzeithoch von 10 Gt (vgl. IEA, 2020b). Der Anteil der Gebäudekühlung belief sich dabei auf 1 Gt der globalen Kohlenstoffdioxidemissionen, das einer Verdreifachung von 1990 zu 2019 entspricht (vgl. IEA, 2020a). Aufgrund der deutlichen Zunahme der Emissionen, sowie der Tatsache, dass der Kühlbedarf der am schnellsten wachsende Sektor im Gebäudebereich ist, schätzt die Internationale Energieagentur die Gebäudekühlung als einen der kritischsten Faktoren für die zukünftige Energieversorgung ein (vgl. IEA, 2018). Demzufolge führen höhere Umgebungstemperaturen durch den Klimawandel in Kombination mit Bevölkerungswachstum, steigenden Haushaltseinkommen und Komfortbedürfnissen zu einem zunehmenden Bedarf an Klimaanlageanlagen (vgl. CCAC, 2021, Eskeland und Mideksa, 2010 und Randazzo et al., 2020). Darüber hinaus bieten Klimaanlageanlagen Schutz vor gesundheitsgefährdenden Hitzewellen (vgl. Sarofim et al., 2016), deren Frequenz sich aufgrund des Klimawandels erhöhen wird (vgl. USGCRP, 2018 und WHO, 2021). Es wird daher erwartet, dass die Anzahl an Kühlsystemen von ca. vier Milliarden im Jahr 2016 auf mehr als neun Milliarden im Jahr 2050 steigen wird und sich der Energiebedarf in diesem Zeitraum verdreifacht (vgl. IEA, 2018).

Als weitere Herausforderung der wachsenden Anzahl an Kühlsystemen ist die Spitzenbelastung der elektrischen Netze zu berücksichtigen. Für das Jahr 2019 betrug der Energiebedarf zum Kühlen 8,5 % vom elektrischen Endenergiebedarf (vgl. IEA, 2020a). Während bei einem durchschnittlichen Kühlbedarf ein Anteil von 15 % zu den elektrischen Spitzenlasten beigetragen wird, liegt dieser Wert unter Extrembedingungen bei bis zu 50 % (vgl. IEA, 2020a und IEA, 2018). Unter diesen Bedingungen kann es bereits heute zu Stromausfällen bzw. vorsorglicher Netzabschaltung aufgrund von Klimaanlageanlagen kommen, um die Stromnetze nicht zu überlasten (vgl. Calma, 2019, Temple, 2020, Conca, 2016 und Gagua, 2013). Diese Zusammenhänge machen deutlich, dass eine energieeffiziente Kühlung zum Erreichen der Klimaziele sowie stabiler Energieversorgung zwingend erforderlich ist. Konventionelle Klimatisierungssysteme zielen auf gleichmäßige Umgebungsbedingungen bezüglich der Lufttemperatur und der Luftfeuchtigkeit in einem Raum ab. Dabei wird ein großes Raumvolumen konditioniert, obwohl die eigentlichen Nutzungszonen im

Regelfall deutlich kleiner ausfallen. Zudem werden persönliche Präferenzen oder individuelle Bedürfnisse, z.B. durch gesundheitliche Gründe oder unterschiedliche Kleidung, in derartigen Systemen nicht berücksichtigt, da sie auf einen durchschnittlichen Anwender ausgelegt sind.

Für den Anwendungsfall im Sommer ist im Allgemeinen eine Abkühlung der Raumluft notwendig. In diesem Kontext beschreibt die lokale Kühlung einen Ansatz, der eine energieeffiziente Erhöhung des thermischen Komforts der einzelnen Nutzer in Gebäuden ermöglicht. Dabei fokussieren Systeme, die eine personenorientierte Beeinflussung der Umgebung ermöglichen (englisch: personal environmental control system, PECS), die Kühlwirkung auf einzelne Körperregionen oder auf den Wirkungsbereich des Nutzers, sodass sich dieser trotz unbehaglicher Umgebungsbedingungen behaglich fühlt. Demnach werden als Komfortparameter in der Regel nur die Lufttemperatur und Luftgeschwindigkeit verwendet. Unter Berücksichtigung der lokalen Kühlwirkung ist eine Erhöhung des Sollwertes der Raumtemperatur und damit eine Möglichkeit zur Reduzierung des Energiebedarfs der Klimatisierung gegeben.

Als konkrete Anwendung werden in dieser Arbeit zwei Konzepte zur lokalen Kühlung untersucht. Beide Konzepte basieren auf verkapselten Phasenwechselmaterialien (englisch: phase change material, PCM), in denen, durch den Phasenwechsel von fest nach flüssig, Energie in Form von Wärme eingespeichert und somit der nötige Kühlbedarf bereitgestellt werden kann. Die Regeneration des PCM (Phasenwechsel von flüssig nach fest) kann über Nacht bei moderaten Umgebungstemperaturen stattfinden. Eine konventionelle Kältemaschine ist dann nicht erforderlich. Neben einem geringen elektrischen Leistungsbedarf kann somit auch auf Kältemittel mit hohem Treibhauspotential verzichtet werden. Das Ziel ist demnach die Entwicklung eines Kühlsystems zur Anwendung an einem Büroarbeitsplatz bzw. einer sitzenden Tätigkeit. Neben dem Zugewinn an thermischem Komfort und einem niedrigen elektrischen Leistungsbedarf steht eine möglichst einfache Handhabung im Fokus, da effiziente Kühlsysteme oftmals mit steigender Komplexität einhergehen, ein größeres Fachwissen der Nutzer voraussetzen und dadurch an Akzeptanz verlieren.

Struktur der Arbeit

In Kapitel 2 werden die Grundlagen der thermischen Behaglichkeit sowie die physiologischen Aspekte bei der Komfortklimatisierung dargestellt. Bezugnehmend auf das Anwendungsgebiet der Kühlsysteme an einem Büroarbeitsplatz wird zusätzlich der Zusammenhang zwischen thermischer Behaglichkeit und der Leistungsfähigkeit näher beleuchtet. Des Weiteren wird der Stand der Technik zum Einsatz von PCM im Gebäudebereich (siehe Kapitel 3) sowie von bestehenden personenorientierten Kühlsystemen (siehe Kapitel 4) beschrieben. Im Rahmen dieser Arbeit wurden zwei lokale Kühlsysteme entwickelt, die in Kapitel 5 vorgestellt werden. Das Kühlsystem *PCM-Turm* dient der Einstellung eines kühlen Mikroklimas im Bereich eines Büroarbeitsplatzes. Im Gegensatz dazu fokussiert das *PCM-Kühlelement* die Kühlung der Hände, der Arme und des Brustbereiches. Neben experimentellen Ergebnissen beider Kühlsysteme wird für das PCM-Kühlelement ein Simulationsmodell erstellt und eine numerische Optimierung durchgeführt (siehe Kapitel 6). Abschließend erfolgt in Kapitel 7 die Evaluation des optimierten Probenkörpers in einer Feldstudie.

2 Einflüsse auf die thermische Behaglichkeit

Das Komfortempfinden von Menschen ist individuell ausgeprägt. Im Allgemeinen gibt es verschiedene Bedürfnisse, die einen unterschiedlichen Stellenwert hinsichtlich der Wirkung auf das Wohlbefinden haben. Durch eine Interpretation der Bedürfnisse und Motivationen des Menschen nach Maslow (vgl. Maslow, 1970) kann eine hierarchische Reihenfolge erstellt werden (siehe Abbildung 2.1). Den Grundbaustein bilden physiologische Grundbedürfnisse, wie zum Beispiel Wasser und Nahrung. Die nächsthöhere Bedürfnisstufe wird dabei erst angesprochen, sobald die vorherige Stufe ausreichend erfüllt ist. Die Grenzen zwischen den Stufen verlaufen fließend und sind nicht als starre Eingrenzung zu verstehen. Im weitesten Sinne lässt sich die thermische Behaglichkeit bzw. der Schutz vor Witterungseinflüssen in den Bereich der untersten beiden Stufen Physiologie und Sicherheit einordnen.

In Anlehnung an die Bedürfnishierarchie nach Maslow wurde eine Komforthierarchie entwickelt, die eine genauere Interpretation des Wohlbefindens beim Sitzen ermöglicht. In Abbildung 2.1 ist die Komforthierarchie nach Krist (1993) und Bubb (2003) abgebildet, die ursprünglich für den Sitzkomfort in Fahrzeugen entwickelt wurde. Anhand einer vergleichbaren Studie (vgl. Zhang et al., 1996) wird deutlich, dass die Komforthierarchie auf das Sitzen im Allgemeinen übertragbar ist. In diesem Zusammenhang wird auch die Randbedingung angenommen, dass ein möglicher Komfortmangel erst in Erscheinung tritt, sobald die darunterliegenden Ansprüche erfüllt sind. Für den Gebäudebereich bzw. Büroarbeitsplatz wird anhand von Abbildung 2.1 der Einfluss des Raumklimas auf die Behaglichkeit deutlich. In Zhang et al. (1996) wird die Unzufriedenheit mit der Umgebung am häufigsten mit der vorherrschenden Temperatur am Sitzplatz assoziiert. Durch den Einfluss auf die Zufriedenheit lassen sich weitere Effekte, wie zum Beispiel ein Zusammenhang zur Leistungsfähigkeit des Menschen, ableiten. Zusätzlich spielen physiologische Randbedingungen eine entscheidende Rolle. Dementsprechend wird neben dem Begriff der thermischen Behaglichkeit in einer Büroumgebung im Folgenden auch auf die psychologischen und physiologischen Randbedingungen der Behaglichkeit sowie der Einfluss der thermischen Behaglichkeit auf die Leistungsfähigkeit eingegangen.

2.1 Thermische Behaglichkeit

Bei Temperaturen zwischen -40 °C bis über 40 °C kann der Mensch mit geeigneten Hilfsmitteln in einem zeitlich begrenzten Rahmen tätig sein (vgl. Länderausschuss für Arbeitsschutz und Sicherheitstechnik, 2011). Der zu erwartende und nach Bundesanstalt

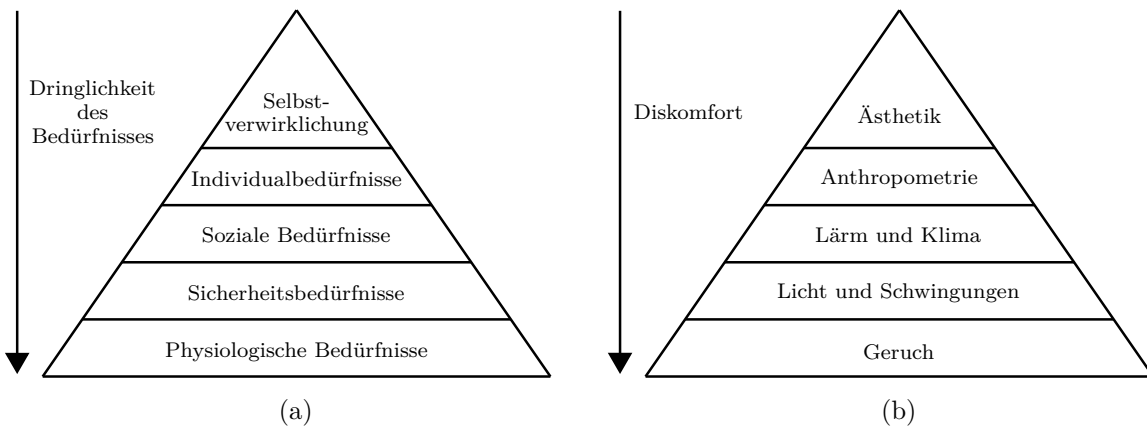


Abbildung 2.1: Bedürfnishierarchie nach Maslow (1970) (a); erweiterte Komforthierarchie nach Krist (1993) und Bubb (2003) (b), eigene Darstellung

für Arbeitsschutz und Arbeitsmedizin (2010) zulässige Temperaturbereich für Bürorumbungen fällt deutlich kleiner aus und liegt zwischen 20 °C bis 35 °C. Weitere Grenzen zum Erreichen des Wohlbefindens der einzelnen Nutzer sind durch die individuelle thermische Behaglichkeit gegeben. Thermische Behaglichkeit ist dabei als ein subjektiver Zustand definiert, bei dem ein Individuum mit den thermischen Gegebenheiten der Umgebung zufrieden ist (vgl. ANSI/ASHRAE Standard 55, 2010). Dieser Zustand wird erreicht, wenn die aus Stoffwechselprozessen resultierende und die aufgenommene Wärme des menschlichen Körpers der abgegebenen Wärme entspricht und es somit zu keiner Aufheizung oder Abkühlung einzelner Körperteile kommt. Der Gesamtenergieumsatz des Körpers P_{ges} muss demnach über die Vorgänge der Wärmeleitung, Wärmestrahlung, Konvektion und Verdunstung als Energie in Form von Wärme an die Umgebung übertragen werden. Der Anteil der Wärmeleitung ist durch kleine Kontaktflächen zwischen Körper und umgebenden Objekten in der Regel vernachlässigbar (vgl. DIN 33403-2, 2000). Bei zusätzlicher Vernachlässigung von mechanischer Arbeitsleistung und Enthalpieströmen durch Stoffwechselprozesse ergibt sich der Zusammenhang der Wärmebilanz für den Fall des thermischen Komforts nach Gleichung 2.1. In Gleichung 2.1 werden die Enthalpieströme \dot{H} , wie in der Klimatechnik üblich, als Wärmeströme \dot{Q} dargestellt (vgl. Schmitz, 2021).

$$P_{\text{ges}} - \dot{Q}_{\text{Haut,konv}} - \dot{Q}_{\text{Atmung,konv}} - \dot{Q}_{\text{Strahlung}} - \dot{Q}_{\text{Haut,lat}} - \dot{Q}_{\text{Atmung,lat}} - \dot{Q}_{\text{Transpiration}} = 0 \quad (2.1)$$

Dabei ist zu beachten, dass Leitung, Konvektion und Strahlung sowohl zur Wärmeabgabe als auch Wärmeaufnahme führen können. Lediglich der Verdunstungsanteil kann ausschließlich zur Wärmeabgabe führen. Des Weiteren sind die konvektiven und latenten Anteile nicht einem Vorgang alleine zuzuordnen. So wird zum Beispiel sowohl durch die Atmung als auch über die Haut ein latenter Anteil als Energie in Form von Wärme an die Umgebung abgegeben.

Die verschiedenen Vorgänge haben je nach Umgebungstemperatur einen unterschiedlich starken Einfluss auf die gesamte Wärmeabgabe des Körpers. Für die Bürorumbung und den entsprechenden Temperaturbereich sind alle genannten Wärmetransportprozesse relevant (siehe Abbildung 2.2).

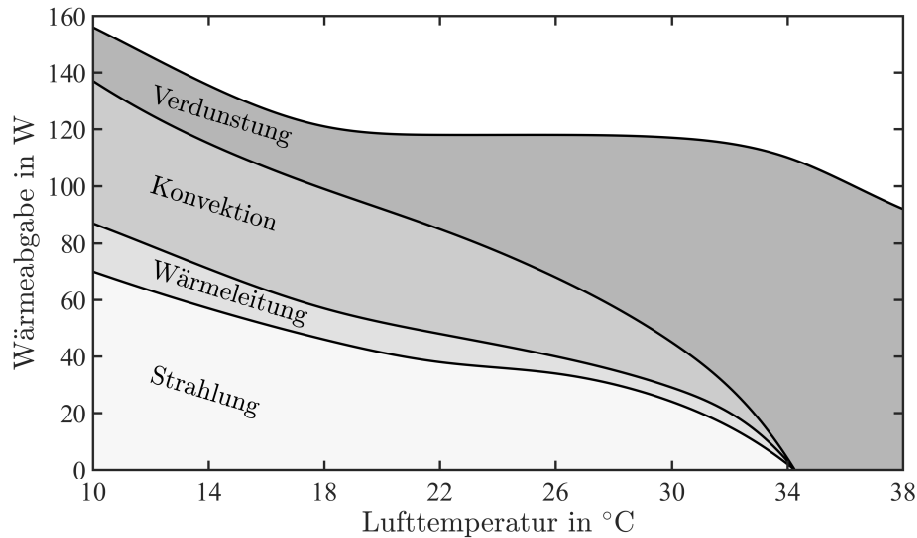


Abbildung 2.2: Wärmeabgabe des Körpers im Bezug zur Lufttemperatur für eine sitzende Tätigkeit, normale Bekleidung und ruhende Luft nach Zürcher und Frank (2018), eigene Darstellung

Die Einflussfaktoren auf die thermische Behaglichkeit lassen sich in einen vom Nutzer abhängigen und einen durch das Umgebungsklima vorgegebenen Bereich einteilen (vgl. DIN EN ISO 7730, 2006).

- Abhängig von der Umgebung
 - Lufttemperatur
 - mittlere Strahlungstemperatur der Umschließungsflächen
 - Luftgeschwindigkeit
 - Luftfeuchte
- Abhängig vom Nutzer
 - körperliche Tätigkeit bzw. Stoffwechselrate
 - Bekleidungsisolierung

Anhand dieser Einflussfaktoren kann eine Quantifizierung des subjektiven Zustands des thermischen Komforts erfolgen. In den Normen DIN EN ISO 7730 (2006) und ANSI/ASHRAE Standard 55 (2010) wird diese Methode als vorausgesagtes mittleres Votum (englisch: predicted mean vote, PMV) beschrieben. Der PMV-Index wurde auf Basis von empirischen Untersuchungen von Povl Ole Fanger (vgl. Fanger, 1970) entwickelt und wird entweder zur Vorhersage der mittleren Klimabeurteilung einer Personengruppe oder zur Beurteilung des Raumklimas anhand von Messdaten verwendet.

Die korrekte Anwendung des PMV-Index ist an verschiedene Voraussetzungen gekoppelt. So muss es sich bei den Nutzern um gesunde Personen handeln, die sich über einen längeren Zeitraum (mindestens 15 Minuten) einem stationären Raumluftklima aussetzen. Hierbei gilt zu berücksichtigen, dass von den Nutzern erprobte Umgebungszustände das Komfortempfinden noch bis zu einer Stunde beeinflussen können. Des Weiteren müssen

Tabelle 2.1: Geltungsbereiche der Einflussfaktoren für den PMV-Index nach DIN EN ISO 7730 (2006)

Parameter	Einheit	Geltungsbereich	
		von	bis
Lufttemperatur	°C	10	30
mittlere Strahlungstemperatur	°C	10	40
Luftgeschwindigkeit	m/s	0	1
Wasserdampfpartialdruck	Pa	0	2700
Energieumsatz	met	0,8	4
Bekleidungsisolationswert	clo	0	2

Temperaturgefälle, Temperaturzyklen, die mittlere Hauttemperatur und die Schweißrate in gewissen Grenzen liegen und es darf kein lokaler Diskomfort existieren. In Tabelle 2.1 sind zusätzlich die Grenzen der oben genannten Einflussgrößen aufgelistet, in denen der PMV-Index gültig ist.

Der Energieumsatz bzw. die metabolische Rate einer in Ruhe sitzenden Person entspricht $1 \text{ met} = 58,2 \text{ W m}^{-2}$ bei einer durchschnittlich angenommenen Körperoberfläche von $1,8 \text{ m}^2$ (vgl. ANSI/ASHRAE Standard 55, 2010). Je nach Aktivität muss die metabolische Rate angepasst werden (vgl. DIN EN ISO 8996, 2005). Die Wärmeabgabe des Körpers wird durch die getragene Kleidung beeinflusst. Dies wird durch den Bekleidungsisolationswert mit der Größenordnung $1 \text{ clo} = 0,155 \text{ m}^2 \text{ K W}^{-1}$ berücksichtigt. In der Norm DIN EN 15251 (2012) wird für eine sitzende Tätigkeit in Bürogebäuden im Sommer eine metabolische Rate von $1,2 \text{ met}$ bei einem Bekleidungsisolationswert von $0,5 \text{ clo}$ ausgegangen. Zusätzlich ist zu erwähnen, dass die Luftfeuchte für den sommerlichen Betrachtungsfall bezüglich des PMV-Index im Bereich der thermischen Behaglichkeit vernachlässigbar ist. In diesen Grenzen beschreibt eine Steigerung der relativen Luftfeuchte um 10 % eine empfundene Erhöhung der operativen Temperatur um $0,3 \text{ °C}$ (vgl. DIN EN ISO 7730, 2006). Zu berücksichtigen ist lediglich eine absolute Grenze der Wasserbeladung von maximal $12 \text{ g}_W \text{ kg}_{\text{trL}}^{-1}$. Für den Einfluss der Luftfeuchte auf die Behaglichkeit im Winterbetrieb sei an dieser Stelle auf Niemann (2022) verwiesen.

Die Bewertung des Raumklimas mittels PMV-Index erfolgt anhand einer Punkteskala (siehe Tabelle 2.2), die von +3 (heiß) bis -3 (kalt) reicht. Der Zustand 0 (neutral) kennzeichnet den gewünschten Wert, bei dem von einer ausgeglichenen Wärmebilanz des Körpers als Ganzem ausgegangen wird. Als unzufrieden mit dem vorherrschenden Raumklima werden Bewertungen von -3, -2, +2 und +3 angesehen. Allerdings basiert diese Einordnung nicht auf Befragungen, sondern geht aus einer eigenen Definition von Fanger hervor.

Die quantitative Anzahl an unzufriedenen Personen kann mit Hilfe des vorausgesagten Prozentsatzes an Unzufriedenen (englisch: predicted percentage of dissatisfied, PPD) ermittelt werden, welcher direkt vom PMV-Index abhängig ist (siehe Abbildung 2.3). Bedingt durch den Aufbau des PMV-Index als Vorhersage des Empfindens einer großen Personengruppe ist selbst bei einer idealen neutralen Bewertung von 0 ein Anteil von 5 % an unzufriedenen Personen zu erwarten, da individuelle Bedürfnisse und Empfindungen keine Berücksichtigung finden. Nach Fanger und Langkilde (1975) kann die optimale Temperatur der einzelnen Individuen innerhalb einer großen Personengruppe um bis zu

Tabelle 2.2: Beurteilung des Behaglichkeitsempfindens anhand der PMV-Definition nach DIN EN ISO 7730 (2006)

PMV	Empfinden
+3	heiß
+2	warm
+1	etwas warm
0	neutral
-1	etwas kühl
-2	kühl
-3	kalt

1,15 K abweichen. In Fountain et al. (1996) und Cheung et al. (2019) wird für den gleichen Zusammenhang eine mögliche Abweichung von über ± 1 auf der PMV-Skala angegeben. Darüber hinaus liegen die Unterschiede der Bewertung des gleichen Umgebungszustands von einer Person an verschiedenen Tagen laut den Autoren ebenfalls in dieser Größenordnung und entsprechen damit ca. 3 K. Eine Metastudie von Humphreys und Nicol (2002) kommt zu dem Ergebnis, dass der PMV-Index nur für den Bereich -0,5 bis 0,5 gültig ist, da es in den anderen Bereichen zu einer signifikanten Verzerrung zwischen der Vorhersage und den tatsächlichen Beurteilungen kommt.

Aus den vorgenannten Gründen bzw. Unsicherheiten existieren, neben dem empirischen Zusammenhang zwischen PMV- und PPD-Index nach Fanger, weitere Vorschläge, die zu unterschiedlichen Interpretationen für die Korrelation zwischen PMV- und PPD-Index kommen (siehe Abbildung 2.3). Eine weitere Zusammenstellung von Vorschlägen für die Korrelation ist in da Conceição Pereira und Broday (2021) zu finden. Die möglichen Gründe für die Abweichung zwischen den Modellen sind vielschichtig und nicht eindeutig einer Randbedingung zuzuordnen. So identifizieren zum Beispiel Humphreys und Hancock (2007) bei einer Untersuchung von 867 Fallbeispielen in 57 % der Fälle einen anderen gewünschten thermischen Zustand als den neutralen Zustand. Cheung et al. (2019) beziffert die korrekte Vorhersage des thermischen Zustands mittels des PMV-Modells auf 34 %. Unter anderem in Brager und de Dear (1998) und van Hoof (2008) sind Zusammenfassungen zu ähnlichen Studien zu finden. Die von Fanger verwendete Definition von Unzufriedenen anhand der PMV-Werte -3, -2, +2 und +3 stößt ebenfalls auf Kritik. Im Rahmen einer Studie von 100 Personen, die die Bewertung des PMV-Wertes mit einer Befragung nach der Zufriedenheit verknüpft, verschiebt sich der minimale Anteil an unzufriedenen Personen zu 15 % bei einem PMV-Wert von +0,5 (vgl. Mayer, 1998). Als weitere Unsicherheiten identifiziert van Hoof (2008) den Unterschied zwischen Untersuchungen in der Klimakammer und Feldstudien sowie unterschiedliche Gebäudetypen bzw. Lüftungskonzepte. Bezüglich der Lüftungskonzepte finden Gebäude mit freier Lüftung eine besondere Beachtung. In ANSI/ASHRAE Standard 55 (2010) wird die operative Temperatur verwendet, um in Abhängigkeit der mittleren monatlichen Außentemperatur einen behaglichen Bereich auszuweisen. Die Vorgehensweise eines adaptiven thermischen Behaglichkeitsfeldes zur Verbesserung des thermischen Komforts der Nutzer wird in verschiedenen Studien bestätigt (vgl. Wagner et al., 2007 und de Dear und Brager, 2002).

Wie bereits erwähnt, darf zur Anwendung des PMV kein lokaler Diskomfort vorhanden sein. Lokale Unbehaglichkeit beschreibt hierbei einen Zustand der thermischen Unzufrie-

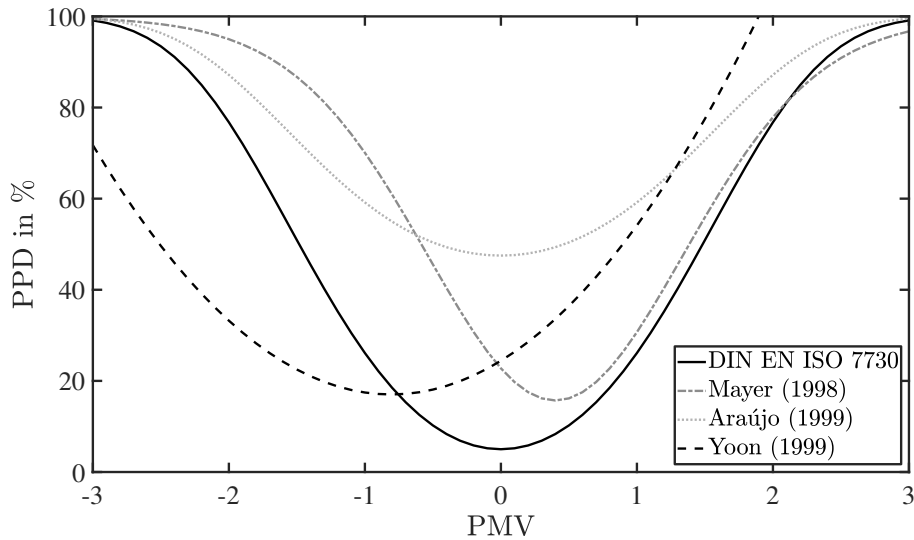


Abbildung 2.3: Alternative Korrelationen für die Korrelation von PMV- und PPD-Index nach DIN EN ISO 7730 (2006), Mayer (1998), Araújo und Araújo (1999) und Yoon et al. (1999); teilweise entnommen aus van Hoof (2008), eigene Darstellung

denheit, der durch lokal begrenzte Kühl- oder Erwärmungseffekte einzelner Körperteile bzw. Körperregionen auftritt. Derartige Unbehaglichkeiten sind insbesondere bei einer im Sitzen ausgeführten leichten Tätigkeit, zum Beispiel Bürotätigkeit, durch das ausgeprägte Wärmeempfinden bei moderatem Aktivitätsgrad von Bedeutung (vgl. DIN EN ISO 7730, 2006). Des Weiteren muss die Bekleidungsisolations betrachtet werden, die für eine Bürotätigkeit im Regelfall zu 0,5 clo abgeschätzt werden kann. Bei höheren Bekleidungsisolations von über 0,7 clo verringert sich das Wärmeempfinden und der Einfluss lokaler Unbehaglichkeiten (vgl. ANSI/ASHRAE Standard 55, 2010). Nach ANSI/ASHRAE Standard 55 (2010) ist ebenfalls zu berücksichtigen, dass ein ganzheitliches kühles thermisches Empfinden zu einer Erhöhung und ein ganzheitliches wärmeres Empfinden zu einer Reduzierung der Sensibilität bezogen auf lokale Erscheinungen führt. Prinzipiell lassen sich lokale Beeinträchtigungen in die folgenden vier Erscheinungen unterteilen:

- Zugluft (englisch: draught rate, DR),
- vertikaler Lufttemperaturunterschied ($\Delta\vartheta_{L,v}$),
- warme und kalte Fußböden (ϑ_F),
- Asymmetrie der Strahlungstemperatur ($\Delta\vartheta_{Str}$).

Die Effekte der lokalen Unbehaglichkeiten sind als Ergänzung zu den Kennwerten PMV- und PPD-Index zu werten. Daher lassen sich aus der Kombination von PMV- und PPD-Index mit den lokalen Unbehaglichkeiten Bereiche ableiten, die in der praktischen Anwendung als Grenzwerte für das Umgebungsklima innerhalb bestimmter Nutzungskategorien als Ganzes eingehalten werden müssen. Diese Grenzwerte werden in DIN EN ISO 7730 (2006) und DIN EN 15251 (2012) beschrieben und sind hier beispielhaft in Tabelle 2.3 gegeben.

Die PMV- und PPD-Indices in Kombination mit lokalen Unbehaglichkeiten sind demnach geeignete Richtwerte für große Personengruppen, aber zur individuellen Bewertung des

Tabelle 2.3: Grenzwerte der Kenngrößen und der maximalen operativen Temperatur zur Einhaltung der Kategorisierungen nach DIN EN ISO 7730 (2006) und DIN EN 15251 (2012)

Kat.	PMV	PPD in %	DR in %	PD ($\Delta\vartheta_{L,v}$) in %	PD (ϑ_F) in %	PD ($\Delta\vartheta_{Str}$) in %	$\vartheta_{L,max,So}$ in °C
I / A	$-0,2 < PMV < +0,2$	< 6	< 10	< 3	< 10	< 5	25,5
II / B	$-0,5 < PMV < +0,5$	< 10	< 20	< 5	< 10	< 5	26
III / C	$-0,7 < PMV < +0,7$	< 15	< 20	< 5	< 10	< 5	27

thermischen Komforts einzelner Personen oder kleiner Gruppen ungeeignet. Eine Möglichkeit zur Erhöhung des thermischen Komforts des Einzelnen liegt daher zum Beispiel in der individuellen Anpassung des Umgebungsklimas durch bzw. an den Nutzer selbst (siehe Kapitel 2.2 und 4). Aktuelle Forschungsaktivitäten zu Folge besteht eine weitere Alternative in sogenannten personenbezogenen Komfortmodellen (englisch: personal comfort models). Der Ansatz beruht auf einer Vorhersage des individuellen thermischen Komforts auf Basis von Messdaten. Eine Eingrenzung der möglichen verwendeten Daten gibt es dabei bisher nicht. Verwendung finden zum Beispiel Messungen der Raumtemperatur, aber auch Nutzerbefragungen oder die Berücksichtigung der Einstellungen der Raumthermostate (vgl. Altomonte et al., 2020). Eine Zusammenfassung von personenbezogenen und anderen Komfortmodellen ist unter anderem in Kim et al. (2018) und Schmidt (2016) zu finden.

2.2 Individuelle Einflüsse auf die thermische Behaglichkeit

Die thermische Zufriedenheit einer Person ist individuell geprägt. Die Unterschiede werden sowohl zwischen einzelnen Individuen als auch bei einer Einzelperson zu verschiedenen Zeiten oder in verschiedenen Situationen deutlich. Diese Individualität wird von den, als Gestaltungsrichtlinien verwendeten, normativen Standards nicht berücksichtigt. Zahlreiche Faktoren führen daher zu einer Verschiebung des durch die Standards festgelegten neutralen Zustands zu höheren oder niedrigeren Temperaturen. Nach Kingma et al. (2012) sind die entscheidenden Randbedingungen der Körperbau, die Kleidung, die Aktivität bzw. metabolische Rate, das Alter und das Geschlecht. Des Weiteren spielen psychologische Faktoren der betrachteten Person eine wichtige Rolle bei der Bewertung der thermischen Behaglichkeit. Nach Howell und Kennedy (1979) könnten psychologische Aspekte sogar einen höheren Stellenwert in Bezug auf die thermische Behaglichkeit besitzen als physiologische Aspekte, die zum Beispiel von den Umgebungsbedingungen abhängen. Im Folgenden werden daher die Zusammenhänge zwischen metabolischer Rate, Alter, Geschlecht, psychologischen Faktoren und thermischer Behaglichkeit beispielhaft kurz dargestellt.

2.2.1 Einfluss der metabolischen Rate

Der Zusammenhang zwischen der metabolischen Rate und dem behaglichen Temperaturbereich ist dabei aus der Wärmebilanz (siehe 2.1) ersichtlich. Bei sonst gleichen Randbedingungen führt ein steigender Gesamtenergieumsatz zu einer steigenden Wärmeabgabe des Körpers. Um die Wärmeabgabe des Körpers zu verbessern verschiebt sich daher der neutrale Zustand zu niedrigeren Temperaturen (vgl. Kingma et al., 2012). Gleichmaßen führt eine geringere Aktivität zu höheren akzeptablen Temperaturen. Grundsätzlich unterliegt die metabolische Rate großen Schwankungen. Neben der allgemeinen Aktivität und den Umgebungsbedingungen beeinflussen die Nahrungsaufnahme und die Tageszeit den Energieumsatz. Zusätzlich haben das Alter sowie das Geschlecht einen entscheidenden Einfluss auf den Grundumsatz und damit auf die metabolische Rate (siehe Abbildung 2.4). Die zum Teil erhebliche Beeinflussung der metabolischen Rate aufgrund von Erkrankungen wie zum Beispiel Schilddrüsenunter- oder Schilddrüsenüberfunktion (vgl. Schmidt et al., 2010) wird an dieser Stelle nicht betrachtet.

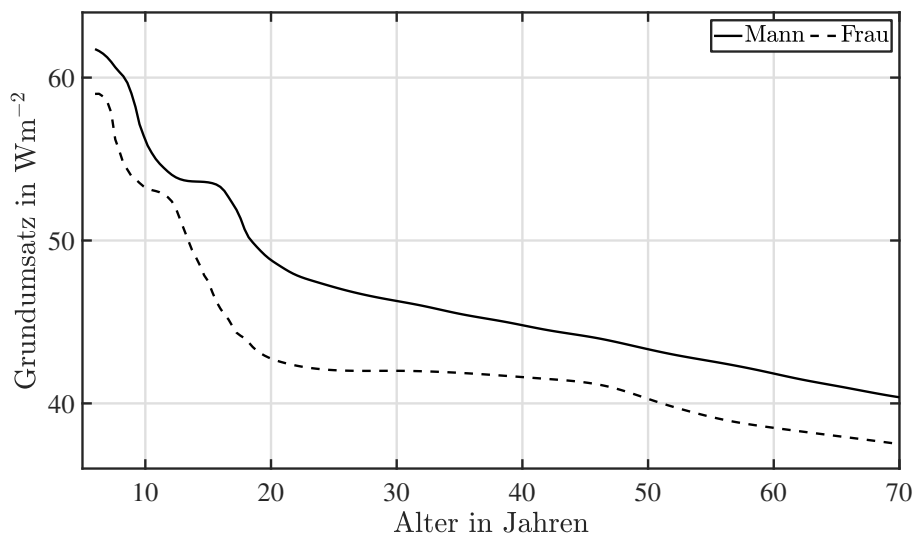


Abbildung 2.4: Abhängigkeit des Grundumsatzes von Alter und Geschlecht nach Schmidt et al. (2010), eigene Darstellung

2.2.2 Einfluss des biologischen Geschlechts

Bereits von Fanger (1970) konnten Unterschiede zwischen dem thermischen Empfinden von Frauen und Männern festgestellt werden. Eine Berücksichtigung im PMV- und PPD-Index wurde aufgrund der als gering eingeschätzten Signifikanz nicht umgesetzt. Weiterführende Studien deuten hingegen auf nicht zu vernachlässigende Unterschiede hin. Bereits die Ergebnisse von Beshir und Ramsey (1981) zeigen, dass Männer zu einer geringeren Neutraltemperatur neigen als Frauen. Daraus resultiert, dass die operative Temperatur zur Erreichung von thermischer Behaglichkeit für Frauen höher liegen muss (vgl. Kalmár, 2017). Auch wenn die Temperatur höher angesetzt werden kann, ist nicht eindeutig geklärt, ob die akzeptable Temperatur ebenfalls nach oben abweicht (vgl. Kingma et al., 2012). Die empfohlene Anpassung der Temperatur liegt im Bereich von ca. 1 K (vgl. Lan

et al., 2008 und Schellen et al., 2012). Die Ursachen für diese Abweichung werden sowohl mit den niedrigeren lokalen Hauttemperaturen (vgl. Yao et al., 2007) als auch mit geringeren durchschnittlichen Körpertemperaturen der körpernahen und -fernen Regionen von Frauen begründet (vgl. Schellen et al., 2012). Zusätzlich führen lokale Unbehaglichkeiten in den betroffenen Regionen bei Frauen öfters zu einem ganzheitlichen Empfinden der thermischen Unbehaglichkeit (vgl. Schellen et al., 2012 und Yao et al., 2007).

Ein weiterer Grund für die abweichenden Temperaturwünsche von Männern und Frauen liegt in der Kleidung. Typischerweise findet durch die Kleidung bei Frauen eine größere Anpassung an die Jahreszeit und Umgebung statt. Dies führt zu deutlich unterschiedlichen Werten der Bekleidungsisolationswerte zwischen Männern und Frauen und dementsprechend zu abweichenden Temperaturen, die zu thermischer Behaglichkeit führen (vgl. de Dear und Brager, 2002). Auch berufsspezifische Kleiderordnungen können eine Ursache für abweichende Bekleidungsisolationswerte sein (vgl. Nakano et al., 2002 und Wang et al., 2018). Des Weiteren sind Frauen gegenüber Temperaturschwankungen sensibler und artikulieren die Unzufriedenheit mit den thermischen Bedingungen häufiger (vgl. Karjalainen, 2012 und Cena und de Dear, 2001). Aufgrund der genannten Gründe schlägt Karjalainen (2012) vor, dass Studienteilnehmer zur Untersuchung der thermischen Behaglichkeit vornehmlich aus Frauen bestehen sollten, da im Falle der Akzeptanz der Umgebungsbedingungen durch Frauen die Wahrscheinlichkeit für thermische Behaglichkeit bei Männern hoch ist.

2.2.3 Einfluss des Alters

Wie in Abbildung 2.4 zu erkennen, sinkt die metabolische Rate mit dem Alter. Dies führt im Regelfall zu einer Erhöhung der gewünschten Temperatur. Allerdings ist der Einfluss des Alters auf die bevorzugte Temperatur zur Erreichung thermischer Behaglichkeit in der Literatur nicht eindeutig geklärt. So bevorzugen ältere Personen nach Natsume et al. (1992) kühlere Temperaturen im Vergleich zu Jüngeren, wohingegen Wong et al. (2009) höhere Temperaturen empfehlen. Weitere Studien kommen zu keinen signifikanten Unterschieden in Abhängigkeit des Alters (vgl. Taylor et al., 1995 und Tsuzuki und Ohfuku, 2002). Zudem spielt die verringerte Wärmeabgabe des Körpers mit zunehmendem Alter eine Rolle. Nach Wang et al. (2018) heben sich die gegensätzlichen Effekte der niedrigeren metabolischen Rate und der verringerten Wärmeabgabe auf, sodass keine Unterschiede im Alter festzustellen sind. Zusätzlich nimmt das thermische Empfinden unabhängig von der präferierten Temperatur mit zunehmendem Alter ab (vgl. Stevens und Choo, 1998). Dies resultiert in einem kleineren Intervall zwischen niedrigster und höchster akzeptierter Temperatur im Vergleich zu jüngeren Personen (vgl. Kingma et al., 2012 und Hwang und Chen, 2010). Schaudienst und Vogdt (2017) verorten das Problem von abweichenden gewünschten Temperaturen individueller Personen in der Standardisierung des Auslegungsverfahrens. Die Autoren kritisieren die Standardperson, die einem normalgewichtigen, gesunden Mann im Alter von 25-30 Jahren entspricht. Zur Verbesserung dieser Problematik könnten gruppenspezifische Kategorien, zum Beispiel für einzelne Büroräume, verwendet werden, innerhalb derer die thermische Behaglichkeit genauer evaluiert und eine Anpassung der gewünschten Raumtemperatur vorgenommen werden kann.

2.2.4 Psychologische Einflüsse auf die thermische Behaglichkeit

Durch psychologische Faktoren wird das thermische Empfinden der Nutzer beeinflusst. Zwei der wichtigsten Einflussfaktoren sind hierbei die Erwartungshaltung und die persönliche Kontrolle über die Umgebungsbedingungen (vgl. O'Neill und Miller, 1992). Prinzipiell kann die Beeinflussung von psychologischen Faktoren die Bandbreite der akzeptablen Umgebungsbedingungen zum Beispiel bezüglich Temperatur oder Luftgeschwindigkeiten erweitern (vgl. Howell und Kennedy, 1979). Insbesondere die Möglichkeit zur Kontrolle des Raumklimas wirkt sich positiv auf die Zufriedenheit aus. Hierbei gilt zu beachten, dass die Kontrolle über die Raumtemperatur nur ein Aspekt in Bezug auf die Zufriedenheit darstellt. Weitere Faktoren sind unter anderem die Lichtverhältnisse, die Luftgeschwindigkeit oder der Geräuschpegel.

Die Zufriedenheit mit den vorherrschenden Bedingungen bzw. die Akzeptanz von Bedingungen, die von optimalen Bedingungen abweichen, wird dabei umso höher, je größer die Möglichkeit der Einflussnahme ist (vgl. Wilson, 1987, Leaman und Bordass, 1999 und Leaman und Bordass, 2017). Dieser Zusammenhang wurde von Boerstra (2016) für die Einflussnahme auf die Raumtemperatur und damit auf die thermische Behaglichkeit anhand von bestehenden Messdaten, Laboruntersuchungen und einer Feldstudie in neun niederländischen Büros bestätigt. Nach Hellwig (2015) ist hingegen nicht die Vielzahl an Möglichkeiten entscheidend, da eine zu große Auswahl zu einem Empfinden von Stress bei der Entscheidungsfindung führen kann. Vielmehr ist eine eindeutige Zuordnung der Kontrolle zu den Auswirkungen auf das Umgebungsklima wichtig. Diese Hypothese wird von Bauman et al. (1998) unterstützt. Ein Überblick über verschiedene Studien, die sich mit den Auswirkungen der Kontrolle des Nutzers beschäftigen, ist zum Beispiel in Candido und de Dear (2012) zu finden.

Unabhängig von der Anzahl wird in Gossauer (2008) der tatsächliche Effekt der Kontrollmöglichkeit auf das thermische Raumklima hervorgehoben. Laut der Autorin ergibt sich nur dann ein positiver Einfluss auf die Zufriedenheit, wenn die Nutzer bei Einflussnahme eine Veränderung in der Temperatur in die gewünschte Richtung wahrnehmen. Des Weiteren muss die Erwartungshaltung der Nutzer berücksichtigt werden. Bei einer vollautomatischen Regelung des Raumklimas, der Nutzer hat also keine Möglichkeit zur Einflussnahme, liegt die Erwartungshaltung höher als bei natürlich belüfteten Gebäuden, auch wenn das Raumklima in ähnlichen Bereichen liegt (vgl. Brager et al., 2004 und Gossauer und Wagner, 2007).

Die Erwartungshaltung an die Raumtemperatur wird auch durch die unterschiedlichen Außentemperaturen in Abhängigkeit der Jahreszeiten beeinflusst. Bei gleichbleibenden Raumtemperaturen im Verlauf eines Jahres führt dies unter Umständen zu Unzufriedenheit aufgrund der psychischen Adaption bzw. Anpassung der erwarteten Temperaturen in Bezug auf die jeweiligen Jahreszeiten (vgl. de Dear und Brager, 2002 und Fountain et al., 1996). Anhand der dargestellten Literatur wird deutlich, dass der psychologische Einfluss auf die thermische Behaglichkeit nicht zu vernachlässigen und eine aktive Einbindung des Nutzers in die Gestaltung des thermischen Raumklimas zu empfehlen ist.

2.3 Einfluss der thermischen Behaglichkeit auf die Leistungsfähigkeit

In den vorherigen Abschnitten wurden verschiedene Einflüsse und die Individualität der thermischen Behaglichkeit deutlich. Neben der Zufriedenheit der Nutzer ist innerhalb einer Büroumgebung auch die Produktivität ein wichtiges Kriterium. Dabei soll an dieser Stelle nicht auf die Bewertung der Art der Messung der Produktivität oder Effizienz eingegangen werden, da dies nach Durchführung und Alter der jeweiligen Studie sehr unterschiedlich gehandhabt wird. Oftmals wird die Produktivität über Tippgeschwindigkeiten, Fehlerrate oder kognitive Tests definiert.

Für die Produktivität spielt die Raumluftqualität eine entscheidende Rolle. Die Raumluftqualität kann zum Beispiel sowohl durch Verunreinigungen, hohe CO₂-Konzentrationen oder auch durch zu hohe Temperaturen beeinträchtigt werden. Die negativen Auswirkungen von empfundener oder realer schlechter Raumluftqualität und der Produktivität sind unter anderem in Fanger (2000) zu finden. Unabhängig von der Produktivitätsmessung wird in der Fachliteratur deutlich, dass die Raumluftqualität direkten Einfluss auf die Entstehung von Sick-Building-Syndrom Symptomen und damit auf die Gesundheit der Nutzer und deren Krankheitstagen hat (vgl. Wargocki et al., 1999 und Mendell, 1993). In Bezug auf die Kosteneffizienz lässt sich zusammenfassen, dass die Kosten zur Durchführung, zum Beispiel Betrieb und Installation, von Maßnahmen, die die Raumluft verbessern, im Regelfall geringer sind als die Kosten, die durch schlechte Raumluftqualität verursacht werden. Dies liegt an der vernachlässigbaren Größenordnung der Kosten für Maßnahmen im Vergleich zu den Personalkosten (vgl. McCartney und Humphreys, 2002 und Fanger, 2000). Nach Fisk und Rosenfeld (1997) liegen die finanziellen Vorteile durch Maßnahmen zur verbesserten Raumluftqualität im Vergleich zu den ansonsten entstehenden Kosten bei einem Faktor von ca. 18 bis 47. Eine gute Raumluftqualität ist zur Vermeidung von Kosten daher immer anzustreben. Im Folgenden soll auf den Zusammenhang zwischen thermischer Behaglichkeit und Produktivität eingegangen werden.

Der Einfluss der thermischen Behaglichkeit auf die Produktivität ist in verschiedenen Studien auf unterschiedliche Weise im Rahmen von Laborversuchen und realen Umgebungen untersucht worden. Hierbei wurden sowohl Zusammenhänge zwischen der Raumtemperatur als auch der Abweichung von einem neutralen Temperaturempfinden genauer betrachtet. Bei einer Reevaluation von Messdaten konnte Wyon (1974) eine Leistungssteigerung von bis zu 50 % bei einer niedrigeren Temperatur feststellen. Die Messdaten basieren auf Versuchen, bei denen verschiedene Gruppen bestehend aus Männern und Frauen über längere Zeiträume den Umgebungstemperaturen 20 °C und 24 °C ausgesetzt wurden. Nach einer Untersuchung der kognitiven Leistungsfähigkeit von jeweils 36 Männern und Frauen wird als maximale Temperatur 26 °C empfohlen, da bei steigenden Temperaturen die Leistungsfähigkeit signifikant nachlässt (vgl. Wyon et al., 1979). Nach Seppänen et al. (2006) tritt dieser Effekt schon ab Temperaturen über ca. 23 °C bis 24 °C auf. Die Autoren haben dabei 24 Studien verglichen, die sich auf den Kontext der Büroarbeit fokussiert haben. Die optimale Temperatur wird aus diesem Vergleich auf 22 °C beziffert. Für eine Temperatur über 25 °C wird eine Reduzierung der Leistungsfähigkeit von 2 % pro 1 °C abgeschätzt (vgl. Seppänen et al., 2003). Eine weitere Untersuchung mit zehn Testpersonen definiert

21 °C als optimale Temperatur für Büroarbeiten (vgl. Vimalanathan und Babu, 2014). Neben der absoluten Temperatur ist, wie in Kapitel 2.2 beschrieben, die persönliche Kontrolle ein wichtiger Aspekt. Nach Fisk und Rosenfeld (1997) wird die Produktivität bei der Möglichkeit zur individuellen Anpassung der Temperatur um ungefähr 2 % erhöht. Bei einem kontrollierbaren Temperaturintervall von ± 3 K wird eine Steigerung von 3 % bis 7 % prognostiziert (vgl. Wyon, 1996).

Eine weitere Alternative zur Bewertung der Leistungsfähigkeit findet mit Hilfe der thermischen Behaglichkeit statt, da eine Verbesserung dieser zu den größten Steigerungen der Produktivität führt (vgl. Wargocki et al., 2012). Durch experimentelle Untersuchungen (vgl. Jensen et al., 2009 und Lan et al., 2011) und theoretische Berechnungen (vgl. Roelofsen, 2001) wird deutlich, dass unabhängig von der tatsächlichen Raumtemperatur eine Reduzierung der Produktivität erfolgt, je weiter sich das persönliche Empfinden von einer neutralen Bewertung entfernt (siehe Abbildung 2.5).

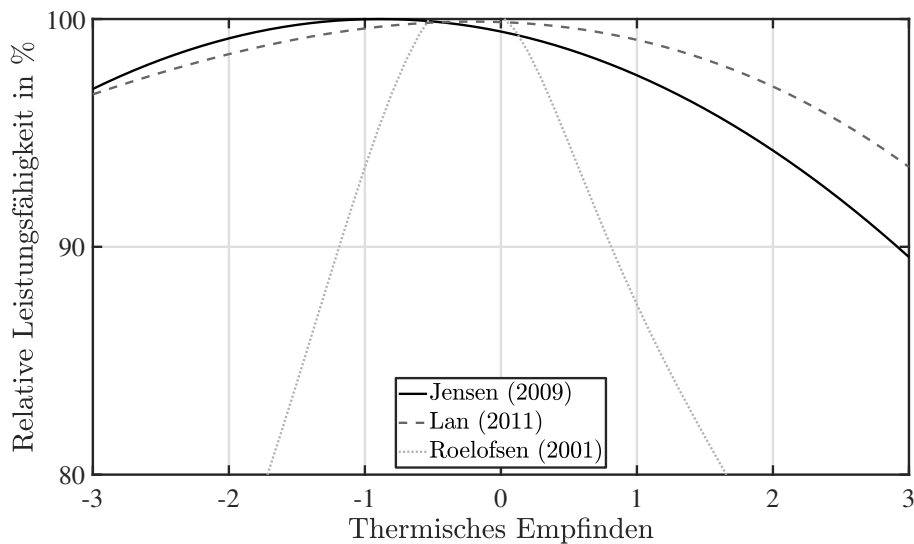


Abbildung 2.5: Abhängigkeit der relativen Leistungsfähigkeit vom thermischen Empfinden nach Roelofsen (2001), Jensen et al. (2009) und Lan et al. (2011), eigene Darstellung

Als Folge können sowohl zu hohe als auch zu niedrige Raumtemperaturen zu Einbußen führen (vgl. Lan et al., 2010). Bei einer Auswertung von 339 Messpunkten erkannten Jensen et al. (2009), dass die höchste Produktivität bei einem leicht kühlen Empfinden (-1 in Anlehnung an die Skala des PMV-Index) erreicht wurde. Zu einem ähnlichen Ergebnis kommen Lan et al. (2011) und Geng et al. (2017). Die Untersuchung von Lan et al. (2011) mit jeweils sechs Frauen und Männern ergab ein Maximum der Produktivität bei einem Wert von -0,25. Daher wird von den Autoren vorgeschlagen, die empfohlene Bandbreite des PMV-Index für Büroumgebungen auf -0,5 bis 0 zu limitieren. Auch Geng et al. (2017) bestätigen die optimale Produktivität bei einem Votum zwischen -1 und 0 für eine Stichprobe von neun Frauen und zwölf Männern. Die Gründe für die maximale Produktivität bei leicht kühlem thermischem Empfinden sind dabei noch nicht eindeutig geklärt. Eine Möglichkeit besteht in einer, durch das Unterbewusstsein, reduzierten metabolischen Rate bei warmen Bedingungen, um die Wärmebilanz des Körpers zu stabilisieren und Schwitzen zu vermeiden (vgl. Wargocki und Wyon, 2017). Dies könnte laut den Autoren zu einer körperlichen Entspannung und einer niedrigeren Aufmerksamkeit und als Resultat

zu einer geringeren Produktivität führen. Im Gegensatz dazu sieht Hellwig et al. (2012) eine entscheidende Variable in der Expositionszeit in warmen Bedingungen. Prinzipiell besteht die Möglichkeit, dass der Körper zur Aufrechterhaltung der kognitiven Leistungsfähigkeit gewisse Belastungen kompensieren kann. Dies ist abhängig von der Dauer und der Intensität der Wärmebelastung. Als Folge könnte die Leistungsfähigkeit bei zu hohen Temperaturen oder zu langer Expositionszeit nachlassen. Zu einer ähnlichen Einschätzung kommt Urlaub (2015). Der Autorin zu Folge sind Leistungseinbußen aufgrund von moderater Wärmebelastung vorhanden, variieren aber insbesondere in Abhängigkeit der Expositionszeit stark.

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass eine sommerliche Überwärmung von Büroräumen zur Reduzierung der Leistungsfähigkeit der Nutzer führt. Um negative gesundheitliche und finanzielle Auswirkungen zu verringern, sollte die individuelle thermische Behaglichkeit in der Büroumgebung gefördert werden. Im Folgenden werden daher die grundlegenden Beeinflussungsmöglichkeiten der Raumtemperatur durch Phasenwechselmaterialien sowie personenorientierte Komfortsysteme genauer betrachtet. Die Kombination beider Ansätze innerhalb eines Konzeptes könnte die persönliche Einflussnahme auf die Raumlufttemperatur sowohl auf der psychologischen als auch auf der physiologischen Ebene ermöglichen.

3 Phasenwechselmaterialien im Gebäudebereich

Energie in Form von Wärme kann auf verschiedene Arten gespeichert werden. Hierzu wird eine technische Vorrichtung benötigt, über deren Systemgrenze eine Wärmeübertragung möglich ist. Die drei Arten der thermischen Energiespeicherung lauten nach Herwig und Moschallski (2019):

- Sensible thermische Energiespeicherung,
- Latente thermische Energiespeicherung,
- Thermochemische Energiespeicherung.

Die sensible thermische Energiespeicherung basiert auf einer Temperaturänderung und ist damit von der Wärmekapazität des Speichermaterials abhängig. Bei einer thermochemischen Energiespeicherung ist die Reaktionsenthalpie bei der chemischen Reaktion des Speichermediums entscheidend. Latente thermische Energiespeicher beruhen auf dem Phasenwechsel des Speichermaterials und der dafür notwendigen Phasenwechselenthalpie. Phasenwechselmaterialien gehören zu den latenten thermischen Energiespeichern. Die theoretischen Grundlagen und die mögliche Einbindung von PCM im Gebäudebereich werden im Folgenden näher erläutert.

3.1 Phasenwechselmaterialien als latente thermische Energiespeicher

Viele Materialien, die bei wiederholtem Phasenwechsel weder strukturelle Veränderungen noch Zersetzungen erfahren, sind als Phasenwechselmaterialien geeignet. Des Weiteren sind alle Phasenwechsel, zum Beispiel fest nach gasförmig oder flüssig nach gasförmig, im geforderten Temperaturbereich verwendbar. Derartige Phasenwechsel verursachen in der Regel allerdings eine signifikante Volumenausdehnung oder Druckänderung. Für den Gebäudebereich reduziert sich die Anzahl an möglichen Materialien daher auf den Phasenwechsel von fest nach flüssig.

Der Vorteil von PCM im Vergleich zu dem gebäudetechnischen Standard der sensiblen thermischen Energiespeicher wird anhand des idealisierten Verlaufs der gespeicherten Energiemenge in Abhängigkeit der Temperatur deutlich (siehe Abbildung 3.1). Bis zum Erreichen der Schmelztemperatur ist in beiden Fällen eine lineare Abhängigkeit der Energiemenge von der Temperatur vorhanden. Beim Erreichen der Schmelztemperatur führt

eine weitere Zufuhr von Energie in Form von Wärme allerdings nicht zu einer Temperaturerhöhung des Phasenwechselmaterials, sondern zum Schmelzen und damit einer Veränderung der Struktur des Materials. Im Idealfall verläuft dieser Prozess bis zum vollständigen Schmelzen isotherm. Anschließend erfolgt erneut ein linearer Verlauf der Temperaturerhöhung. Bei realen Stoffen erstreckt sich der Schmelzvorgang über einen Temperaturbereich. Nur für Reinstoffe ist ein isothermer Verlauf möglich, aufgrund von der Anwendung von Mischungen oder durch Verunreinigungen aber technisch nicht zu erwarten (vgl. Verein Deutscher Ingenieure (VDI) Abschnitt N7, 2019). Vereinfacht sind in Gleichung 3.1 und 3.2, bei Vernachlässigung der Temperaturabhängigkeit der spezifischen Wärmekapazität, die theoretischen Speicherkapazitäten für die sensible und die latente thermische Energiespeicherung gegeben.

$$Q_{\text{ES,sensibel}} = m \cdot c_p \cdot (T_2 - T_1) \quad (3.1)$$

$$Q_{\text{ES,latent}} = m \cdot c_p \cdot (T_{\text{PW}} - T_1) + m \cdot \Delta h + m \cdot c_p \cdot (T_2 - T_{\text{PW}}) \quad (3.2)$$

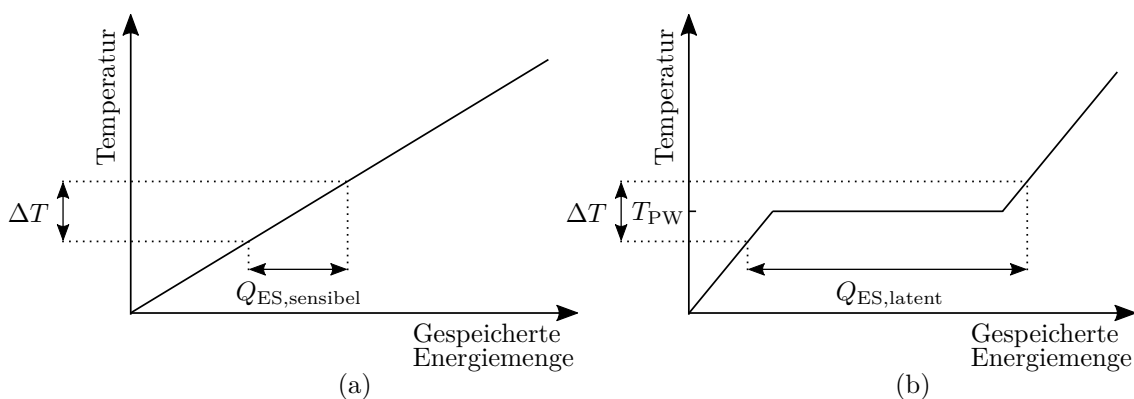


Abbildung 3.1: Idealisierte Darstellung der Abhängigkeit der gespeicherten Energiemenge von der Temperatur in einem sensiblen (a) und einem latenten (b) thermischen Energiespeicher

Latente thermische Energiespeicher können also, im Gegensatz zu der sensiblen Ausführung, größere Energiemengen bei gleichem Temperaturintervall speichern, wenn der Phasenwechsel im entsprechenden Temperaturbereich stattfindet. Entscheidend sind die Schmelzenthalpie oder auch Phasenwechselenthalpie, die beim Phasenübergang freigesetzt wird, und eine möglichst hohe Dichte. Zur Bestimmung der Phasenwechselenthalpie werden verschiedene Messverfahren verwendet, auf die an dieser Stelle nicht weiter eingegangen wird. Einen guten Überblick geben die Forschungsarbeiten von Zhang et al. (1999), Günther et al. (2009) und Vidi et al. (2015). Demnach können latente thermische Energiespeicher bei niedrigeren Temperaturen eine größere Energiemenge speichern und bei geeigneten Randbedingungen dadurch Verluste an die Umgebung im Vergleich zu sensiblen Speichern verringern.

Für die Abkühlung und den damit einhergehenden Erstarrungsvorgang, gelten die gleichen Zusammenhänge wie für den Schmelzvorgang. Es ist allerdings zu beachten, dass zwischen Schmelz- und Erstarrungstemperatur oftmals eine Hysterese vorliegt. Dies führt

zu einer höheren Schmelz- im Vergleich zur Erstarrungstemperatur. Zusätzlich tritt bei einigen Materialien der Effekt der Unterkühlung auf. Eine Unterkühlung des Materials hat zur Folge, dass trotz Unterschreiten der Erstarrungstemperatur, die flüssige Phase erhalten bleibt. Ausschlaggebend für diesen Verlauf sind fehlende Kristallisationskeime in der flüssigen Phase oder ein langsames Kristallwachstum. Die Unterkühlung hängt von verschiedenen Faktoren wie zum Beispiel Temperatur- und Druckgradienten oder Unreinheiten ab (vgl. Verein Deutscher Ingenieure (VDI) Abschnitt N7, 2019). Es kann aber zum Beispiel auch eine nur teilweise Aufschmelzung des Materials zu einer ausreichenden Anzahl an Kristallisationskeimen führen. Zusätzlich können den Phasenwechselmaterialien Additive zugefügt werden, um als künstliche Keimstellen zu dienen. Sobald, trotz Unterkühlung, die Kristallisation einsetzt, steigt die Temperatur der flüssigen Phase bis zum Erreichen der Phasenwechseltemperatur.

Ein weiterer Aspekt ist die Phasentrennung. Bei Phasenwechselmaterialien, die aus verschiedenen Stoffen bestehen, kann in der flüssigen Phase Segregation auftreten. Durch Unterschiede in der Dichte entstehen unter Umständen mehrere Phasen, die sich beim Abkühlen und Erstarren nicht selbstständig wieder vermischen. Dies führt im Extremfall zu Zonen mit unterschiedlichem Erwärmungs- bzw. Schmelzzustand und kann verschiedene Temperaturrandbedingungen an der Oberfläche des PCM zur Folge haben. Unter Umständen wird dann der gewünschte Einsatzzweck nicht erfüllt. Um dies zu verhindern, können auch für diesen Fall Additive angewandt werden.

Um einen dauerhaften Einsatz von Phasenwechselmaterialien zu ermöglichen, muss eine hohe Zyklenstabilität, also viele Schmelz- und Erstarrungsvorgänge bei Erhalt der ursprünglichen Eigenschaften, vorliegen. Nach RAL Deutsches Institut für Gütesicherung und Kennzeichnung e.V. (2018) sind Segregation und Degradation durch Verlassen des Arbeitstemperaturbereichs die häufigsten Ursachen für eine unzureichende Zyklenstabilität. Bei der Degradation werden durch zu hohe Temperaturen die Nukleierungsmittel beeinträchtigt.

Zum Einsatz in technischen Anwendungen werden Phasenwechselmaterialien in der Regel verkapselt in Makro- oder Mikroverkapselungen eingesetzt. Beide Arten der Verkapselung haben gemeinsam, dass das PCM von einem Hüllmaterial umgeben wird. Dies ermöglicht eine Trennung des PCM vom umgebenden Medium und verhindert, dass flüssige Anteile der Phasenwechselmaterialien austreten oder sich mit einem anderen Material vermischen können. Makroverkapselungen für PCM sind zum Beispiel Platten, verschweißte Beutel oder Kugelformen (siehe Abbildung 3.2). Innerhalb der Makroverkapselung muss die Volumenausdehnung des PCM und damit erhöhte Druckbedingungen berücksichtigt werden, um eine Beschädigung des Wandmaterials zu verhindern. Des Weiteren muss auf die Materialverträglichkeit von PCM und Wandmaterial geachtet werden, sodass keine Diffusion oder Korrosion stattfindet. Mikroverkapselungen liegen häufig als Dispersion oder als Pulver vor. Hierbei sind die Kapselgrößen deutlich unter einem Millimeter ausgeführt. Es ist dabei zu beachten, dass kleine verkapselte Volumina bevorzugt zur Unterkühlung neigen, da die Wahrscheinlichkeit für fehlende Kristallisationskeime durch die geringe Menge höher ist (vgl. Rathgeber et al., 2015). Generell muss bei der Verwendung von Verkapselungen auf die Verträglichkeit zwischen PCM und Wandmaterial geachtet werden, um Schäden bzw. Leckagen im Laufe der Zeit zu verhindern. Gleichzeitig beeinflusst das Hüllmaterial die Wärmeübertragung zwischen PCM und umgebendem Medium,

da einerseits durch die Verkapselung eine Vergrößerung der Oberfläche stattfindet. Andererseits wiederum stellt das Wandmaterial einen thermischen Widerstand dar, der die Leistungsfähigkeit verringert.

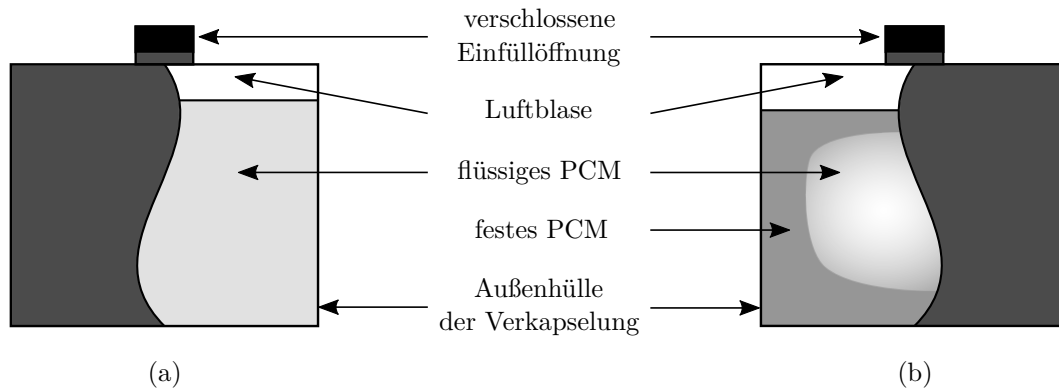


Abbildung 3.2: Beispielhafte Darstellung von makroverkapseltem Phasenwechselmaterial im flüssigen Zustand (a) und beim Erstarrungsvorgang (b)

Zusätzlich zu den bereits beschriebenen Randbedingungen besitzen Phasenwechselmaterialien niedrige Wärmeleitfähigkeiten. Zum Ausgleich dieses Nachteils werden große Wärmeübertragungsflächen benötigt, um zu langsame Schmelz- und Erstarrungsvorgänge zu vermeiden. Zur Verbesserung der Wärmeleitfähigkeit können alternativ unter anderem auch Materialien mit hoher Wärmeleitfähigkeit in das PCM eingebracht werden. Eine Übersicht über potentielle Maßnahmen ist zum Beispiel in Mehling und Cabeza (2008) oder Ghaib (2017) zu finden.

Die geringe Wärmeleitfähigkeit ist insbesondere beim Erstarren von makroverkapseltem PCM oder kleinen Kontaktflächen zwischen verkapseltem PCM und umgebendem Medium zu beachten. Der Erstarrungsvorgang erfolgt vom Rand der Verkapselung zu den innen liegenden Bereichen (siehe Abbildung 3.2). Das erstarrte PCM verursacht durch die niedrige Wärmeleitfähigkeit eine Art Isolationsschicht und behindert den Wärmetransport in das Innere der Verkapselung. Beim Schmelzvorgang tritt dieser Effekt nicht auf, da die äußeren Bereiche der Verkapselung zuerst schmelzen. Innerhalb des dann flüssigen Anteils können natürliche Konvektionsströmungen zu einer Verbesserung des Wärmetransports führen. Zusätzlich kann der Schmelzvorgang innerhalb einer Makroverkapselung dazu führen, dass die noch festen Anteile des PCM, aufgrund der in der Regel höheren Dichte im Vergleich zur flüssigen Phase, zu Boden sinken. Dieser Effekt kann ebenfalls zu einer geringeren Schmelzdauer führen. Eine genauere Beschreibung sowie eine experimentelle und numerische Untersuchung ist zum Beispiel in Faden et al. (2018) zu finden.

3.2 Einsatzmöglichkeiten von Phasenwechselmaterialien in Gebäuden

Im Gebäudebereich können Phasenwechselmaterialien auf verschiedene Weise verwendet werden. Hierbei ist nur der Phasenwechsel von fest nach flüssig von Bedeutung. Der ver-

wendete Schmelztemperaturbereich liegt meist im Bereich von ca. -10°C bis 80°C . Dies schließt zum Beispiel Eisspeicher mit ein. Für reale Anwendungen im Raum bzw. als Mikroverkapselung in Baustoffen reduziert sich der Bereich auf Schmelztemperaturen zwischen 18°C und 25°C (vgl. VDI 2164, 2016). Zusätzlich zu einer Phasenwechseltemperatur für den avisierten Anwendungsfall und möglichst guten Eigenschaften bezüglich den in Kapitel 3.1 beschriebenen Herausforderungen, sollten die verwendeten Phasenwechselmaterialien für den Einsatz im Gebäude nicht brennbar, giftig oder umweltschädlich sein. Des Weiteren sind geringe Kosten, eine einfache Handhabung sowie eine hohe Verfügbarkeit nötig. Für den Gebäudebereich sind sowohl organische als auch anorganische Materialien geeignet. Nach Abbildung 3.3 werden innerhalb der genannten Temperaturgrenzen in der Regel Paraffine oder Salzhydrate verwendet. Salzhydrate haben durch eine höhere Dichte im Vergleich zu Paraffinen höhere volumetrische Phasenwechselenthalpien. Paraffine sind dafür oftmals in mehr Varianten verfügbar. Weitere Eigenschaften der beiden Stoffklassen sind in Tabelle 3.1 zu finden.

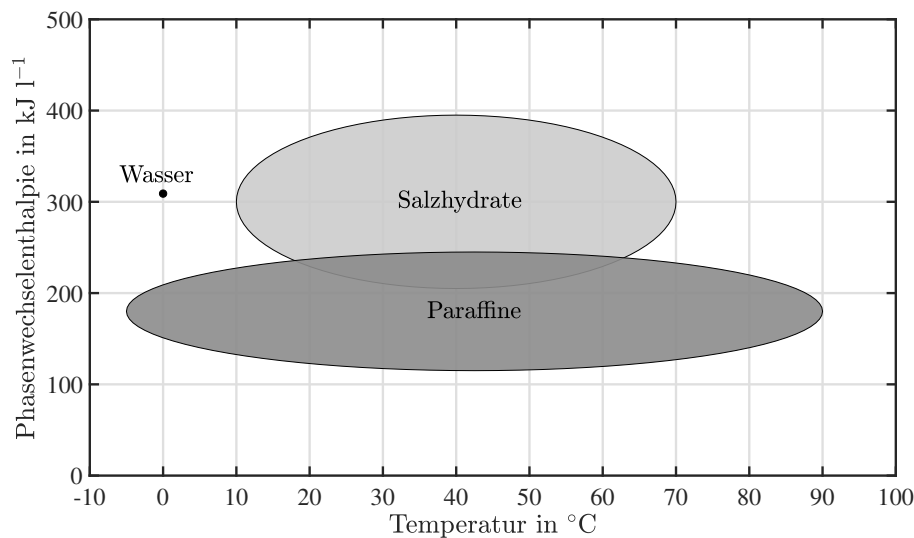


Abbildung 3.3: Schematische Darstellung der Abhängigkeit der Phasenwechselenthalpie von der Temperatur für Paraffine und Salzhydrate in Anlehnung an Schossig (2005) sowie Kalnæs und Jelle (2015), eigene Darstellung

Phasenwechselmaterialien werden im Gebäudebereich in verschiedenen Varianten verwendet. In dieser Arbeit werden nur Systeme berücksichtigt, die eine direkte Einbindung in den Raum bzw. eine direkte Beeinflussung der Raumtemperatur ermöglichen. Zum Beispiel werden eine Erweiterung der Speicherkapazität von Wasserspeichern durch makroverkapseltes PCM oder Dispersionen von mikroverkapseltem PCM als Phase Change Slurries nicht betrachtet.

Grundsätzlich sind nach VDI 2164 (2016) aktive und passive Systeme mit Phasenwechselmaterialien zu unterscheiden. Bei passiven Systemen findet keine Beeinflussung des Wärmeübergangs statt. Der Wärmeübergang wird maßgeblich von der Temperaturdifferenz zwischen dem PCM-System und der Umgebung beeinflusst. Aktive Systeme verfügen hingegen über Regelungs- oder Steuerungsmöglichkeiten bezüglich des thermischen Energiespeichers. Dies kann sowohl über eine zeitliche Steuerung der Be- und Entladung oder

Tabelle 3.1: Vergleich der Eigenschaften zwischen Paraffinen und Salzhydraten nach Verein Deutscher Ingenieure (VDI) Abschnitt N7 (2019)

	Paraffin	Salzhydrat
Vorteile	<ul style="list-style-type: none"> • nicht korrosiv • zyklenstabil • keine oder geringe Unterkühlung • geringe Toxizität 	<ul style="list-style-type: none"> • hohe volumetrische Speicherkapazität • höhere Wärmeleitfähigkeit als Paraffine • nicht brennbar
Nachteile	<ul style="list-style-type: none"> • niedrige Wärmeleitfähigkeit • Materialdiffusion durch Kunststoffe möglich • hohe Volumenänderung beim Phasenwechsel • brennbar • niedrigere Phasenwechselenthalpien als Salzhydrate 	<ul style="list-style-type: none"> • korrosiv gegenüber Metallen • Phasentrennung • hohe Unterkühlung • oftmals toxisch

über eine Beeinflussung des Wärmeübergangs durch zum Beispiel Pumpen oder Ventilatoren erfolgen.

Alle Systeme haben gemeinsam, dass die Temperaturunterschiede zwischen Tag und Nacht genutzt werden. Im Sommer kann das PCM bei hohen Temperaturen am Tag Energie in Form von Wärme aufnehmen und einen Beitrag zur Kühlung leisten. Ein schneller Anstieg der Raumtemperatur kann dadurch vermieden werden. In der Nacht wird das Phasenwechselmaterial durch niedrigere Temperaturen regeneriert und erstarrt. Für die Regeneration muss ebenfalls nach aktiver und passiver Regeneration unterschieden werden. Eine passive Regeneration erfolgt durch Temperaturabsenkung im Bereich des PCM zum Beispiel durch freie Kühlung in der Nacht. Bei einer aktiven Regeneration wird das PCM beispielsweise mittels wasserführender Systeme oder durch Durchströmung mit kalter Außenluft gekühlt. In diesem Zusammenhang sind auch die Einsatzzeiten von Kältemaschinen relevant. Durch die Verschiebung der Kühllast zur aktiven Regeneration des Phasenwechselmaterials in die Nacht können Kältemaschinen bei kühleren Außenlufttemperaturen arbeiten und höhere Leistungszahlen erreichen.

Aufgrund der Vielzahl an unterschiedlichen Möglichkeiten zum Einsatz von PCM im Gebäudebereich, wird die folgende Literaturübersicht auf den Anwendungsfall im Sommer und damit die Kühlwirkung begrenzt. Die drei Hauptanwendungsbereiche sind:

- passive Systeme mit PCM-haltigen Baustoffen oder Komponenten,
- PCM-haltige Komponenten mit aktiver wasserbasierter Regeneration,
- PCM-haltige Komponenten in zentralen und dezentralen Lüftungssystemen mit oder ohne Frischluftanteil.

3.2.1 Passive Systeme mit PCM-haltigen Baustoffen oder Komponenten

Bei der Verwendung passiver Systeme ist aufgrund der dauerhaften Einbringung des Phasenwechselmaterials im Mauerwerk oder Putz besonders die Phasenwechseltemperatur und die eingebrachte PCM-Masse zu beachten. Bei einer falschen Auslegung ist eine Entfernung des PCM unter Umständen nicht mehr oder nur mit großem Aufwand möglich. Zudem ist das PCM ganzjährig in den entsprechenden Bauteilen vorhanden. Eine ganzjährige Nutzung des Phasenwechsels ist zur Kostenreduktion wünschenswert, erschwert dennoch die Auslegung. Die Phasenwechseltemperatur sollte für passive Konzepte zwischen 22 °C und 25 °C liegen (vgl. VDI 2164, 2016). Insbesondere beim Einsatz von Makroverkapselungen, wie zum Beispiel Platten oder Beuteln, in Wänden oder Decken ist zu berücksichtigen, dass diese Flächen für die Büroumgebung nicht im gleichen Umfang genutzt werden können wie konventionelle Flächen. Eine Anbringung von Gegenständen könnte die Verkapselung beschädigen und zur Leckage des Phasenwechselmaterials führen. Die Regeneration des PCM unterliegt in passiven Systemen den Schwankungen der Raumtemperatur, die durch die nächtliche Fensterlüftung unterstützt werden kann. Für den Fall von tropischen Nächten, in denen die Außenlufttemperatur nicht unter 20 °C fällt, ist eine Regeneration des PCM aufgrund der niedrigen Temperaturdifferenzen kaum möglich.

Trotz der genannten Schwierigkeiten können PCM-haltige Baustoffe und Komponenten sinnvoll in ein Gebäudekonzept integriert werden. In Schossig (2005) konnte zum Beispiel gezeigt werden, dass durch die Einbringung von PCM-haltigem Innenputz Temperaturspitzen im Tagesverlauf reduziert werden. Gleichzeitig wird die Relevanz der Nachtlüftung zur Regeneration des Phasenwechselmaterials hervorgehoben, die im Regelfall durch Ventilatoren unterstützt werden sollte, um eine ausreichende Regeneration zu ermöglichen. Diese Annahme wurde in einer weiteren Simulationsstudie zu einem mit PCM ausgestatteten Raum bestätigt (vgl. Solgi et al., 2017).

Für einen Leichtbau konnte in Marin et al. (2016) gezeigt werden, dass durch die Verwendung von Gipskartonplatten mit mikroverkapseltem PCM (Phasenwechseltemperatur bei 25 °C) eine Verbesserung des thermischen Komforts und eine Reduzierung des elektrischen Energiebedarfs zur Komfortklimatisierung möglich ist. Die Autoren untersuchten anhand eines validierten Gebäudemodells die Auswirkungen der Gipskartonplatten anhand verschiedener Klimaklassifikationen nach Köppen-Geiger und konnten eine signifikante Reduzierung des Energiebedarfs feststellen. Warme und trockene Klimazonen zeigten dabei das höchste Potential. Für den analysierten Standort in Deutschland (Berlin) konnten hingegen keine Vorteile erzielt werden. Allerdings könnte eine Anpassung der Phasenwechseltemperatur an die klimatischen Bedingungen weitere Nutzungsbereiche ermöglichen.

Durch den Einsatz von PCM-Wandelementen in Form von Gipskartonplatten erfolgt die passive Kühlung in einem Demonstrationsgebäude in Ludwigshafen (vgl. Haussmann, 2018). Ein Gebäudemonitoring führte zu dem Ergebnis, dass eine sommerliche Überhitzung durch das passive Kühlkonzept nicht in allen Fällen verhindert werden kann. Dies

ist auf die unzureichende Regeneration der Wandelemente in der Nacht zurückzuführen. Hierbei wurde insbesondere ein negativer Einfluss der Nutzer festgestellt, sodass das ursprüngliche geplante Gebäudekonzept nicht ausreichend umgesetzt wird. Neben den Randbedingungen bei der Auslegung ist demnach auch der Einfluss bzw. die Einbindung der Nutzer in das Gebäudekonzept bei dauerhaft installierten PCM-Systemen zu berücksichtigen.

Eine Übersicht zu weiteren Varianten, wie zum Beispiel der Einsatz von Phasenwechselmaterialien in Fenstern, ist unter anderem in Kalnæs und Jelle (2015) zu finden. Anhand der Beispiele wird das Potential zur Einbringung von PCM-haltigen Baustoffen oder Komponenten deutlich. Gleichzeitig sind insbesondere die Randbedingungen zur Regeneration bzw. die Phasenwechseltemperatur zu beachten.

3.2.2 PCM-haltige Komponenten mit aktiver wasserbasierter Regeneration

Bei der Verwendung von Kühldecken mit PCM erfolgt in der Regel die Einbindung aktiver wasserbasierter Regeneration. Die Phasenwechseltemperatur des PCM sollte oberhalb von 16 °C liegen, um bei der Regeneration eine Taupunktunterschreitung der Kühlsysteme zu vermeiden (vgl. VDI 2164, 2016). Zur Regeneration können Rohrschlangen oder Kapillarrohrmatten verwendet werden. Die Leitungen des Kaltwassersystems können raumseitig, mittig im PCM oder zwischen PCM und Decke eingebracht werden. Unterschiedliche Konfigurationen wurden zum Beispiel in Weinläder et al. (2017) untersucht. Die Anordnung des PCM auf dem Kaltwassersystem bietet dabei einen Mittelweg zwischen passiver Kühlung und Regeneration sowie aktiver Kühlung, sobald die Kühlleistung des PCM überschritten ist. Bei raumseitiger Installation ist eine höhere passive Kühlleistung zu erreichen. Demgegenüber ist die Regeneration problematisch, da das PCM Energie in Form von Wärme aus dem Raum aufnimmt und gleichzeitig vom Kaltwassersystem regeneriert werden soll.

Als weitere Randbedingung muss die erreichbare Kühlleistung berücksichtigt werden. Bei einer Temperatur von 26 °C konnte durch ein PCM mit einer Schmelztemperatur von 22 °C bis 24 °C eine Kühlleistung von 10 W m⁻² bis 15 W m⁻² erreicht werden (vgl. Weinläder et al., 2016). Dies liegt deutlich unter den Werten für konventionelle aktive Kühldecken von 80 W m⁻² bis 100 W m⁻². Bei einem experimentellen Vergleich von einer aktiven Kühldecke und einer PCM-Kühldecke in einer Klimakammer wurde durch die niedrigere Kühlleistung eine geringere thermische Behaglichkeit erzielt (vgl. Bogatu et al., 2019). Für das konventionelle System lagen 75 % der untersuchten Zeiträume innerhalb von Behaglichkeitsbereich II (siehe Kapitel 2). Beim PCM-System wurde dies nur für 30 % der Zeitpunkte erreicht.

Bei einem numerischen Vergleich von thermisch aktivierten Bauteilen, einer PCM-Kühldecke (Phasenwechseltemperatur zwischen 21 °C und 25 °C) und Nur-Luft-Systemen bezüglich der thermischen Behaglichkeit und der Wirtschaftlichkeit wurden thermisch aktivierte Bauteile als die präferierte Variante identifiziert (vgl. Boccardo et al., 2019). Hierbei waren die thermisch aktivierten Bauteile je nach Randbedingung bis zu 19,8 % günstiger

als die Nur-Luft-Systeme. Der Unterschied zwischen Nur-Luft-Systemen und der PCM-Kühldecke wurde mit 2% beziffert. Aus diesem Grund sehen die Autoren Einsatzpotentiale für PCM-Kühldecken bei Renovierungsprojekten oder in Leichtbauten im Vergleich zu Nur-Luft-Systemen. In Koschützki und Lehmann (2004) wird ebenfalls der Einsatz von PCM-Kühldecken im Leichtbau zur Stabilisierung des Raumtemperaturniveaus durch die zusätzlich eingebrachte thermische Masse hervorgehoben. Dies wurde anhand von experimentellen Untersuchungen mit mikroverkapseltem PCM bestückten Gipskartonplatten untersucht. Zusätzlich wurden integrierte Kapillarrohrmatten zur Kühlung und Regeneration verwendet.

In einem Bürogebäude in Münster erfolgt die Kühlung über eine Kühldecke mit makroverkapselten PCM Lamellen (vgl. Lyding, 2018). Hierbei kann das Kaltwassersystem zur Abdeckung von Spitzenlasten zusätzlich aktiv betrieben werden. Die Regeneration erfolgt in der Nacht mit Hilfe des Kaltwassersystems. Das verwendete PCM ist ein Salzhydrat mit einem Temperaturbereich für den Phasenwechsel von 21 °C bis 28 °C. Durch das Monitoring des Einsatzes der Kühldecke konnte festgestellt werden, dass für die vorherrschenden Raumtemperaturen die Phasenwechseltemperatur zu hoch angesetzt wurde. Daher findet im regulären Betrieb kein Phasenwechsel statt. Dies bestätigt die Schwierigkeit der Auslegung von fest installierten PCM-Kühldecken. Gleichzeitig wird die komplizierte Regelung als negativer Aspekt betrachtet, da noch keine Standardlösungen für etwaige Gebäudekonzepte mit PCM-Kühldecken existieren.

Neben einem positiven Einfluss auf die Raumtemperatur können Kühldecken mit Phasenwechsellmaterialien zur Reduzierung von elektrischen Spitzenlasten verwendet werden. Bei ausreichender Dimensionierung ist eine Verschiebung der Kältebereitstellung vom Tag in die Nachtstunden möglich. Der Kühlbedarf am Tag wird dann über eine PCM-Kühldecke gedeckt. In der Nacht erfolgt die Kältebereitstellung durch eine Kältemaschine und damit einhergehend die Regeneration des PCM über ein Kaltwassersystem. Dadurch verschiebt sich der Strombedarf und erhöhte Stromkosten zu Spitzenlastzeiten können vermieden werden (vgl. Boiting und Hollenbeck, 2013). Eine aktuelle Übersicht über den generellen Einsatz von und zum Thema Lastverschiebung mittels PCM-Kühldecken ist unter anderem in Mousavi et al. (2021) zu finden.

3.2.3 PCM-haltige Komponenten in zentralen und dezentralen Lüftungssystemen

Bei der Verwendung von Phasenwechsellmaterialien in Lüftungssystemen wird zwischen zentralen und dezentralen Ausführungen unterschieden. Beide Systeme haben gemeinsam, dass das Phasenwechsellmaterial in einer gesonderten Speichereinheit untergebracht ist. Bei der Verwendung von PCM in zentralen Systemen wird diese Speichereinheit im Lüftungskanal platziert. Hierbei sollte eine Bypass-Schaltung vorgesehen werden, sodass der zusätzlich induzierte Druckverlust bei Durchströmung des Phasenwechsellmaterials nur bei tatsächlichem Bedarf entsteht. Bei dezentralen Lüftungssystemen befindet sich die Speichereinheit entweder direkt im Raum oder wird oftmals in den Wänden platziert. Für den Einsatz wird eine Differenz zwischen Phasenwechseltemperatur und angestrebter Raumtemperatur von $T > 4\text{K}$ empfohlen (vgl. VDI 2164, 2016).

In der Literatur werden hauptsächlich dezentrale Lüftungssysteme bzw. Untersuchungen von Einzelräumen durchgeführt, da sich PCM-haltige Systeme in vielen Fällen noch in den Phasen der Forschung und Entwicklung befinden und nicht Stand der Technik sind. Die Investitionskosten für eine Einzelraumuntersuchung werden daher den Kosten für ein größeres zentrales System vorgezogen. Alternativ erfolgt die Untersuchung zentraler Systeme über numerische Untersuchungen. Zum Beispiel wird in Pop et al. (2018) die Platzierung von Phasenwechselmaterialien im zentralen Lüftungskanal einer Frischluftanlage analysiert. Das PCM unterstützt dabei das, auf einer Kompressionskältemaschine basierende, bestehende Kühlsystem. Bei Bedarf wird die Speichereinheit von der Außenluft durchströmt und kühlt die Prozessluft vor dem Verdampfer der Kompressionskältemaschine vor. Die Regeneration des Phasenwechselmaterials erfolgt in der Nacht nur durch Frischluft. Die Phasenwechseltemperaturen der verwendeten Paraffine lagen bei 20 °C, 25 °C und 27 °C und wurden je nach Klimaklassifikation nach Köppen-Geiger ausgewählt und in der eingebrachten Masse angepasst. Durch die Verwendung des PCM konnte eine Reduzierung des elektrischen Energiebedarfs von 7 % in Rom und bis zu 41 % in Berlin erreicht werden.

Hinsichtlich der Wirtschaftlichkeit einer zentralen Einbringung von Phasenwechselmaterialien ist mit höheren Investitionskosten als bei einem konventionellen System zu rechnen (vgl. Zalba et al., 2004). Die Autoren führten eine experimentelle Studie mit einer Speichereinheit mit Phasenwechseltemperaturen von 22 °C und 25 °C durch. Hierbei lagen die Investitionskosten 9 % höher als bei einem konventionellen Vergleichssystem. Allerdings ist die elektrische Leistungsaufnahme für das System mit Phasenwechselmaterialien um den Faktor 9,4 niedriger. Dadurch ergibt sich unter den angenommenen Randbedingungen eine Amortisationszeit von ca. 3-4 Jahren.

Die Verwendung von Phasenwechselmaterialien in aktiv durchströmten Fassaden- und Deckenelementen wurde anhand eines validierten numerischen Modells in Álvarez et al. (2013) untersucht. Um bekannten Auslegungsproblemen wie zum Beispiel geringe Wärmeübertragungsflächen zwischen PCM und Luft entgegen zu wirken, wurde das Phasenwechselmaterial in zylindrischen Makroverkapselungen in die entsprechenden Bauteile eingebracht. Dadurch konnte die Wärmeübertragungsfläche um den Faktor 3,6 erhöht und die Kühlleistung im Vergleich zu Gipskartonplatten mit mikroverkapseltem PCM fast verdreifacht werden. Mit einer geeigneten Regelungsstrategie ist dann die Einbringung von hohen PCM Massen bei akzeptablen Lade- und Entladezeiträumen möglich.

Eine weitere Möglichkeit der Einbringung von Phasenwechselmaterialien ist eine abgehängte hinterlüftete PCM-Kühldecke (vgl. Weindler et al., 2014). In dieser Studie wurden 180 kg PCM mit einem Phasenwechseltemperaturbereich von 24 °C bis 26 °C in einem Büroraum eingebracht. Die Kühldecke wurde bei Bedarf im Tagesverlauf im Umluftbetrieb mit warmer Raumluft beaufschlagt, sodass das Phasenwechselmaterial Energie in Form von Wärme aus der Raumluft aufnimmt. Im Vergleich zu einem Referenzraum konnte so die Raumlufttemperatur um 2 K reduziert werden. Die Regeneration des PCM sollte über eine freie Lüftung in der Nacht über die Fenster umgesetzt werden. Unter den vorhandenen Randbedingungen führte die Fensterlüftung allerdings zu einer Abkühlung der Luft im Bodenbereich, anstatt im Deckenbereich zur Regeneration des Phasenwechselmaterials beizutragen.

Die dezentrale Einbringung von Phasenwechselmaterialien bietet ebenfalls die Möglichkeit zur Reduzierung des elektrischen Energiebedarfs. Beim Vergleich von zwei baugleichen Gebäuden konnte durch den Einsatz von PCM mit einer Phasenwechseltemperatur von 25 °C anstelle von einer konventionellen Kältemaschine der elektrische Energiebedarf um 23 % reduziert werden (vgl. Gholamibozanjani und Farid, 2020). Zudem ist durch die Nutzung von Nachtlüftung kein Betrieb der Kältemaschine notwendig. Hierdurch reduzieren sich die Kosten der Kühlung des PCM-Systems um 42 % im Vergleich zum konventionellen System. Im Vergleich dazu beziffern Chen et al. (2019) die Möglichkeit zur Reduzierung des Energiebedarfs mit einem PCM-System und Nachtlüftung auf 9,2 % bis 33,6 % gegenüber der reinen Verwendung von Nachtlüftung. Die Einsparpotentiale liegen dabei höher, wenn der Zielwert der Raumtemperatur höher angesetzt werden kann und somit eine größere Ausnutzung der Phasenwechselmaterialien möglich ist.

3.2.4 Zusammenfassung der Einsatzmöglichkeiten von Phasenwechselmaterialien im Gebäudebereich

Die Unterschiede der Publikationen verdeutlichen, dass sowohl die Wahl der Randbedingungen als auch die gewählte Umsetzung der Einbringung von Phasenwechselmaterialien einen signifikanten Einfluss auf das Ergebnis haben kann. Ein Hauptproblem liegt dabei in der Auslegung von PCM-Systemen. Bei der Sichtung einer Vielzahl von Studien wurden je nach Randbedingung und System 3 kg m^{-2} bis 30 kg m^{-2} PCM verwendet (vgl. Osterman et al., 2012). Dies zeigt die grundsätzliche Problematik von fest installierten oder schwierig zu wechselnden PCM-Systemen. Die vollständige Kenntnis und richtige Interpretation der Randbedingungen ist nötig, um eine zufriedenstellende Auslegung zu ermöglichen. Im Falle unvorhergesehener zusätzlicher thermischer Lasten können Auslegungsfehler nur schwierig behoben werden. Dies hat oftmals eine Überdimensionierung des PCM-Systems sowie damit verbundenen erhöhten Kosten und reduzierten Einsparpotentialen zur Folge.

4 Personenorientierte Komfortsysteme

Die Relevanz der Gebäudeklimatisierung nimmt aufgrund des steigenden Komfortbedürfnisses sowie ökologischer Aspekte stetig zu. Dabei ist das Ziel der Klimatisierung die Einstellung eines behaglichen Raumlufzustands. Für den Sommerbetrieb ist es in der Regel notwendig, Feuchte- und Wärmelasten abzuführen. Oftmals werden dabei zentrale Klimatisierungssysteme verwendet, die eine gleichmäßige Umgebung für alle Nutzer in einer Nutzungszone schaffen. Eine Anpassung der thermischen Bedingungen, zum Beispiel über eine Fensterlüftung, ist in vielen Fällen nur begrenzt oder nicht möglich. Unvorhergesehene innere und äußere Wärmelasten können dann nicht adäquat aus den Räumen abgeführt werden und führen zu unbehaglichen Raumlufzuständen. Dementsprechend werden lokale Temperaturunterschiede durch zum Beispiel solare Einstrahlung oder individuelle Präferenzen (siehe Kapitel 2.2) nicht berücksichtigt. Eine Alternative bieten sogenannte personenorientierte Kontrollsysteme zur Beeinflussung der Umgebung (englisch: personal environmental control system, PECS). PECS beinhalten als Oberbegriff verschiedene Aspekte wie zum Beispiel den thermischen Komfort, den akustischen Komfort und die Luftqualität. Das Konzept der PECS zielt bei thermisch unbehaglichen Raumlufzuständen auf die Realisierung eines behaglichen Mikroklimas für den Wirkungsbereich des Nutzers oder auf die Beeinflussung einzelner Körperteile ab, wodurch die thermische Behaglichkeit verbessert werden kann.

Die Bezeichnung von Untergruppen innerhalb der PECS ist in der Literatur nicht eindeutig geklärt. In dieser Arbeit werden PECS, in Anlehnung an Zhang et al. (2015), in zwei Unterkategorien eingeteilt:

- Personenorientierte Komfortsysteme (englisch: personal comfort systems, PCS),
- Personenorientierte Ventilationssysteme (englisch: personal ventilation, PV).

Im Gegensatz zu PV Systemen, die Frischluft verwenden, findet bei PCS eine personenorientierte Komfortverbesserung ohne Außenluftzufuhr statt. Durch den Anwendungsfall eines Büroraums im Sommer beschränkt sich der folgende Literaturüberblick auf PCS, die zur lokalen Kühlung verwendet werden. Dabei kann die Kühlung sowohl mit oder ohne Luftbewegung erfolgen. Zur weiteren Eingrenzung des Themenbereichs werden beispielhaft nur PCS dargestellt, die eine Luftströmung verwenden. Des Weiteren wird die Möglichkeit zur Reduzierung des Energiebedarfs durch den Einsatz von PCS diskutiert. Zusätzlich wird der Einfluss von lokal wirkenden PCS auf die thermische Behaglichkeit sowie grundlegende Vorgänge bei der Empfindung von Temperaturen dargestellt.

4.1 Einfluss der Körperregionen bei der lokalen Kühlung

Zur Bestimmung von Körperregionen, die für eine lokale Kühlung in warmen Umgebungen favorisiert werden sollen, ist das sensorische Empfinden von Temperatur von Bedeutung. Die folgende vereinfachte Darstellung zur Temperaturempfindung im menschlichen Körper basiert, falls nicht anderweitig gekennzeichnet, auf Schmidt et al. (2010).

Vom menschlichen Körper wird eine Körperkerntemperatur von ca. 36,5 °C bis 37 °C angestrebt, die unabhängig von den Umgebungsbedingungen durch thermoregulatorische Prozesse konstant gehalten werden soll. Die Temperaturen der Haut liegen dabei niedriger als die Körperkerntemperatur. In der thermisch neutralen Zone liegen Werte von ca. 30 °C bis 35 °C vor. In Tabelle 4.1 sind nach DIN 33403-2 (2000) beispielhaft lokale Hauttemperaturen der unterschiedlichen Körperbereiche gegeben. In warmen Umgebungsbedingungen sind gleichmäßige Temperaturen zu erwarten, wobei die Körperbereiche Stirn, Hals und Finger tendenziell am wärmsten sind.

Tabelle 4.1: Hauttemperaturen in der thermoneutralen Zone nach DIN 33403-2 (2000)

Körperregion	Hauttemperatur in °C
Rumpf	36
Oberschenkel	34
Unterschenkel	31
Oberarme	32
Unterarme	28

Das Temperaturempfinden wird durch Kälte- und Wärmerezeptoren in der Haut gesteuert. Die Thermorezeptoren sind freie Nervenenden in den oberen Hautschichten, die auf Temperaturveränderungen reagieren. Die Wärmerezeptoren werden dabei durch eine Erwärmung und die Kälterezeptoren durch eine Abkühlung angesprochen. Des Weiteren sind die Kälterezeptoren näher an der Hautoberfläche lokalisiert und dadurch auch empfindlicher als Wärmerezeptoren (vgl. de Dear, 2011). Generell reagieren die Thermorezeptoren auf statische und dynamische Reize. Bei statischen Reizen hat das Aktionspotenzial, welches über das zentrale Nervensystem verarbeitet wird, für die Kälterezeptoren ein Maximum bei 20 °C bis 25 °C (siehe Abbildung 4.1). Die Wärmerezeptoren hingegen sind erst ab ca. 30 °C mit einem Maximum bei 40 °C bis 45 °C aktiv. Die vorhandenen Maxima führen zu jeweils zwei möglichen Temperaturen bei einer Aktionspotenzialfrequenz. Daher ist die kombinierte Auswertung beider Arten von Rezeptoren nötig, um die Hauttemperatur zu bestimmen. Neben dem statischen existiert auch ein dynamisches Antwortverhalten der Rezeptoren. Das dynamische Verhalten ist insbesondere für die Kälterezeptoren sehr stark ausgeprägt (vgl. Parkinson et al., 2021). Dies führt zu einer deutlichen Erhöhung der Aktionspotentialfrequenz bei einem Temperatursprung, die sich bei folgenden statischen Bedingungen dann wieder stabilisiert. Demnach ist das dynamische Verhalten der Rezeptoren ein Indiz für die Temperaturveränderung im Bereich der Rezeptoren, wohingegen

die statische Antwort die Hauttemperatur widerspiegelt. Ob eine Temperaturveränderung durch die Thermorezeptoren festgestellt wird, hängt von verschiedenen Faktoren wie der Ausgangstemperatur, der Geschwindigkeit der Temperaturveränderung und der Fläche des angesprochenen Körperbereichs ab. Dabei können bei schnelleren Temperaturveränderungen, die eine große Körperfläche betreffen, geringere Temperaturunterschiede detektiert werden.

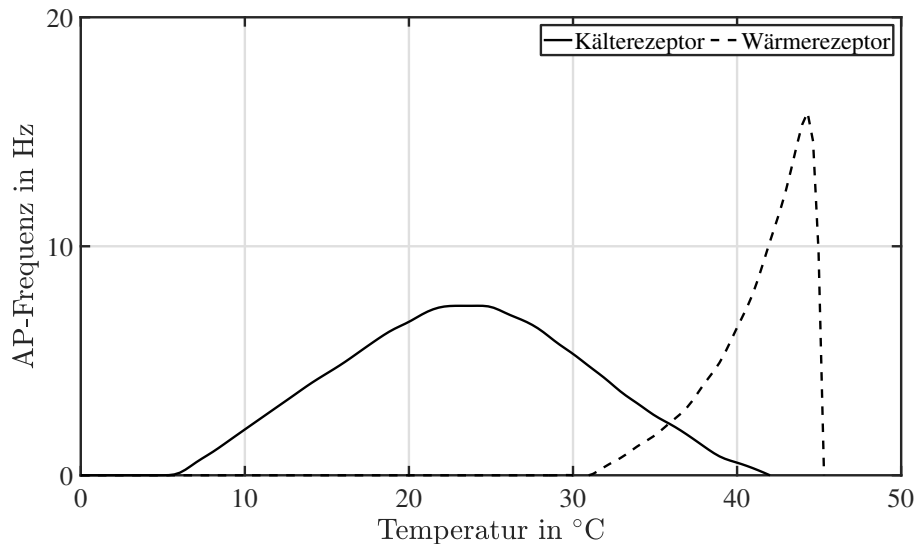


Abbildung 4.1: Statische Antwort der Kälte- und Wärmerezeptoren in der Haut nach Schmidt et al. (2010), eigene Darstellung

Die Thermorezeptoren sind nicht gleichmäßig auf der Körperoberfläche verteilt. Für den Fall der lokalen Kühlung ist die Verteilung der Kälterezeptoren von Bedeutung. Der besonders schützenswerte Bereich des Körperkerns (Kopf, Hals und Torso) weist dabei die meisten Kälterezeptoren auf (siehe Abbildung 4.2). Für die thermoregulatorischen Prozesse ist die Interpretation des Antwortverhaltens der Thermorezeptoren entscheidend. Um in Abhängigkeit der Thermorezeptoren ein zu starkes Abkühlen oder Erwärmen bestimmter Bereiche zu verhindern, wird die Wärmeabgabe des Körpers über die Durchblutung geregelt. Hierbei führt zum Beispiel eine zu starke Erwärmung des Körperkerns zur Vasodilatation, also einer Erweiterung der Blutgefäße und einer größeren Durchblutung, der Extremitäten und erhöht dadurch die Wärmeabgabe. Durch die niedrigere Anzahl an Kälterezeptoren in den Extremitäten haben Temperaturänderungen in diesen Bereichen moderate Auswirkungen und führen oftmals nicht zu starken Anpassungen durch thermoregulatorische Prozesse.

In der Fachliteratur besteht kein Konsens über die effektivste Strategie zur lokalen Kühlung. Nach Zhang et al. (2015) sind insbesondere die Körperteile entscheidend, die als am unkomfortabelsten empfunden werden. Da dies in warmen Umgebungszuständen vornehmlich den Bereich des Kopfes betrifft, ist eine Kühlung des Kopfes anzustreben (vgl. Stevens und Choo, 1998). Die Kühlung des Kopfes hat in den meisten Fällen ebenfalls eine Kühlung der Atemzone zur Folge. Gekühlte Atemluft wird dabei mit einer verbesserten Luftqualität assoziiert und durch die Kühlung des Atmungstraktes als angenehm empfunden (vgl. Fanger, 2000). In einer experimentellen Untersuchung von 21 männlichen

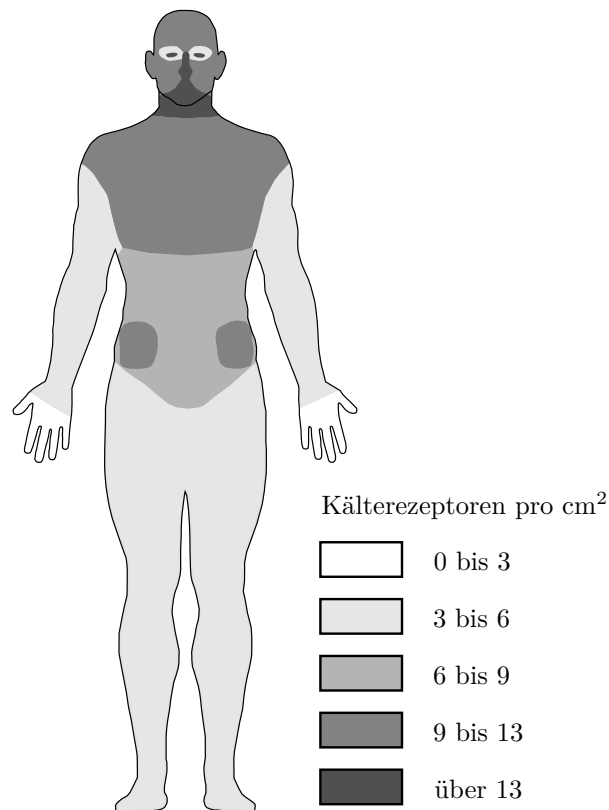


Abbildung 4.2: Verteilung der Kälterezeptoren auf der Körperoberfläche nach Schmidt et al. (2010), eigene Darstellung

Testpersonen in einer warmen Umgebung in einer Klimakammer wurde ebenfalls eine Kühlung des Gesichts bevorzugt (vgl. Nakamura et al., 2008). Zhang und Zhao (2007a) führten eine Untersuchung mit 30 Probanden durch, die Raumtemperaturen von 28 °C bis 35 °C ausgesetzt wurden. Durch die Kühlung des Gesichts prognostizieren die Autoren eine akzeptable Anhebung der Raumtemperatur auf bis zu 30,5 °C.

Im Gegensatz dazu favorisiert Arens et al. (2006) die Kühlung des Torsos, da dieser Bereich des Körpers das Empfinden des gesamten Körpers am meisten beeinflusst. Von den Autoren wurden innerhalb von drei Stunden jeweils drei Tests an mehreren Probanden mit der Kühlung oder Erwärmung von 19 verschiedenen Körperteilen durchgeführt. Zwischen den Durchgängen wurden die lokalen Effekte neutralisiert, sodass eine Beeinflussung durch die Reihenfolge der Tests ausgeschlossen werden konnte. Dabei hatte die Kühlung der Atemzone durchaus einen positiven Effekt, während die direkte Kühlung des Torsos dennoch zu besseren Komfortbewertungen führte. Hierbei ist der Einfluss auf das thermische Empfinden ausgeprägter, wenn ein großer Gradient der Temperaturänderung auf einen kleinen lokalen Körperbereich fokussiert wird. Zusätzlich empfehlen die Autoren, entgegen der normativen Standards, transiente oder asymmetrische Kühleffekte, sodass kurze wiederkehrende Kühlintervalle einen positiven Effekt haben könnten. Dies wird mit dem Begriff der Allästhesie verbunden (siehe Kapitel 4.3).

Wie bereits beschrieben, sind die Extremitäten durch die Vorgänge der Vasokonstriktion und der Vasodilatation wichtig für die Regulation der Wärmeabgabe des Körpers. Insbe-

sondere die Arme und Hände haben viele Strukturen zur Beeinflussung der Durchblutung (vgl. Wang et al., 2007). Die Kontrolle obliegt dabei dem Hypothalamus, sodass die Autoren einen Zusammenhang zwischen dem thermischen Empfinden des Körpers und der Veränderung der Durchblutung in diesen Bereichen sehen. Als Indikator zur Bewertung des thermischen Empfindens kann daher die Temperaturdifferenz der Haut zwischen Finger und vorderem Arm oder der Stirn zu den Extremitäten verwendet werden. Gleichzeitig darf die Kühlung der Hände nicht zu stark ausfallen. Durch eine intensive Kühlung könnte eine Verengung der Blutgefäße auftreten und damit der empfundene Kühleffekt reduziert werden.

Anhand der beschriebenen Zusammenhänge können verschiedene Körperbereiche identifiziert werden, die für den Anwendungsfall der lokalen Kühlung den größtmöglichen Effekt erzielen. Als geeignete Regionen können insbesondere der Kopf und Hals, aber auch der Torso und die Hände genannt werden. Eine eindeutige Aussage über den besten Anwendungsfall ist anhand des aktuellen Standes der Forschung allerdings nicht möglich.

4.2 Personenorientierte Komfortsysteme zur lokalen Kühlung

Das Ziel von personenorientierten Komfortsystemen (PCS) ist die Anpassung der direkten Umgebung eines Nutzers auf dessen eigene Bedürfnisse. Eine Übersicht über verschiedene PCS ist in Abbildung 4.3 zu sehen. Der Vorteil von PCS im Gegensatz zur konventionellen Klimatisierung des gesamten Raumes liegt in der Verbesserung des individuellen thermischen Komforts, sowie der Reduzierung des Energiebedarfs für die Komfortklimatisierung. Im Folgenden werden daher verschiedene in der Literatur untersuchte PCS dargestellt. Anschließend wird zum einen auf den veränderten Energiebedarf von Klimatisierung bei der Nutzung von PCS eingegangen sowie zum anderen Bewertungsmethoden von PCS vorgestellt.

4.2.1 Personenorientierte Komfortsysteme in der Literatur

Wie in Abbildung 4.3 dargestellt, existieren verschiedene Varianten, um PCS umzusetzen. In der Praxis finden PCS bisher wenig Anwendung, sodass sich die folgende Übersicht auf den Labormaßstab begrenzt. Des Weiteren werden nur PCS betrachtet, die auf Basis von Luftströmungen beruhen, da die in dieser Arbeit entwickelten Prototypen ebenfalls dieses Prinzip verwenden. Luftströmungen können hierbei sowohl von einfachen Ventilatoren als auch von dafür vorgesehenen Luftauslässen induziert werden. Je nach Variante des PCS findet zudem eine Vorkühlung der Luft statt.

In einer Studie von Arens et al. (2011) wurde die Kühlung mittels zwei seitlich vom Kopf platzierten Luftdüsen untersucht. Die Luftströmung war dabei auf die Atemzone der Testpersonen ausgerichtet. Bei den Testpersonen handelte es sich um jeweils neun Männer und neun Frauen, deren Bekleidungsisolationswert zu 0,5 clo bestimmt wurde. Die Probanden

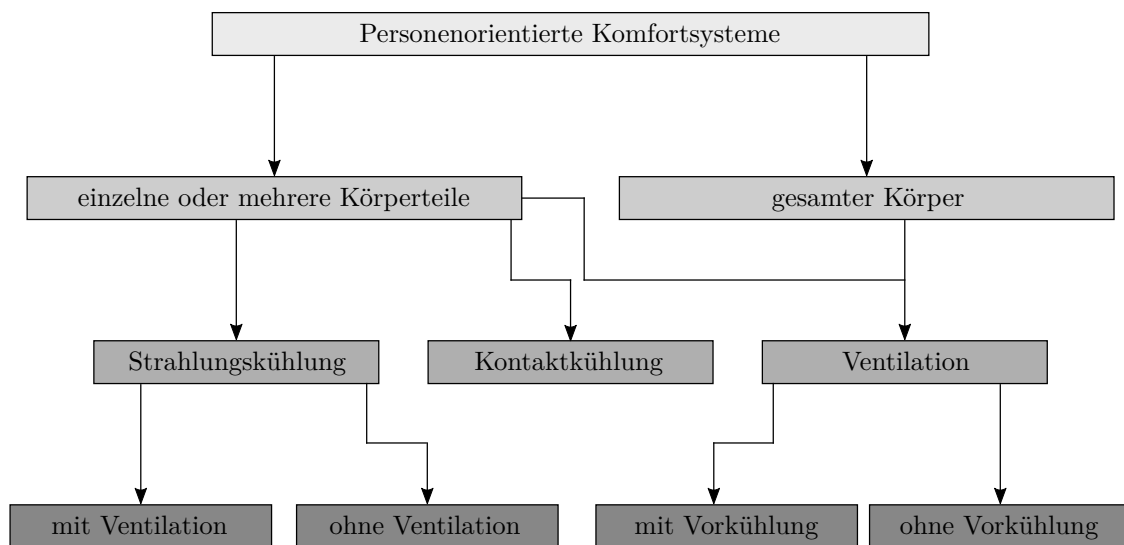


Abbildung 4.3: Übersicht potentieller personenorientierter Komfortsysteme; eine Kombination der unterschiedlichen Varianten ist ebenfalls möglich

absolvierten einstündige Testphasen mit unterschiedlichen Luftgeschwindigkeiten und jeweils Pausen zwischen einem Wechsel der Luftgeschwindigkeit. Die Temperatur der Luftströmung entsprach der Raumtemperatur und betrug 28°C bei einer relativen Feuchte von $50\% \text{ rF}$. Während der Untersuchungen wurde der thermische Komfort der Testpersonen ermittelt. Für den Einsatz ohne PCS lag das thermische Empfinden im warmen Bereich und konnte nur durch den Einsatz der Luftströmung in den neutralen Bereich verschoben werden. Ein signifikanter Kühleffekt trat dabei ab 1 m s^{-1} auf, wobei das behagliche Empfinden bereits ab einer Luftgeschwindigkeit von $0,6 \text{ m s}^{-1}$ im neutralen Bereich lag.

Eine frontale Anströmung des Oberkörpers und des Gesichts wurde in Atthajariyakul und Lertsatittanakorn (2008) untersucht. Dazu wurde ein Ventilator mit 15 cm Durchmesser auf dem Tisch platziert und konnte je nach Präferenz der Teilnehmer auf das Gesicht oder den Brustbereich ausgerichtet werden. Insgesamt nahmen 15 Probanden an der Untersuchung teil. Der Versuchsablauf sah vor, dass jede Stunde die Raumtemperatur um 1°C von 25°C auf 28°C erhöht wurde. Innerhalb dieser Stunde fand gleichzeitig alle zehn Minuten eine Anpassung der induzierten Luftgeschwindigkeiten durch den Ventilator von $0,2 \text{ m s}^{-1}$ über $0,5 \text{ m s}^{-1}$, 1 m s^{-1} , $1,5 \text{ m s}^{-1}$ bis zu 2 m s^{-1} statt. Die Versuchsergebnisse zeigen, dass eine Erhöhung des Sollwertes der Raumtemperatur auf 28°C möglich ist. Die Präferenzen der erforderlichen Luftgeschwindigkeiten zum Erreichen thermischer Behaglichkeit bei 28°C erstreckten sich allerdings über die gesamte Breite der möglichen Luftgeschwindigkeiten.

Bei einer Untersuchung von 24 Personen bei einer Raumtemperatur von 28°C konnten durch verschiedene Kühlstrategien ebenfalls Verbesserungen des thermischen Komforts erzielt werden (vgl. Melikov et al., 2013). Die unterschiedlichen Varianten beinhalteten ein PV System, welches eine Frischluftzufuhr realisierte, und drei PCS. Die PCS waren ein Ventilator, eine Strahlungskühlung sowie eine Kombination aus Strahlungskühlung und Ventilator. Alle untersuchten Alternativen verbesserten das thermische Empfinden

von einem leicht warmen zu einem neutralen Wert. Die Frischluftzufuhr mittels PV und der Ventilator erzielten die besten Ergebnisse. Aus ihren Untersuchungen schließen die Autoren, dass durch eine konvektive Kühlwirkung ein größerer positiver Effekt erreicht werden kann als mit einer Strahlungskühlung.

Eine Evaluation von verschiedenen PCS mit unterschiedlichen Richtungen des Luftstroms wurde in Amai et al. (2007) durchgeführt. Als Vergleichswert bestimmten die Autoren das thermische Empfinden der jeweils zwölf Frauen und Männer bei 26 °C und 50 % rF in einer Klimakammer. Anschließend erfolgte die Erprobung von vier PCS bei einer Raumtemperatur von 28 °C und gleicher relativen Feuchte. Eine Variante bestand aus einem runden Luftauslass, der eine Luftströmung mit Raumtemperatur in den Rücken der Probanden induzierte. Beim zweiten PCS erfolgte die Anströmung von vorne, wobei die Testpersonen die Temperatur der Luftströmung frei wählen konnten. Die dritte Variante kombinierte eine frei wählbare Temperatur der Anströmung mit einer variablen Richtung. Eine Anströmung von hinten an den Rücken wurde mit dem vierten PCS umgesetzt. Durch Verwendung der PCS konnten bei der erhöhten Raumtemperatur die gleiche thermische Behaglichkeit erreicht werden wie im Referenzzustand. Die größten Verbesserungen erzielten die Varianten mit der Möglichkeit zur Wahl der Lufttemperatur. Zudem identifizierten die Autoren je nach Variante des PCS unterschiedliche Präferenzen für die bevorzugte Richtung der Anströmung. Dabei wurde eine Konditionierung des Gesichts oder des Brustbereichs bevorzugt.

Wie bereits in Abschnitt 4.1 beschrieben, ist ein positiver Effekt durch die Kühlung der Atemzone zu erwarten. Die vertikalen Temperaturunterschiede innerhalb eines mit Quelllüftung klimatisierten Raumes können zu diesem Zweck genutzt werden (vgl. Dalewski et al., 2014). In einer Klimakammer wurden 30 Probanden Raumtemperaturen von 23 °C, 26 °C und 29 °C ausgesetzt. Die Zulufttemperatur der Quelllüftung wurde dabei so gewählt, dass eine Temperaturdifferenz von 3,5 K oder 6 K zur Raumtemperatur besteht. Die kühlere Luft in Bodennähe wurde angesaugt und in den Bereich der Atemzone der Probanden geleitet. Um Zuglufterscheinungen zu vermeiden, konnte die Luftgeschwindigkeit frei gewählt werden. Die durchschnittlichen Werte lagen bei ca. $1,2 \text{ m s}^{-1}$ bis $1,7 \text{ m s}^{-1}$. Durch die Verwendung des PCS konnte in allen untersuchten Fällen der thermische Komfort erhöht werden. Dabei wurde insbesondere das thermische Empfinden im Kopfbereich im Vergleich zur reinen Quelllüftung erhöht. Zusätzlich identifizierten die Autoren einen positiven Effekt auf das thermische Empfinden, wenn das PCS kühlere Luft bei niedrigerer Luftgeschwindigkeit realisiert.

Ein anderer Ansatz zur lokalen Kühlung wird in Watanabe et al. (2009) gewählt. In dieser Studie mit sieben männlichen Teilnehmern in einer Klimakammer wurde ein mit Ventilatoren bestückter Stuhl untersucht. Die Ventilatoren befanden sich unter dem Sitz und hinter der Rückenlehne des Stuhls. Die induzierte Luftgeschwindigkeit der Ventilatoren konnte individuell verändert werden, aber es erfolgte eine rein isotherme Anströmung der Probanden. Die Raumtemperaturen wurden auf 26 °C, 28 °C, 30 °C und 32 °C eingestellt. Durch die Kühlung verbesserte sich insbesondere das lokale thermische Empfinden im Rückenbereich. Auch insgesamt konnte der thermische Komfort durch den Einsatz der Ventilatoren verbessert werden. Bis zu einer Erhöhung der Raumtemperatur von 30 °C stellten sich behagliche Zustände ein. Für eine Temperatur von 32 °C war die Kühlwirkung der Ventilatoren nicht ausreichend.

In der Literatur werden weitere PCS und unterschiedliche Kombinationen dieser diskutiert. Verschiedene Übersichtsarbeiten wie zum Beispiel Zhang et al. (2015), Godithi et al. (2019), Warthmann et al. (2019) und Rawal et al. (2020) geben dabei einen Überblick über die Vielzahl an Möglichkeiten.

Es wird bereits anhand der vorgestellten Literatur deutlich, dass schon durch geringe Luftgeschwindigkeiten ein signifikanter Kühleffekt erreicht wird. Es ist allerdings darauf zu achten, dass die Luftgeschwindigkeit der PCS an die individuellen Bedürfnisse der Nutzer angepasst werden kann, sodass ein Gefühl der Zugluft vermieden wird. In Abschnitt 4.3 erfolgt eine ausführliche Diskussion des Themenbereichs der Zugluft. Zudem sind PCS mit einer Anpassung der Strömungsrichtung zu bevorzugen.

Personenorientierte Komfortsysteme in Kombination mit Phasenwechselmaterialien

Die Kombination von Phasenwechselmaterialien (PCM) und lokaler Kühlung ist noch nicht weit verbreitet und daher Gegenstand aktueller Forschung. Oftmals wird PCM ohne gleichzeitige Ventilation integriert in Kleidung untersucht (siehe zum Beispiel Gao et al., 2012). Durch die Integration von Phasenwechselmaterialien bei der lokalen Kühlung kann eine Konditionierung der Luft erfolgen und damit eine zusätzliche Kühlleistung bereitgestellt werden. Beispielfhaft werden nachfolgend zwei aktuelle Konzepte kurz vorgestellt.

Eine Untersuchung von Phasenwechselmaterialien mit Ventilation ist unter anderem in Lu et al. (2015) zu finden. Anhand eines thermischen Mannequins wurde eine Bekleidung (Jacke und Hose) mit integriertem PCM und Ventilatoren bei einer Raumtemperatur von 34 °C und relativen Feuchten von 28 % rF und 75 % rF experimentell untersucht. Dabei simulierte das Modell zusätzlich die Verdunstungskühlung des Körpers. Es wurden die Szenarien mit und ohne Ventilation, nur mit PCM und PCM mit Ventilation evaluiert. Das Phasenwechselmaterial befand sich in der Jacke im Brustbereich, im oberen Rückenbereich und an den Oberarmen. Die Ventilatoren waren am unteren Rückenbereich platziert. Für die Hose wurde das PCM auf Höhe der Oberschenkel integriert, wobei die Ventilatoren sich auf Hüfthöhe befanden. Durch den Einsatz des PCM konnte in allen Fällen die Kühlung des Körpers länger aufrecht erhalten werden. Allerdings hatte die Verwendung von Ventilatoren eine höhere Steigerung der Kühlleistung zur Folge, da durch die Luftzirkulation die Verdunstungskühlung an der Hautoberfläche verbessert wurde. Die Autoren schlussfolgern daraus, dass der Einsatz von PCM insbesondere in heißen und feuchten Umgebungen sinnvoll ist. Neben dem Vorteil einer erhöhten Kühlleistung müssen beim Einsatz des PCM in der Bekleidung verschiedene Randbedingungen beachtet werden. Hierbei ist in erster Linie das höhere Gewicht der Kleidung zu berücksichtigen. Des Weiteren ist das verwendete makroverkapselte Phasenwechselmaterial impermeabel für Wasserdampf, was den Abtransport der körpereigenen Feuchtigkeit behindert. Gleichzeitig kann es durch die niedrigen Temperaturen des PCM an der Oberfläche der Verkapselung zur Kondensation kommen. Die Anordnung des PCM zwischen Körper und Umgebung erfordert zudem eine Isolation der Oberfläche des Phasenwechselmaterials zur Umgebung. Dadurch kann die Aufnahme von Energie in Form von Wärme aus der Umgebung reduziert werden. Es

wird deutlich, dass die Integration von Phasenwechselmaterialien in der Bekleidung Vorteile bei der Kühlleistung mit sich bringen kann, ein Einsatz aber unter der Abwägung verschiedener Randbedingungen erfolgen muss.

Phasenwechselmaterialien können auch indirekt in PCS integriert werden. In Du et al. (2016) wurde ein batteriebetriebenes Klimatisierungssystem mit PCM untersucht. Die Klimatisierung verwendete eine Kompressionskältemaschine mit dem Kältemittel R134a. Das Prinzip beruhte auf einem Kondensator, der mit PCM bestückt ist. Im Betrieb wurde die Energie in Form von Wärme nicht an die Umgebung abgegeben, sondern von den Phasenwechselmaterialien am Kondensator aufgenommen. Die durch die Kompressionskältemaschine gekühlte Luft wurde über eine automatische Düse auf den Brustbereich des Nutzers gerichtet. Zusätzlich ist für den Prototypen vorgesehen, dass das PCS mobil gebaut wird und dem Nutzer eigenständig folgen kann. Sobald das Phasenwechselmaterial vollständig geschmolzen war, fand eine Regeneration nach dem Prinzip des Naturumlaufs statt. Dies sollte bevorzugt in der Nacht bei niedrigen Temperaturen erfolgen, sodass eine fast vollständige Regeneration des PCM innerhalb von ca. acht Stunden möglich ist. Die erreichte Kühlleistung des PCS betrug 165,6 W. In dieser Variante war insbesondere die Regeneration des Phasenwechselmaterials im Kondensator die limitierende Größe. In weiteren numerischen Untersuchungen konnte dies durch den Einsatz eines Graphit-Schaums verbessert werden (vgl. Dhumane et al., 2018).

4.2.2 Reduzierung des Energiebedarfs durch den Einsatz von personenorientierten Komfortsystemen

Bisherige Klimatisierungskonzepte zielen auf einheitliche Bedingungen innerhalb eines Raumes bzw. einer Nutzungszone ab. Dabei ist der Wirkungsbereich der Nutzer in den entsprechenden Bereichen deutlich kleiner als das insgesamt konditionierte Volumen. Zusätzlich entsprechen die eingestellten Raumbedingungen lediglich einem Kompromiss zwischen der thermischen Behaglichkeit einer Gruppe und den individuellen Bedürfnissen der Nutzer (siehe Kapitel 2.2). Die Kombination aus großem Volumen ohne Berücksichtigung der Individualität führt zu einem hohen Energiebedarf bei gleichzeitiger Unzufriedenheit der Nutzer. Aus diesem Grund sind effizientere Klimatisierungskonzepte nötig, um den Energiebedarf in Gebäuden zu reduzieren. Einen Ansatz stellen hierbei personenorientierte Komfortsysteme dar, durch deren Einsatz der Sollwert der Raumtemperatur bei gleichbleibenden Behaglichkeitswerten erhöht werden kann (vgl. Brager et al., 2015).

Um den Effekt eines erhöhten Sollwerts zu untersuchen, führte Hoyt et al. (2009) eine Simulationsstudie für ein Bürogebäude in vier verschiedenen Klimazonen durch. Dabei wurden Raumtemperaturen von 24 °C, 25 °C, 26 °C und 28 °C sowie verringerte Zuluftvolumenströme untersucht. Hierbei führte eine Anpassung des Sollwertes von 24 °C zu 25 °C zu einer Reduzierung des Energiebedarfs von 7 % bis 15 % in Abhängigkeit der Klimazonen. Für eine Erhöhung auf 28 °C ergaben sich Werte von 35 % bis 45 %. Auch die Veränderung des Frischluftvolumenstroms verringerte den Energiebedarf im Maximum um bis zu 60 %. Laut den Autoren liegen in der Praxis erreichbare Werte im Bereich von ca. 16 % bis 25 %. Im Durchschnitt prognostizieren sie eine Reduzierung des Energiebedarfs um ca. 10 % pro 1 °C.

In einer weiteren Simulationsstudie von Hoyt et al. (2015) wurden verschiedene mittelgroße Bürogebäude, ein Neubau sowie ein Bestandsbau nach 1980, untersucht. Durch die Anpassung der technischen Gebäudeausrüstung konnten sieben Klimazonen berücksichtigt werden. Hierzu wurde als Ausgangssituation jeweils ein Sollwert der Temperatur im Bereich von 21,1 °C bis 22,1 °C betrachtet. Für eine Erhöhung des Sollwertes auf 25 °C wurde eine durchschnittliche Reduzierung des Energiebedarfs zum Kühlen von 29 % für alle Gebäudevarianten ermittelt. Beim maximalen Sollwert von 30 °C lag dieser Wert bei ca. 60 %.

Heidarinejad et al. (2018) führte eine numerische Untersuchung basierend auf realen Werten eines PCS (Du et al., 2016 und Dhumane et al., 2018) durch. Hierbei wurden die Kühlleistungen des PCS in Zusammenhang mit der Kühlleistung eines zentralen Klimatisierungssystems in sieben Klimazonen innerhalb der USA untersucht. Die Autoren ermittelten eine Reduzierung des Energiebedarfs von 10 % bis 70 % im Vergleich zu einer ausschließlich konventionellen Klimatisierung. Zudem wurden die Unterschiede zwischen einer Regeneration des im PCS integrierten PCM innerhalb oder außerhalb der Gebäude betrachtet. Eine Regeneration außerhalb der klimatisierten Bereiche war dabei energetisch vorteilhaft und reduzierte den Energiebedarf um 2 %.

Eine Übersicht über die Potentiale von PCS zur Reduzierung des Energiebedarfs ist in Veselý und Zeiler (2014) zu finden. Demnach ist für PCS eine Erhöhung des Sollwertes der Raumtemperatur von 2,5 °C bis 6 °C möglich. Die resultierenden Einsparungen betragen 4 % bis 51 %. Laut den Autoren liegen die durchschnittlichen Werte beim Einsatz von PCS im Bereich von 3 °C für die Sollwerterhöhung und ca. 30 % für die Verringerung des Energieeinsatzes.

Anhand der vorliegenden Studien ist das Potential zur Reduzierung des Energiebedarfs durch den Einsatz von PCS evident. In der Praxis hängt die mögliche Erhöhung des Sollwertes für die Raumtemperatur von den vorhandenen Randbedingungen ab. Zusätzlich ist der Energiebedarf der PCS zu beachten, der in den meisten Studien nicht genannt und berücksichtigt wird. Des Weiteren sind neben den energetischen Faktoren ökonomische Aspekte einzubeziehen. Für den Fall einer Nachrüstung von PCS sind die Investitionskosten und die damit einhergehende Amortisationszeit von entscheidender Bedeutung. Eine Berücksichtigung von PCS innerhalb der Planungsphase eines Gebäudes kann dabei die anfänglichen Kosten reduzieren. Durch die Verwendung von PCS können verschiedene Anlagenkomponenten verkleinert und die Kosten verringert werden. Ein zusätzlicher finanzieller Mehrwert ist durch die Erhöhung des thermischen Komforts und der damit verbundenen Produktivitätssteigerung (siehe Kapitel 2.3) zu erwarten. Allerdings ist eine Abschätzung von allen genannten Faktoren aufwendig und nur mittels individueller Betrachtungen möglich. Aus diesem Grund ist eine Umsetzung von PCS bisher noch nicht in der Praxis angekommen.

4.2.3 Bewertung von Personenorientierten Komfortsystemen

Eine einheitliche Bewertung von personenorientierten Komfortsystemen ist aufgrund der individuellen Ausprägungen der Systeme schwierig. Zudem geraten konventionelle Bewertungsmethoden wie zum Beispiel die Leistungszahl (englisch: coefficient of performan-

ce, COP) an ihre Grenzen, da die rein energetische Bewertung keine Berücksichtigung des Einflusses auf den thermischen Komfort ermöglicht. Eine getrennte Bewertung nach energetischen Kriterien sowie Komfortkriterien vernachlässigt ökonomische Aspekte. Ein einheitlicher Ansatz zur Bewertung von PCS ist daher in der Literatur nicht zu finden. Es existieren wenige Ansätze, die einzelne Aspekte von PCS bewerten und im Folgenden beispielhaft vorgestellt werden.

Zhang et al. (2015) schlägt als Bewertungsmethode die Kennzahl *corrective power* (CP) vor. Diese Kennzahl beschreibt eine äquivalente Temperaturdifferenz, die einen Referenzzustand ohne PCS mit dem Einsatz von PCS vergleicht. Der Wert entspricht dann der Temperaturdifferenz zwischen zwei Umgebungstemperaturen, bei denen das gleiche thermische Empfinden vorliegt. Es erfolgt also eine Bewertung, inwieweit ein PCS eine zu warme oder kalte Umgebung ausgleichen kann, um den gleichen thermischen Komfort zu erreichen. Dementsprechend ist der CP für Kühlanwendungen immer negativ, da eine erhöhte Umgebungstemperatur durch das PCS ausgeglichen wird. Als Beispiel nennen die Autoren für eine frontale Luftströmung mit einer Luftgeschwindigkeit von $0,6 \text{ m s}^{-1}$ einen Wert der CP von -3 K bei einer Umgebungstemperatur von 28°C . Für diesen Fall wird durch die Luftströmung ein ähnliches thermisches Empfinden bei 28°C wie bei 25°C ohne den Einsatz von PCS wahrgenommen. Für den Einsatz in der Praxis ist diese Kennzahl nur bedingt geeignet. Insbesondere die Definition eines Referenzwertes wird in der Regel nur in Laborversuchen exakt zu ermitteln sein. Ob die im Labormaßstab ermittelten Werte für CP dann auch im Anwendungsfall mit weitaus größeren äußeren Einflüssen Bestand, haben bleibt abzuwarten. Zur Erweiterung der Nutzbarkeit des CP existiert ein Ansatz von He et al. (2017), der die bisherige Kennzahl um eine energetische Komponente erweitert, die weiteren dargestellten Probleme allerdings nicht löst.

Ein weiterer Ansatz nach Schiavon und Melikov (2009a) berücksichtigt ausschließlich Ventilatoren. Die Autoren beschreiben einen Effizienzwert für die Kühlleistung eines Ventilators (englisch: cooling-fan efficiency, CFE). Hierbei wird ein Verhältnis aus der gemessenen Kühlleistung und der Leistungsaufnahme des Ventilators bestimmt. Als Grundlage evaluierten die Autoren einen Deckenventilator, einen Tischventilator, einen Standventilator und einen Turmventilator bei drei verschiedenen Raumtemperaturen und unterschiedlichen Luftgeschwindigkeiten. In diesem Vergleich erzielte der Tischventilator die besten Ergebnisse bezüglich des CFE. Auch für diese Kennzahl ist die Definition eines Referenzzustandes für jeden einzelnen Ventilator nötig. Durch die Entwicklung moderner Ventilatoren, die bei geringerer Leistungsaufnahme ähnliche Luftgeschwindigkeiten und damit auch Kühlleistungen wie ältere Modelle erreichen, ist eine Vergleichbarkeit der erzielten Werte fraglich. Zusätzlich ist das Profil der Luftströmung der Ventilatoren für die erreichbare Kühlleistung von Bedeutung, sodass ein weiterer Aspekt berücksichtigt werden muss.

Die vorgestellten Ansätze zur Bewertung von personenorientierten Komfortsystemen zeigen, dass eine einheitliche Bewertung derartiger Systeme aufgrund der Vielzahl an Varianten und individuellen Randbedingungen schwierig ist. Eine einheitliche und praktikable Bewertungsmethodik bleibt daher weiterhin Gegenstand aktueller Forschung.

4.3 Thermische Behaglichkeit bei der Nutzung personenbezogener Komfortsysteme

Die Beeinflussung der thermischen Umgebung eines Nutzers durch personenorientierte Komfortsysteme findet oftmals lokal, wenige Körperteile betreffend, statt. Als Folge verändert sich seitens des Nutzers das Empfinden der thermischen Behaglichkeit. Wie bereits in Kapitel 4.2 beschrieben, beschränkt sich dieser Abschnitt auf die Effekte durch PCS bezüglich der thermischen Behaglichkeit, die eine Ventilation und Kühlung der Strömung ermöglichen. Dementsprechend wird insbesondere auf die Randbedingungen der Temperatur und der Luftströmung eingegangen. Anschließend wird das Konzept der Alliästhesie vorgestellt, welches einen alternativen Ansatz zur Beschreibung von thermischer Behaglichkeit in asymmetrischen Umgebungen bietet. Im letzten Abschnitt erfolgt die Darstellung von zwei Komfortmodellen, die eine Bewertung von thermischer Behaglichkeit bei lokalen Einflüssen ermöglicht.

4.3.1 Erweiterte Temperaturrendbedingung bei Verwendung personenbezogener Komfortsysteme

Der Fokus dieser Arbeit liegt auf dem sommerlichen Kühlfall in Bürogebäuden, weshalb insbesondere der Grenzwert der Temperatur zu beachten ist. Nach Kategorie B (siehe Kapitel 2.1) liegt die maximale zulässige Raumtemperatur bei 26 °C. Bei einer Überschreitung von 26 °C bis 27 °C sinkt die Zufriedenheit der Nutzer mit der thermischen Umgebung signifikant (vgl. Kalz et al., 2013). Diese Temperaturgrenze wird auch in der Arbeitsstättenrichtlinie Bundesanstalt für Arbeitsschutz und Arbeitsmedizin (2010) angewendet. Es wird zusätzlich empfohlen, dass geeignete Maßnahmen durchgeführt werden sollen, um die Raumlufttemperatur bei Überschreitung zu reduzieren. Ab 30 °C ist eine Verpflichtung zur Durchführung von Maßnahmen festgeschrieben.

Durch personenorientierte Komfortsysteme ist eine Anpassung der Temperatur im Wirkbereich oder bezogen auf einzelne Körperteile des Nutzers möglich. Neben den positiven Auswirkungen durch eine Veränderung der Temperatur führen auch psychologische Effekte (siehe Kapitel 2.2.4) zu einer Verbesserung des thermischen Komforts. Dadurch wird ein größeres Intervall der Raumtemperatur beim Einsatz von personenorientierten Komfortsystemen weiterhin als komfortabel eingestuft (vgl. Bauman et al., 1998). Die Obergrenze für behagliche Temperaturen liegt nach Warthmann et al. (2019) bei 30 °C. Diese Grenze wurde durch die Auswertung verschiedener Studien identifiziert. Eine differenziertere Einordnung unterschiedlicher PCS ist in Zhang et al. (2011) und Zhang et al. (2015) zu finden und in Abbildung 4.4 dargestellt. Laut den Autoren wird eine maximale Raumtemperatur von 28 °C als akzeptabel empfunden, wenn das PCS eine Luftgeschwindigkeit von $0,3 \text{ m s}^{-1}$ bis $0,6 \text{ m s}^{-1}$ induziert und den Wirkbereich der Nutzer beeinflusst. Diese Randbedingungen werden zum Beispiel von Deckenventilatoren erfüllt. Eine Erweiterung der Temperaturrendbedingung kann durch den Einsatz von PCS erfolgen, die eine gezielte individuelle Kontrolle der Nutzer zulassen. Dann sind bei Luftgeschwindigkeiten von $0,6 \text{ m s}^{-1}$ bis 1 m s^{-1} maximale Raumtemperaturen von 30 °C möglich.

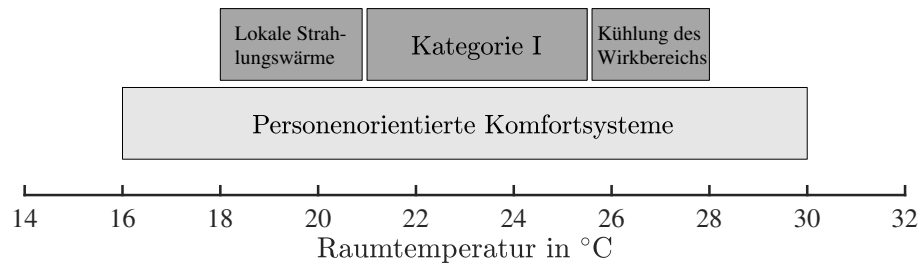


Abbildung 4.4: Erweiterung der Grenzen für behagliche Raumtemperaturen bei Verwendung verschiedener personenbezogener Kontrollsysteme zur Beeinflussung der Umgebung nach Zhang et al. (2011) und Zhang et al. (2015), eigene Darstellung

4.3.2 Einfluss der Luftströmung auf die thermische Behaglichkeit

In Bezug auf die Anwendung einer lokalen Kühlung, also einer künstlich induzierten Luftströmung, bei einer leichten sitzenden Tätigkeit ist zusätzlich die Erscheinung der Zugluft von Bedeutung, da diese einen relevanten Einfluss auf das Kälteempfinden hat. Bei vorwiegend wärmerem thermischen Empfinden sinkt zwar das Risiko für Zugluft (vgl. Toftum, 2004), prinzipiell kann jedoch bereits durch moderate relative Luftgeschwindigkeiten eine lokale thermische Unbehaglichkeit hervorgerufen werden. Zusätzlich steigt das Risiko von Zugluft mit erhöhtem Turbulenzgrad der Luftströmung (vgl. Fanger et al., 1988). Bei Temperaturen von 23 °C bis 26 °C und einem Turbulenzgrad von 40 % werden mittlere Luftgeschwindigkeiten von ca. $0,15 \text{ m s}^{-1}$ empfohlen. Für die maximale mittlere Luftgeschwindigkeit der Behaglichkeitskategorie II bzw. B wird in DIN EN ISO 7730 (2006) der Wert $0,2 \text{ m s}^{-1}$ angegeben. Ein erweiterter Bereich wird in ANSI/ASHRAE Standard 55 (2010) beschrieben, wobei unterschieden wird, ob die Luftgeschwindigkeit vom jeweiligen Nutzer kontrolliert werden kann oder nicht. Der maximale Wert für die Luftgeschwindigkeit ohne Variation durch den Nutzer liegt bei $0,8 \text{ m s}^{-1}$ und mit Kontrolle bei $1,2 \text{ m s}^{-1}$. Nach Melikov (2004) sind Geschwindigkeiten von bis zu $1,5 \text{ m s}^{-1}$ zulässig. Des Weiteren können erhöhte Luftgeschwindigkeiten zum Ausgleich hoher Raumtemperaturen genutzt werden (siehe Abbildung 4.5). Für die betrachtete sitzende Tätigkeit liegt die Grenze für die Temperaturerhöhung über 26 °C bei $\Delta\vartheta_L < 3 \text{ °C}$ bei einer maximalen mittleren Luftgeschwindigkeit von $\bar{v}_L < 0,82 \text{ m s}^{-1}$.

Die Anzahl an unzufriedenen Personen durch Zugluft kann in Abhängigkeit der lokalen Lufttemperatur, der lokalen mittleren Luftgeschwindigkeit und des lokalen Turbulenzgrades mit Gleichung 4.1 bestimmt werden. Dabei beschreibt die Kennzahl die Anzahl der unzufriedenen Personen in Prozent.

$$\text{DR} = (34 - \vartheta_{L,\text{lok}}) \cdot (\bar{v}_{L,\text{lok}} - 0,05)^{0,62} \cdot (0,37 \cdot \bar{v}_{L,\text{lok}} \cdot \text{Tu} + 3,14) \quad (4.1)$$

Neben der Luftgeschwindigkeit beeinflusst auch die Richtung der Anströmung auf den Körper das Empfinden (vgl. Toftum et al., 1997) bzw. die Kühlwirkung, da die Wärmeabgabe des Körpers beeinflusst wird. Durch die kontinuierliche Wärmeabgabe des menschlichen Körpers und die einhergehende Temperaturdifferenz zwischen hautnahen Luftschichten und der Raumluft entsteht im störungsfreien Fall eine konvektive Strömung entgegen der Gravitationsrichtung. Bei einer Störung der vorhandenen freien Konvektion durch

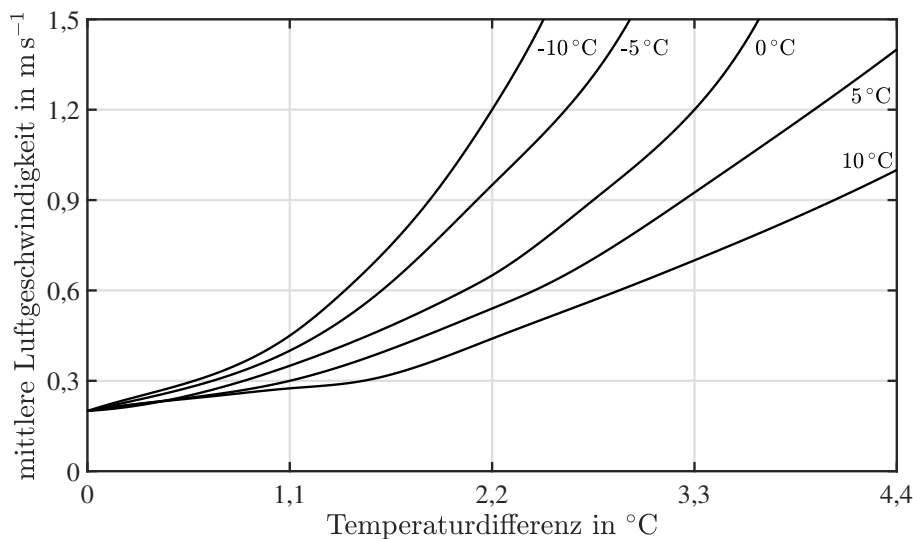


Abbildung 4.5: Ausgleich von Temperaturen über 26 °C durch erhöhte Luftgeschwindigkeit in Abhängigkeit der Differenz zwischen mittlerer Strahlungstemperatur und Lufttemperatur von -10 °C bis 10 °C nach DIN EN ISO 7730 (2006), eigene Darstellung

eine induzierte Luftströmung kann die Wärmeabgabe des Menschen gesteigert werden (vgl. Melikov und Zhou, 1996). Eine Anströmung quer zur Richtung der Konvektion ist vorteilhaft, um mit möglichst niedrigen Luftgeschwindigkeiten eine Störung der körpernahen freien Konvektionsströmung zu erreichen. Die Mindestluftgeschwindigkeit liegt hierbei bei $0,3\text{ m s}^{-1}$ (vgl. Melikov, 2004). Zusätzlich kann eine Störung der natürlichen Luftströmung zu einer Verbesserung der empfundenen Luftqualität führen. Durch die ungestörte Luftströmung können Verunreinigungen und Gerüche in den Bereich der Atemzone gebracht werden (vgl. Zhang et al., 2007b). Durch eine induzierte künstliche Strömung mittels PCS kann die Herkunft der Luft beeinflusst und damit die Luftqualität verbessert werden.

Des Weiteren können auch zu niedrige Luftgeschwindigkeiten Unbehaglichkeiten bzw. Unzufriedenheit auslösen. So wird oftmals stehende Luft mit schlechter Luftqualität assoziiert (vgl. de Dear und Brager, 2002) und als störend empfunden (vgl. Hedge et al., 1996). Nach Bauman et al. (1998) steigt das Bedürfnis nach erhöhter Luftbewegung ab einer Temperatur von 23 °C . Bei der Auswertung von Umfragen aus über 200 Gebäuden wurde ein Anteil von 50 % der Nutzer identifiziert, die eine höhere Luftbewegung als die vorhandene bevorzugen (vgl. Zhang et al., 2007b). Dieser Anteil erhöht sich auf 68 % für Personen, die nach dem thermischen Empfinden einer warmen Umgebung ausgesetzt sind. Bezüglich des thermischen Unbehagens ist die Luftbewegung dementsprechend bevorzugt bei kaltem thermischen Empfinden zu berücksichtigen.

Neben dem Maß der Luftgeschwindigkeit ist die zeitliche Veränderung der Luftströmung von Bedeutung. Nach Todde (2000) erhöht sich die Wahrscheinlichkeit für ein Empfinden von Zugluft mit der Expositionszeit in einer gleichmäßigen Luftströmung. Dies ist auf den Effekt der sensorischen Adaption zurückzuführen. Hierbei vermindert sich der Reiz einer Stimulation aufgrund einer langen konstanten Expositionszeit. Verschiedene Studien untersuchten daher die Einflüsse von veränderten Luftströmungen auf die thermische Behaglichkeit.

In Zhou et al. (2006) wurde ein konstanter, ein sinusförmiger und ein natürlicher Luftstrom untersucht. Die Fluktuationen des natürlichen Luftstroms waren dabei realen Messdaten nachempfunden. Die sechs weiblichen und 26 männlichen Teilnehmer wurden dabei frontal in einer Klimakammer bei 26 °C und 30 °C angeströmt. Hierbei hatten die dynamischen Luftströmungen eine höhere Kühlwirkung als die statische Strömung. Als Resultat erreichten alle drei Varianten bei einer Temperatur von 26 °C vergleichbare Werte für die Akzeptanz. Wohingegen bei 30 °C 54 % der Teilnehmer die natürliche Luftströmung und 37 % die sinusförmige Strömung präferierten.

Die Realisierung von dynamischem Empfinden ist auch über die Pulsation der Luftströmung möglich. Anhand von 21 männlichen und 19 weiblichen Probanden analysierte Uğursal und Culp (2013) den Unterschied zwischen einer konstanten und einer Pulsation der Strömung mit Intervallen von 30 s und 60 s. Bei Temperaturen von 23,9 °C und 28,3 °C wurde der Kopf sowie eine Kombination aus Kopf, Händen und Füßen angeströmt. Die Luftgeschwindigkeit betrug dabei $0,8 \text{ m s}^{-1}$. Durch die Pulsation der Strömung wurde für beide Temperaturrandbedingungen eine erhöhte thermische Behaglichkeit im Vergleich zur konstanten Anströmung festgestellt. Durch eine Pulsation mit einem Intervall von 30 s wurde die höchste Kühlwirkung erzielt. Zudem ist laut den Autoren die kombinierte Anströmung von Kopf, Händen und Füßen effektiver als eine ausschließliche Fokussierung auf den Bereich des Kopfes.

Anhand der vorgestellten Literatur wird deutlich, dass eine individuell regulierbare Luftströmung vorteilhaft für den thermischen Komfort ist. Dabei wird durch die persönliche Kontrolle das Risiko für Zugluft reduziert. Neben der der Luftgeschwindigkeit sind intermittierende Betriebsweisen entscheidende Randbedingungen.

4.3.3 Alliästhesie

Das Konzept der Alliästhesie beruht auf der Annahme, dass asymmetrische bzw. dynamische thermische Reize einen positiveren Effekt auf den thermischen Komfort haben können als lang anhaltende gleichmäßige raumklimatische Bedingungen. Bei der Alliästhesie ist zwischen positiven und negativen thermischen Reizen zu unterscheiden. Durch eine thermische Stimulation, die der globalen körperlichen thermischen Empfindung entgegengesetzt ist, kann ein höherer Zustand thermischer Zufriedenheit erreicht werden (vgl. de Dear, 2011 und Zhang et al., 2015). Die Bewertung der Behaglichkeit kann dabei eine höhere Komfortbewertung erhalten als unter neutralen Bedingungen (vgl. Zhang, 2003). Es wird vermutet, dass das verbesserte thermische Empfinden proportional zu der Differenz zwischen der externen Stimulation und dem Ist-Zustand des Empfindens ist (vgl. de Dear, 2011). Im Gegensatz dazu verstärkt ein externer thermischer Reiz die thermische Unbehaglichkeit in besonderem Maße, falls die thermische Auswirkung des Reizes in die bestehende Richtung der thermischen Unbehaglichkeit zeigt. Befindet sich das globale thermische Empfinden des Körpers in einem neutralen Zustand, kann der Effekt der Alliästhesie nicht eintreten (vgl. Brager et al., 2015).

Für das Empfinden von Alliästhesie kann zwischen lokaler und zeitlicher Alliästhesie unterschieden werden. Die Grundlage für zeitliche Alliästhesie liegt in der in Kapitel 4.1 beschriebenen dynamischen Antwort der Thermorezeptoren in der Haut (vgl. Altomonte

et al., 2020). Wenn der Körper einer warmen Umgebung ausgesetzt ist, dann führen kühle thermische Reize, zum Beispiel durch eine Luftströmung, das körperliche Empfinden aufgrund der hohen dynamischen Antwort der Thermorezeptoren in Richtung Thermo-neutralität (vgl. Brager et al., 2015). Im Gegensatz dazu wird lokale Allästhesie durch lokale Stimulation von Körperbereichen ausgelöst. Dies könnte durch eine kühle Luftströmung, die zum Beispiel auf das Gesicht einer Person in einer warmen Umgebung gerichtet ist, realisiert werden (vgl. Brager et al., 2015 und Zhang et al., 2015). Beide Formen der Allästhesie haben gemeinsam, dass die Wirkrichtung des thermischen Reizes dem globalen thermischen Unbehagen des Körpers entgegenwirkt.

Eine experimentelle Untersuchung der Allästhesie ist zum Beispiel in Parkinson et al. (2012) zu finden. Anhand von sechs männlichen Testpersonen wurden die Auswirkungen von thermischen Veränderungen untersucht. Zu Beginn eines Experiments wurde die thermische Behaglichkeit der Probanden über 30 Minuten bei 23 °C aufgenommen. Anschließend folgten sechs Temperatursprünge zwischen den Temperaturen 16 °C, 23 °C und 30 °C. Durch diese Vorgehensweise wurde sowohl der positive als auch der negative Effekt von Allästhesie untersucht. Die Autoren konnten zeigen, dass die gleiche Veränderung der Umgebungstemperatur in Abhängigkeit des globalen thermischen Empfindens der Testperson zum Zeitpunkt der Veränderung sowohl als angenehm als auch als unangenehm empfunden wurde.

In einer weiteren Studie wurde der Effekt der lokalen Allästhesie anhand von 13 Probanden untersucht (vgl. Parkinson et al., 2015). Einer Anfangsphase bei 24,5 °C folgte ein Temperatursprung auf 28 °C sowie nach zehn Minuten eine anschließende Temperaturzunahme mit einer Steigerung von 8 °C h⁻¹. Mit Beginn der Temperaturzunahme konnten die Probanden einen Ventilator, der auf den Rücken ausgerichtet war und einen Luftstrom mit einer Geschwindigkeit von 0,5 m s⁻¹ induzierte, nach eigenem Ermessen an und aus schalten. Zehn von 13 Testpersonen schalteten den Ventilator an, aber nicht wieder aus. Durch die Verwendung des Ventilators stiegen die Behaglichkeitswerte trotz steigender Temperaturen an. Dies war laut den Autoren auf die lokale Reduzierung der Hauttemperatur zurückzuführen, die einen Gegenpol zur Entwicklung der Körpertemperatur darstellte. Im Gegensatz zu der vorliegenden Normung kann demnach ein gewisser Anteil an thermisch dynamischen oder asymmetrischen Bedingungen vorteilhaft sein, wenn diese Bedingungen bewusst herbeigeführt werden.

Das Forschungsgebiet der Allästhesie hat in jüngerer Zeit an Bedeutung gewonnen. Durch diese Interpretation des thermischen Komforts bieten sich neue Möglichkeiten in der Beeinflussung der Nutzer. Als Folge ist eine individuelle Kontrolle lokaler thermischer Reize mit dem Einsatz von personenorientierten Komfortsystemen oder PECS im Allgemeinen eine Alternative zur Verbesserung des thermischen Komforts in Bürogebäuden.

4.3.4 Bewertung thermischer Behaglichkeit bei lokalen Einflüssen

Lokale Einflüsse werden in der aktuellen normativen Grundlage nicht ausreichend berücksichtigt. Es ist lediglich eine begrenzte Betrachtung lokaler Unbehaglichkeiten möglich.

Daher werden Modelle benötigt, die auch bei dynamischen oder asymmetrischen Umgebungsbedingungen den lokalen und globalen thermischen Komfort einer Person prognostizieren können.

Einen Ansatz liefert das Modell von Zhang et al. (2010a), das auf gemessenen Haut- und Körperkerntemperaturen aus Versuchen in einer Klimakammer basiert. Hierbei wurden 19 unterschiedliche lokale Körperbereiche berücksichtigt. Das lokale thermische Empfinden wurde dabei vom globalen thermischen Empfinden der Testpersonen beeinflusst. Gleichzeitig dominieren starke lokale Einflüsse das globale Empfinden (vgl. Zhang et al., 2010b). Eine differenzierte Betrachtung ist daher nur bedingt möglich. Weiterhin stellten die Autoren fest, dass unter statischen Temperaturrandbedingungen in der Regel lokale Empfindungen den größten Einfluss haben. Dabei sind die beiden Körperbereiche für das globale Empfinden entscheidend, die am unkomfortabelsten sind. Für den Fall von dynamischen Bedingungen oder der persönlichen Kontrolle der Nutzer über ihre Umgebung sind die drei Körperbereiche mit den stärksten lokalen Empfindungen zu berücksichtigen. Für die Evaluierung des globalen Empfindens erfolgt demnach eine Abwägung zwischen den beiden unkomfortabelsten und dem komfortabelsten Körperbereich. Daraus schließen die Autoren, dass bei minimalem Aufwand die größte Verbesserung des thermischen Komforts durch die Eliminierung des unkomfortabelsten lokalen thermischen Empfindens erreicht wird (vgl. Zhang et al., 2010c).

Aufgrund der unzureichenden Abbildung aktueller Komfortmodelle von transienten oder asymmetrischen Umgebungen entwickelte Schmidt (2016) das Bilanz-Komfortmodell. Hierzu erweiterte die Autorin das Modell nach Fanger (siehe Kapitel 2) um den Einfluss der konduktiven Wärmeübertragung. Diese erweiterte Wärmebilanz wurde dann auf einzelne Körperbereiche und auf den Körper als Ganzes angewandt. Zusätzlich wurde das Modell zur Vorhersage von lokalem thermischen Empfinden von Zhang verwendet, sodass eine Verknüpfung zwischen lokalem und globalem thermischen Empfinden stattfindet. Die Übertragung des Bilanz-Komfortmodells auf individuelle Personen ist durch die Anpassung verschiedener Parameter möglich.

Beide beschriebenen Komfortmodelle bieten Ansätze die thermische Behaglichkeit bei lokalen Einflüssen vorherzusagen. In beiden Fällen ist eine weitere Validierung bzw. Überprüfung der Modelle durch experimentelle Untersuchungen nötig, um die Tauglichkeit der getroffenen Vorhersagen für die Anwendung in der Praxis zu bestätigen.

5 Experimentelle Untersuchungen zur lokalen Kühlung mit Phasenwechselmaterialien

In Kapitel 2 wurde deutlich, dass das Empfinden von thermischer Behaglichkeit zwischen verschiedenen Personen individuell geprägt ist. Gleichzeitig wurde der Einfluss auf das Wohlbefinden und die Produktivität veranschaulicht. Personenorientierte Komfortsysteme haben das Potential, den thermischen Komfort der Nutzer zu verbessern und zugleich eine Reduzierung des Energiebedarfs zu ermöglichen (siehe Kapitel 4). Diese Zusammenhänge werden im Folgenden anhand von zwei Alternativen zur lokalen Kühlung untersucht.

In Kapitel 3 und 4 sind die Randbedingungen zum Einsatz von Phasenwechselmaterialien und PCS deutlich geworden. Hierbei konnten insbesondere die Regeneration des PCM und die Investitionskosten für PCS als kritisch identifiziert werden. Zudem können anhand der Literatur die folgenden Faktoren als Gestaltungsrichtlinien für PCS mit Ventilation und die zusätzliche Verwendung von PCM zur Kühlung der Luftströmung abgeleitet werden:

- individuelle Kontrolle über Geschwindigkeit und Temperatur,
- beeinflusste Körperregionen und Anpassungsmöglichkeit der Strömungsrichtung,
- Periodizität der Strömung,
- Austauschbarkeit des verkapselten PCM.

Eine individuelle Kontrolle über die Geschwindigkeit und Temperatur der Luftströmung ist anzustreben. Allerdings ist zu berücksichtigen, dass die selbständige Einflussnahme ein Verständnis der Funktionsweise der Komponente voraussetzt. Gleichzeitig sind zur Erreichung eines reduzierten Energiebedarfs des Klimatisierungssystems die Randbedingungen des gesamten Gebäudes beim Betrieb des PCS einzubeziehen.

Die Beeinflussung verschiedener Körperregionen hat unterschiedliche Auswirkungen bezüglich der thermischen Behaglichkeit. Zum einen kann der gesamte Wirkungsbereich beeinflusst werden und zum anderen kann eine lokale Fokussierung auf einzelne Körperbereiche durch die Luftströmung stattfinden. Eine eindeutige Aussage über die zu präferierende Variante existiert in der Literatur nicht. Bezüglich der lokalen Kühlung im Sommer ist lediglich eine Eingrenzung auf den Kopf, den Torso und die Hände möglich, sodass der Unterkörper keine Priorität besitzt. Sowohl für die Beeinflussung des Wirkungsbereichs als auch für die lokale Umsetzung ist die Kontrolle über die Strömungsrichtung essenziell.

Um eine sensorische Adaption der Thermorezeptoren zu verhindern, ist die Umsetzung einer veränderbaren Luftströmung sinnvoll. Hierbei sind Impuls- oder Sinusintervalle einer

statischen Strömung vorzuziehen. Zu einer möglichen Abhängigkeit des Einflusses der beeinflussten Körperregionen auf die Periodizität ist keine Aussage möglich. Eine zeitliche Veränderung der Temperatur der Luftströmung kann ebenfalls zu einer Verbesserung der thermischen Behaglichkeit führen.

Aufgrund der komplexen Auslegung der geeignetsten Phasenwechseltemperatur ist ein mobiles und austauschbares System vorteilhaft. Durch die Mobilität ist sowohl eine Veränderung der Strömungsrichtung als auch der Strömungsgeschwindigkeit durch die Vergrößerung des Abstandes zum Nutzer umsetzbar. Zudem ist die Regeneration des PCM bei zu hohen Raumtemperaturen außerhalb des Nutzungsbereichs möglich. Die Austauschbarkeit des PCM ermöglicht eine Anpassung an die individuellen Bedürfnisse der Nutzer sowie an veränderte Randbedingungen durch eine unvorhergesehene Änderung innerhalb des Raumes.

Die individuelle Einflussnahme durch den Nutzer kann neben einer tatsächlichen Verbesserung der thermischen Bedingungen zusätzlich positive psychologische Auswirkungen hervorrufen. Allerdings ist zu beachten, dass durch die Komplexität der Auswahlmöglichkeiten bzw. der in Verbindung stehenden Systeme eine Überforderung oder Ablehnung der Nutzer entstehen kann. In der Praxis ist daher entweder eine automatisierte bzw. teilautomatisierte Anwendung von Vorteil oder ein System mit geringer Komplexität umzusetzen.

Im Rahmen dieser Arbeit werden zwei Alternativen der lokalen Kühlung mittels Phasenwechselmaterialien untersucht, die sich sowohl im Aufbau als auch durch den Einflussbereich der Kühlung unterscheiden. Beide Varianten verwenden Ventilatoren, um eine Luftströmung zu erzeugen. Durch das PCM kann diese Luftströmung abgekühlt und auf einem Temperaturniveau unterhalb der Raumtemperatur zur Verfügung gestellt werden. Die Bezeichnungen der Varianten lauten im Folgenden:

- Phasenwechselmaterial-Turm,
- Phasenwechselmaterial-Kühlelement.

Durch den PCM-Turm wird ein Mikroklima mit niedrigerer Raumtemperatur um den Nutzer erzeugt. Das PCM-Kühlelement fokussiert hingegen die Kühlwirkung auf einzelne Körperteile des Nutzers. Beide Varianten erfüllen entweder durch die vorhandene Automatisierung oder durch die einschränkende Betriebsweise durch das PCM nicht alle geforderten Randbedingungen der Gestaltungsrichtlinien. Dennoch ist unter bestimmten Voraussetzungen eine Verbesserung der thermischen Behaglichkeit möglich. Dies wird in den folgenden Kapiteln für beide PCS genauer erläutert.

Die energetische Bewertung der beiden personenorientierten Komfortsystemen erfolgt innerhalb dieser Arbeit durch die Kühlleistung, die Leistungszahl und die Arbeitszahl. Die Kühlleistung bezieht sich dabei nicht auf die Kühlwirkung des PCS auf den Nutzer, sondern auf die Temperaturdifferenz der Luftströmung zwischen Ein- und Austritt (siehe Gleichung 5.1 und 5.2).

$$\Delta T_{\text{PCS}} = (T_{\text{ein}} - T_{\text{aus}}) \quad (5.1)$$

$$\dot{Q}_{\text{PCS}} = \dot{V} \cdot \varrho \cdot c_p \cdot \Delta T_{\text{PCS}} \quad (5.2)$$

Die Werte für die Dichte ϱ sowie die spezifische Wärmekapazität c_p werden dabei als konstant angesehen und bezüglich der Eingangstemperatur berechnet. Die Berücksichtigung der relativen Feuchte erfolgt, soweit vorhanden, anhand von Messdaten und für alle weiteren Fälle mit der Annahme eines konstanten mittleren Wertes von 50 % rF. Der Volumenstrom \dot{V} wird mittels Geschwindigkeitsmessungen bei bekannten Querschnittsflächen bestimmt.

Zur Berechnung der Leistungszahl wird die Kühlleistung des PCS zur elektrischen Leistungsaufnahme ins Verhältnis gesetzt. Der COP ergibt sich zu:

$$\text{COP}_{\text{PCS}} = \frac{\dot{Q}_{\text{PCS,K}}}{P_{\text{PCS,K,el}}} \quad (5.3)$$

Die betrachteten PCS verwenden PCM zur Kühlung. Hierbei ist lediglich der Schmelzvorgang, also die Aufnahme von Energie in Form von Wärme, bzw. die Kühlleistung für den COP von Bedeutung. Allerdings kann die Regeneration des PCM unter bestimmten Randbedingungen den Einsatz von elektrischer Energie erfordern. Um dies zu berücksichtigen, kann die Arbeitszahl (siehe Gleichung 5.4) als weitere Kenngröße verwendet werden.

$$\text{AZ}_{\text{PCS}} = \frac{\int \dot{Q}_{\text{PCS,K}} \, d\tau}{\int (P_{\text{PCS,K,el}} + P_{\text{PCS,R,el}}) \, d\tau} \quad (5.4)$$

5.1 Kühlung mittels Phasenwechselmaterialien in Turmbauweise

Insbesondere im Sommer können sowohl in klimatisierten Räumen als auch in Räumen ohne Klimatisierung Temperaturen außerhalb der normativen Behaglichkeitsgrenze auftreten. Um den Komfort der Nutzer durch die lokale Reduzierung der Raumtemperatur zu erhöhen, wird im Folgenden der Einsatz eines PCS in Form eines Turmes und unter Verwendung von Phasenwechselmaterialien untersucht. Hierbei werden zuerst der Aufbau sowie das Mess- und Regelungskonzept dargestellt. Anschließend erfolgt die Auswertung des Einsatzes in Räumen innerhalb von Gebäuden in Leicht- und Massivbauweise.

5.1.1 Aufbau

Der PCM-Turm ist ein PCS mit Kühlung der Raumluft und Ventilation, das zur lokalen Kühlung des Wirkbereichs eines Arbeitsplatzes mit sitzender Tätigkeit innerhalb eines Büroraums verwendet wird. Die Maße des PCM-Turms betragen 1120 mm in der Höhe, 280 mm in der Breite und 400 mm in der Tiefe. Das Grundgerüst ist aus einem Holzgestell mit fünf Fächern gefertigt (siehe Abbildung 5.1). Die Höhe ist an die Höhe des

Kopfes in einer sitzenden Position angepasst. Die Fächer sind zur Vorder- und Rückseite offen und mit jeweils 50 makroverkapselten Phasenwechselmaterialplatten bestückt. Aufgrund der geringen Schichtdicke ist der Vorteil der senkrechten Einbringung und der mögliche Einfluss der Konvektion innerhalb der Platten zu vernachlässigen, sodass die Platten aufgrund der einfacheren Handhabung horizontal in zwei Reihen mit jeweils 25 Platten eingeteilt sind. Auf der Rückseite befindet sich pro Fach jeweils ein Lüfter des Typs *SilverStone SST-AP181*. Es handelt sich um einen Axiallüfter, der ursprünglich für die Gehäuselüftung von Computern vorgesehen ist. Aufgrund der deutlich höheren Effizienz von Computer-Lüftern wurde diese Variante konventionellen Lüftern wie zum Beispiel Tischventilatoren vorgezogen (vgl. Schiavon und Melikov, 2009b). Die Tiefe der Lüfter beträgt 32 mm und vergrößert die Gesamttiefe des PCM-Turms auf 432 mm. Durch die Lüfter wird im Betrieb bei einer Leistungsaufnahme von 4 W pro Fach ein Volumenstrom von $(38,68 \pm 3,00) \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ gefördert. Im Standby beträgt die elektrische Leistungsaufnahme 1 W. Des Weiteren sind an der Bodenplatte des PCM-Turms vier Rollen befestigt, sodass eine mobile Anwendung und Ausrichtung möglich ist. Verschiedene Ansichten des PCM-Turms sind in Abbildung 5.1 zu sehen.

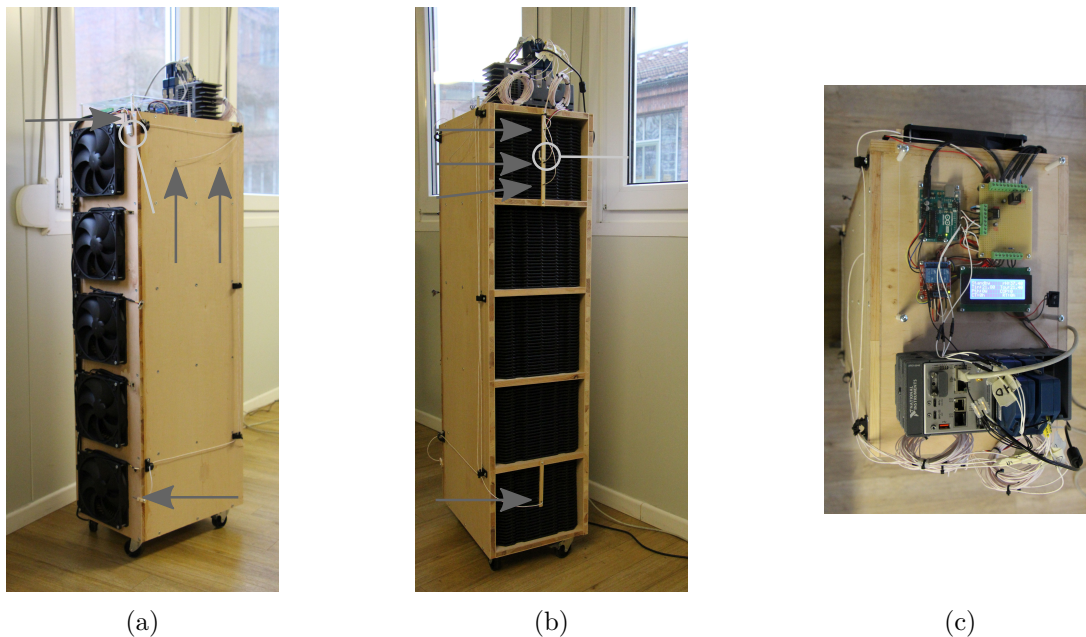


Abbildung 5.1: Darstellung der Rückseite (a), der Vorderseite (b) und der Draufsicht (c) des PCM-Turms inklusive Kennzeichnung der Temperaturmesspunkte der Steuerung (Kreis) und der Messdatenerfassung (Pfeil)

Das Phasenwechselmaterial liegt makroverkapselt in Form von Platten vor. Das verwendete anorganische PCM ATS 25 sowie die Makroverkapselung wurden von der Axiotherm GmbH hergestellt. Das PCM ist ein Salzhydrat, das als Mischung von Calciumchlorid, Ammoniumchlorid, Natriumchlorid und Magnesiumchlorid vorliegt. Die Eigenschaften des Materials sind in Tabelle 5.1 zusammengefasst. Zwischen 15°C und 30°C beträgt die Speicherkapazität des PCM 195 kJ kg^{-1} . Der Schmelztemperaturbereich erstreckt sich von 22°C bis 25°C mit einer Schmelzenthalpie von 144 kJ kg^{-1} . Eine kleine Hysterese führt zu einem Temperaturbereich der Erstarrung von 19°C bis 24°C . Die höchste Teilenthalpie ergibt sich sowohl für den Schmelz- als auch Erstarrungsvorgang bei 24°C (siehe

Anhang A.1). In Abschnitt 3.2.3 wird nach VDI 2164 (2016) eine Temperaturdifferenz von mindestens 4 K zwischen angestrebter Raum- und Phasenwechseltemperatur empfohlen. Für die Temperaturgrenze von 25,5 °C nach Kategorie I (siehe Kapitel 2) würde dies einer Phasenwechseltemperatur von ca. 21,5 °C entsprechen. Allerdings ist die empfohlene Differenz für eine konventionelle Kühlung des gesamten Raumes und nicht für eine fokussierte Anwendung mittels PCS gegeben. Durch die gezielte Anwendung des PCM-Turms ist zu erwarten, dass eine Temperaturabsenkung auch bei höheren Phasenwechseltemperaturen erreicht wird. Um auch bei höheren Raumtemperaturen, insbesondere bei der Anwendung im Massivbau, in der Nacht eine Regeneration des PCM zu ermöglichen, wurde ein PCM mit höherer Schmelztemperatur ausgewählt.

Tabelle 5.1: Eigenschaften des im Phasenwechselmaterial-Turm verwendeten Phasenwechselmaterials ATS 25

Eigenschaft	Wert
Schmelztemperaturbereich	22 °C – 25 °C
Erstarrungstemperaturbereich	19 °C – 24 °C
maximale Arbeitstemperatur	50 °C
spezifische Wärmekapazität	2 kJ kg ⁻¹ K ⁻¹
Wärmeleitfähigkeit	0,6 W m ⁻¹ K ⁻¹
Dichte (flüssig)	1550 kg m ⁻³
Volumenausdehnung	>6 %

Da das nicht brennbare anorganische PCM korrosiv gegenüber Metallen ist, ist die Makroverkapselung trotz der niedrigeren Wärmeleitfähigkeit aus Kunststoff gefertigt. Durch die Verkapselung entstehen dünne Platten mit einer maximalen Schichtdicke des PCM von ca. 6 mm und einem Füllvolumen von ca. 140 ml. Im Vergleich zu einer Verkapselung mit größeren Volumina kann die Oberfläche und damit die Fläche zur Übertragung von Energie in Form von Wärme zwischen dem PCM und der umströmenden Luft vergrößert werden. Das Gewicht des PCM-Materials ohne Verkapselung beträgt dabei ca. 54 kg. Eine Darstellung der mit PCM gefüllten Platten, sowie die technischen Daten sind in Abbildung 5.2 und in Tabelle 5.2 zu finden.



Abbildung 5.2: Makroverkapseltes PCM ATS 25

Tabelle 5.2: Technische Daten der makroverkapselten PCM Platten des PCM-Turms

Länge	175 mm
Breite	235 mm
Höhe/Schichtdicke	6 mm
Oberfläche	910 cm ²
Volumen	140 ml

Auf dem PCM-Turm ist die Steuerung sowie die Messdatenerfassung platziert. Die Messdatenerfassung ist dabei als externes System aufgelegt und wird für die Kosten des Gesamtsystems nicht berücksichtigt. Die Materialkosten zur Herstellung eines PCM-Turms

betragen ca. 993 EUR. Der Anteil der PCM Platten beträgt dabei 750 EUR. Die Kosten von 3 EUR pro Platte sind insbesondere auf die niedrige Stückzahl zurückzuführen. Bei größeren Stückzahlen ist eine deutliche Reduzierung des Preises zu erwarten. Eine exakte Auflistung der Einzelpositionen ist in Anhang A.2 zu finden.

5.1.2 Funktionsweise und Steuerung

Für den Fall erhöhter Raumtemperaturen außerhalb des Behaglichkeitsbereichs wird der PCM-Turm zur lokalen Abkühlung der Raumtemperatur an einem Büroarbeitsplatz verwendet. Der Betrieb erfolgt dabei vollautomatisch mittels des Mikrocontroller-Boards *Arduino Uno*, das auf dem Mikrocontroller *ATmega238* basiert. Das Mikrocontroller-Board ermöglicht anhand von verschiedenen Ein- und Ausgängen und einem hinterlegten C++-Programm die Erfassung und Verarbeitung der Messdaten sowie das Ein- und Ausschalten der Ventilatoren. Aufgrund der vollautomatischen Steuerung besteht für den Nutzer keine Möglichkeit zum Eingriff in die Betriebsweise.

Die Messung der Temperatur erfolgt durch jeweils einen *DHT22*-Sensor am Ein- und Austritt des PCM-Turms, der im Bereich von $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ bis $125\text{ }^{\circ}\text{C}$ eine Messunsicherheit von $\pm 0,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ aufweisen. Anhand der absoluten Temperaturen sowie der Temperaturdifferenz zwischen Ein- und Austritt wird eine der drei verfügbaren Betriebsweisen des PCM-Turms ausgewählt. Zur Verfügung stehen hierbei:

- Standbybetrieb,
- Kühlbetrieb,
- Regenerationsbetrieb.

Die Auswahl des jeweiligen Betriebs erfolgt durch die Steuerung, deren grundlegendes Schema in Abbildung 5.3 dargestellt ist. Der Quellcode der Steuerung ist in Anhang A.4 zu finden. Die folgende Erklärung der Steuerung geht von einem vollständig erstarrtem PCM mit einer Temperatur unterhalb der Raumtemperatur aus.

Beim Start befindet sich der PCM-Turm im Standbybetrieb. Im Standbybetrieb werden die gemessenen Temperaturen mit der gesetzten Temperaturobergrenze von $24,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ verglichen. Sobald die Temperaturgrenze für sechs Minuten überschritten wird, werden die Lüfter freigeschaltet und warme Raumluft wird durch den PCM-Turm befördert (siehe Abbildung 5.4). Aufgrund der vorhandenen Temperaturdifferenz findet die Übertragung von Energie in Form von Wärme aus der Luft in die PCM-Platten statt. Dementsprechend wird die Luft abgekühlt und steht auf niedrigerem Temperaturniveau als die Raumluft zur lokalen Kühlung zur Verfügung. Gleichzeitig erwärmt sich das PCM innerhalb der Verkapselung und vollzieht den Phasenwechsel. Sobald die Kühlleistung des PCM-Turms im weiteren Betrieb für sechs Minuten unterhalb des Grenzwertes von 50 W liegt, werden die Lüfter abgeschaltet. Unter der Annahme, dass die benötigte elektrische Leistung der Lüfter in Teilen in Wärme dissipiert wird, ist unterhalb dieses Grenzwertes nur noch ein geringer Mehrwert des Betriebs des PCM-Turms zu erwarten. Im Regelfall liegt das PCM in diesem Zustand vollständig geschmolzen vor.

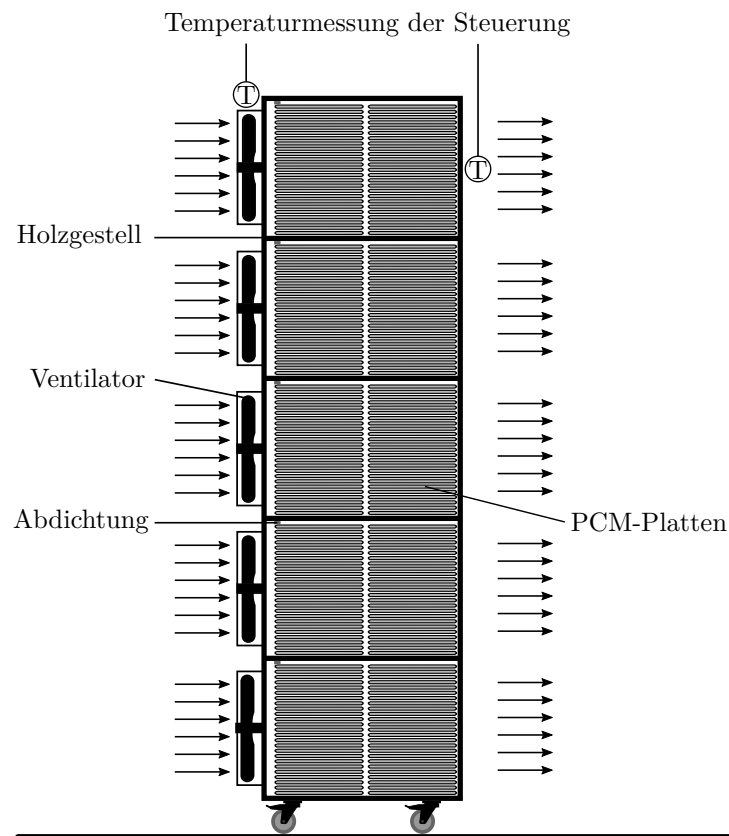


Abbildung 5.4: Schematischer Aufbau des PCM-Turms im Leichtbau inklusive Kennzeichnung der Temperaturmesspunkte der Steuerung

5.1.3 Messkonzept

Die Messtechnik agiert unabhängig von der Steuerung, sodass keine Beeinflussung der Funktionsweise des PCM-Turms durch die zusätzliche Messdatenaufnahme erfolgt. Die Erfassung und Speicherung der Messdaten erfolgt mittels der visuellen Programmierumgebung LabVIEW auf Basis eines Controllers vom Typ NI CompactRIO. Alle Messdaten des Systems werden in einem Intervall von einer Minute gespeichert.

Im Betrieb werden die Temperaturen und die Laufzeit der Ventilatoren erfasst. Insgesamt werden acht Platin-Widerstandsthermometer des Typs Pt 100 verwendet (siehe Tabelle 5.3). Sofern nicht anders gekennzeichnet, werden ausschließlich kalibrierte Thermometer genutzt. Die Verteilung der Messwertaufnehmer zur Bestimmung der Raumlufttemperatur weicht für den PCM-Turm im Massivbau gegenüber dem Leichtbau ab. Dies ist auf Erfahrungswerte aus dem Betrieb im Leichtbau zurückzuführen. Für den Leichtbau (siehe Abbildung 5.1) befindet sich je ein Widerstandsthermometer oben und unten auf der Rückseite nahe den Ventilatoren, um die Raumtemperatur zu messen. Auf der Vorderseite sind drei Sensoren am Austritt des obersten Fachs sowie ein Widerstandsthermometer am Austritt des untersten Fachs angebracht. Zusätzlich wird sowohl horizontal als auch vertikal mittig der beiden Reihen aus PCM gefüllten Platten die Temperatur des Luftstroms erfasst. Hierbei ist zu berücksichtigen, dass nicht sichergestellt werden kann, dass sich die

Tabelle 5.3: Messtechnische Ausstattung des PCM-Turms und relevante Messgrößen des Messaufbaus für thermische Behaglichkeit

Messgröße		Messumformer/-prinzip	Messunsicherheit
<i>PCM-Turm</i>			
Temperatur	ϑ	Pt 100 (Genauigkeitskl. F 0,15)	$\pm (0,15 + 0,002 \cdot \vartheta)$ K
Geschwindigkeit	v	Flügelradanemometer, Durchmesser: 60 mm	$\pm (0,2 + 1,5 \% \text{ v. Mw.})$
<i>Steuerung des PCM-Turms</i>			
Temperatur	ϑ	DHT22 (Heißleiter)	$\pm 0,5$ K im Bereich -40°C bis 80°C
<i>Messaufbau thermische Behaglichkeit</i>			
Temperatur	ϑ	Pt 100 (Genauigkeitskl. F 0,1)	$\pm 1/3 \cdot (0,3 + 0,005 \cdot \vartheta)$ K
Relative Feuchte	φ	kapazitiv	$\pm 2 \% \text{ rF}$ im Bereich $10 \dots 90 \% \text{ rF}$
Geschwindigkeit	v	Hitzdrahtanemometer, omnidirektional	$\pm 1,5 \% \text{ v. Mw.}$

Sensoren ohne Kontakt mit den Platten frei in der Luft befinden. Für den im Massivbau verwendeten PCM-Turm wurden, aufgrund der minimalen Beeinflussung der Messung der Raumtemperatur beim Betrieb im Leichtbau, die Widerstandsthermometer abweichend am oberen und unteren Rand an einer der Seitenwände platziert und strömungstechnisch abgeschirmt. Des Weiteren wird die Austrittstemperatur des PCM-Turms im Zentrum des obersten, des mittleren und des untersten Fachs aufgezeichnet. Eine Abbildung des PCM-Turms für den Massivbau inklusive der Kennzeichnung der Temperaturmesspunkte ist in Anhang A.3 zu finden.

Zusätzlich zur Temperatur wird die Laufzeit der Lüfter des PCM-Turms aufgenommen. Dies erfolgt anhand einer Spannungsmessung an den Ausgangspins des Mikrocontroller-Boards. Der Volumenstrom des PCM-Turms wurde vor den Untersuchungen mit Hilfe eines Übergangsstücks und eines Flügelradanemometers bestimmt (siehe Tabelle 5.3).

Für die Untersuchungen im Leichtbau steht neben der Messdatenerfassung des PCM-Turms ein weiterer Messaufbau für die thermische Behaglichkeit gemäß EN ISO 7726 (2002) und DIN EN ISO 7730 (2006) zur Verfügung (siehe Abbildung 5.5). Mit Hilfe des Messaufbaus können die Raumtemperaturen in den vier Höhen 0,1 m (Höhe des Knöchels), 0,6 m (Höhe des Unterleibs), 1,1 m (Kopfhöhe im Sitzen) und 1,7 m (Kopfhöhe im Stehen) bestimmt werden. Um Einflüsse der Umgebung zu minimieren, sind die Thermometer von einer reflektierenden Abschirmung umgeben. Zusätzlich kann durch das vorhandene Hitzdrahtanemometer mittels Einpunktmessung eine Einschätzung des Risikos für Zugluft vorgenommen werden. Die Platzierung des PCM-Turms sowie des Messaufbaus ist in Abbildung 5.6 dargestellt.

Neben einer umfänglichen messtechnischen Datenerfassung ist zusätzlich die Berücksichtigung von Messunsicherheiten erforderlich. Dies gilt sowohl für die Messunsicherheit einer physikalischen sowie davon abgeleitete Größen. Die Messung einer Größe y erfolgt immer mittels einer begrenzten Genauigkeit. Als Folge ist der gemessene Wert mit einer Messunsicherheit u fehlerbehaftet und nur eine Annäherung an den wahren Wert. Die

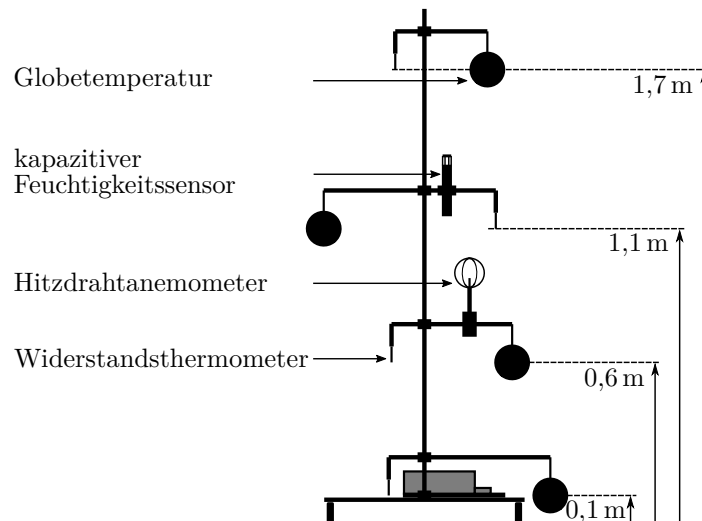


Abbildung 5.5: Schematische Darstellung des Aufbaus zur Messung der thermischen Behaglichkeit nach EN ISO 7726 (2002) und DIN EN ISO 7730 (2006)

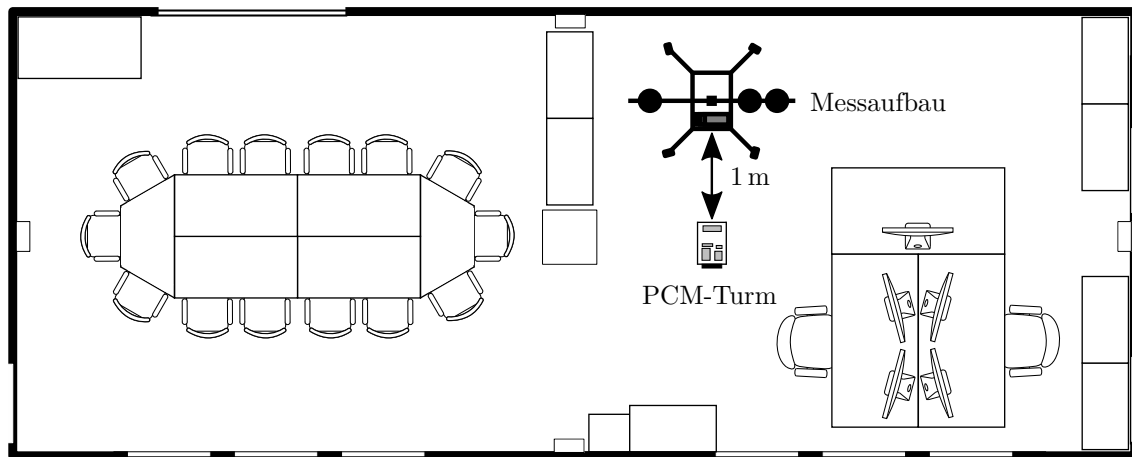


Abbildung 5.6: Schematische Darstellung der Positionierung des PCM-Turms im Leichtbau

Messunsicherheit gibt einen Wertebereich an, in dem der tatsächliche Wert mit einer bestimmten Wahrscheinlichkeit liegt. Ein vollständiges Messergebnis besteht daher aus der Angabe des gemessenen Wertes sowie der zugehörigen Messunsicherheit. Innerhalb der Arbeit werden die Messunsicherheiten nach dem Standard *Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement* (vgl. JCGM, 2008) bestimmt und im Folgenden vereinfacht beschrieben.

Die Angabe der Messunsicherheit erfolgt nach JCGM (2008) in Form einer Standardabweichung. Hierbei werden die zwei Standardunsicherheiten Typ A und Typ B unterschieden. Die Unsicherheit von Typ A u_A resultiert aus statistischen Methoden durch Wiederholungsmessungen. Hierfür wird in der Regel die Standardabweichung des Mittelwertes verwendet. Typ B u_B entspricht nicht-statistischen Methoden und wird in den meisten Fällen mittels Herstellerangaben bestimmt. Für die Bestimmung der sogenannten kombinierten Standardunsicherheit $u_c(y)$ werden die Unsicherheiten nach Typ A und Typ B mittels des Gauß'schen Fehlerfortpflanzungsgesetzes kombiniert (siehe Gleichung 5.5). Berücksichtigt

werden dabei alle für die Messung relevanten voneinander unabhängigen Größen x_n .

$$u_c(y) = \sqrt{\sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial f}{\partial x_i}\right)^2 \cdot [u_A^2(x_i) + u_B^2(x_i)]} \quad \text{mit } x_1, x_2, \dots, x_n \quad (5.5)$$

Die Standardunsicherheit nach Typ B erfolgt in dieser Arbeit anhand von Herstellerangaben. Diese beinhalten in der Regel keine Wahrscheinlichkeiten sondern lediglich obere und untere Grenzwerte für die Messunsicherheit. In diesem Fall wird mit einer Wahrscheinlichkeit von 100 % davon ausgegangen werden, dass der tatsächliche Wert innerhalb der angegebenen Grenzen liegt. Unter Annahme einer Rechteckverteilung für die Wahrscheinlichkeit des Messwertes ergibt sich dann die Standardunsicherheit vom Typ B in Abhängigkeit der Herstellerangaben a_i zu

$$u_B(x_i) = \frac{a_i}{\sqrt{3}}. \quad (5.6)$$

Für die Sonderfälle einer berechneten Unsicherheit abgeleiteter Größen oder der Bestimmung der Standardunsicherheit aus Kalibriermessungen, kann nach Testo (2013) die Standardunsicherheit vom Typ B nach Gleichung 5.7 bestimmt werden.

$$u_B(x_i) = \frac{a_i}{2} \quad (5.7)$$

Abschließend wird die erweiterte Messunsicherheit $U(y)$ zur Ermittlung der Überdeckungswahrscheinlichkeit für den Bereich um einen Messwert bestimmt. Zusätzlich zur Standardunsicherheit $u_c(y)$ wird hierbei der Erweiterungsfaktor k verwendet.

$$U(y) = k \cdot u_c(y) \quad (5.8)$$

Der nach JCGM (2008) empfohlene und in dieser Arbeit gewählte Wert von $k = 2$ entspricht einer Überdeckungswahrscheinlichkeit von 95 % bei einer Normalverteilung der Messwerte. Mit einer Wahrscheinlichkeit von 95 % liegt das Messergebnis dann in einem Bereich von $y \pm U(y)$.

5.1.4 Untersuchungen zum Einsatz des Phasenwechselmaterial-Turms in einem Leichtbau

Die Untersuchung des PCM-Turms wurde im Sommer 2019 durchgeführt. Dabei wurde der PCM-Turm sowohl in einem Leicht- als auch einem Massivbau eingesetzt, um die Eignung für verschiedene Gebäudetypen zu erproben. Die Darstellung der Messergebnisse basiert für alle Diagramme auf der Messung mittels kalibrierten Pt 100-Widerstandsthermometern.

Der Leichtbau besteht aus acht 20 ft Containern, die sowohl die Anlagentechnik als auch einen Referenzraum für eine erdreichgekoppelte sorptionsgestützte Klimaanlage beinhalten. Eine exakte bauliche Beschreibung des Leichtbaus und der Versuchsanlage ist in Niemann (2022) zu finden. Der Referenzraum des Leichtbaus wird jeden Tag von 7 Uhr

bis 22 Uhr klimatisiert, wobei die Zielgröße der Raumtemperatur 22 °C beträgt. Die Möglichkeit zur Nachtlüftung wird nicht genutzt. In der Versuchsanlage kann in Zeiträumen mit konstant hohem Kältebedarf, sowie bei zeitlich begrenzt auftretenden Lastspitzen durch innere oder äußere Einflüsse die avisierte Raumtemperatur nicht gehalten werden. Bei Raumtemperaturen nahe der oberen Behaglichkeitsgrenze kann dann der Einsatz des PCM-Turms erfolgen. In Strömungsrichtung des PCM-Turms befindet sich in einem Abstand von 1 m der Messaufbau zur Messung der thermischen Behaglichkeit. Die exakte Platzierung innerhalb der Versuchsanlage ist in Abbildung 5.6 abgebildet.

Das Ziel der erdreichgekoppelten sorptionsgestützten Klimaanlage ist die Einhaltung einer maximalen Raumtemperatur von 25,5 °C. Die Steuerung des PCM-Turms erfolgt unabhängig von der vorhandenen Anlagen- und Messtechnik, sodass ein vollautomatischer autarker Betrieb realisiert wird. In Abbildung 5.7 ist der Verlauf der Raumtemperatur am PCM-Turm in 110 cm Höhe für die Monate Juni, Juli und August des Jahres 2019 dargestellt.

In Abhängigkeit der Tageszeit schwanken die Temperaturen innerhalb des Referenzraums stark. Neben der maximalen Raumtemperatur und den Grenzen für den Kühl- sowie Regenerationsbetrieb sind die potentiellen Laufzeiten in den entsprechenden Betriebsweisen des PCM-Turms gekennzeichnet (graue Flächen). Die hervorgehobenen Flächen entsprechen nicht den realen Betriebszeiten des PCM-Turms sondern dienen nur der Veranschaulichung der Einsatzzeiten. Es ist zu erkennen, dass wenige potentielle Einsatzzeiten für den Kühlbetrieb des PCM-Turms vorliegen. Zudem liegen die möglichen Betriebszeiten in Zeiträumen von konstant höherer Raumtemperatur (zum Beispiel 23. bis 26. Juni). Die Absenkung der Raumtemperatur in der Nacht ist demnach nicht ausreichend, um eine Regeneration des PCM zu ermöglichen. Durch die Konstruktion auf Rollen ist der PCM-Turm zur mobilen Ausrichtung innerhalb des Referenzraums geeignet. Aufgrund des hohen Gewichts ist eine regelmäßige Regeneration außerhalb des Referenzraums nicht zu erwarten. Eine zukünftige Gewichtsreduktion oder Verkleinerung des PCM-Turms ist daher anzustreben. Zur Evaluation der Performance im Kühlbetrieb wird der 23. Juli 2019 als Referenzzeitraum ausgewählt. Durch die geringen Einsatzzeiten im Verlauf des Julis und den annähernd konstant niedrigen Raumtemperaturen ist eine nahezu vollständige Erstarrung des PCM innerhalb der Verkapselung zu erwarten.

Zur Veranschaulichung der Funktionsweise im Kühlbetrieb ist in Abbildung 5.8 der Tagesverlauf der Temperaturen des Messaufbaus zur Messung der thermischen Behaglichkeit innerhalb des Referenzraums am 23. Juli 2019 dargestellt. Im Tagesverlauf steigt die Raumtemperatur ab Beginn der Raumklimatisierung ab 7 Uhr stetig an. Die Grenze für die maximale Raumtemperatur wird um ca. 11:47 Uhr erreicht. Der Kühlbetrieb des PCM-Turms startet, wobei von einem annähernd vollständig erstarrtem PCM ausgegangen werden kann, dementsprechend um 11:47 Uhr und endet um 20:00 Uhr. Zeitnah zum Start des Kühlbetriebs kann eine Temperaturabsenkung im Bereich des Messaufbaus zur Messung der thermischen Behaglichkeit erreicht werden. Trotz der maximalen Höhe des PCM-Turms von 112 cm ist eine Beeinflussung der Temperatur in 170 cm Höhe zu beobachten. Anhand der Abbildung 5.9 ist zu erkennen, dass dies nicht auf einen direkten Einfluss des PCM-Turms zurückzuführen ist, da auch die Temperaturabsenkung nach Betriebsstart in dieser Höhe im Verhältnis zu den anderen Messstellen geringer ausfällt.

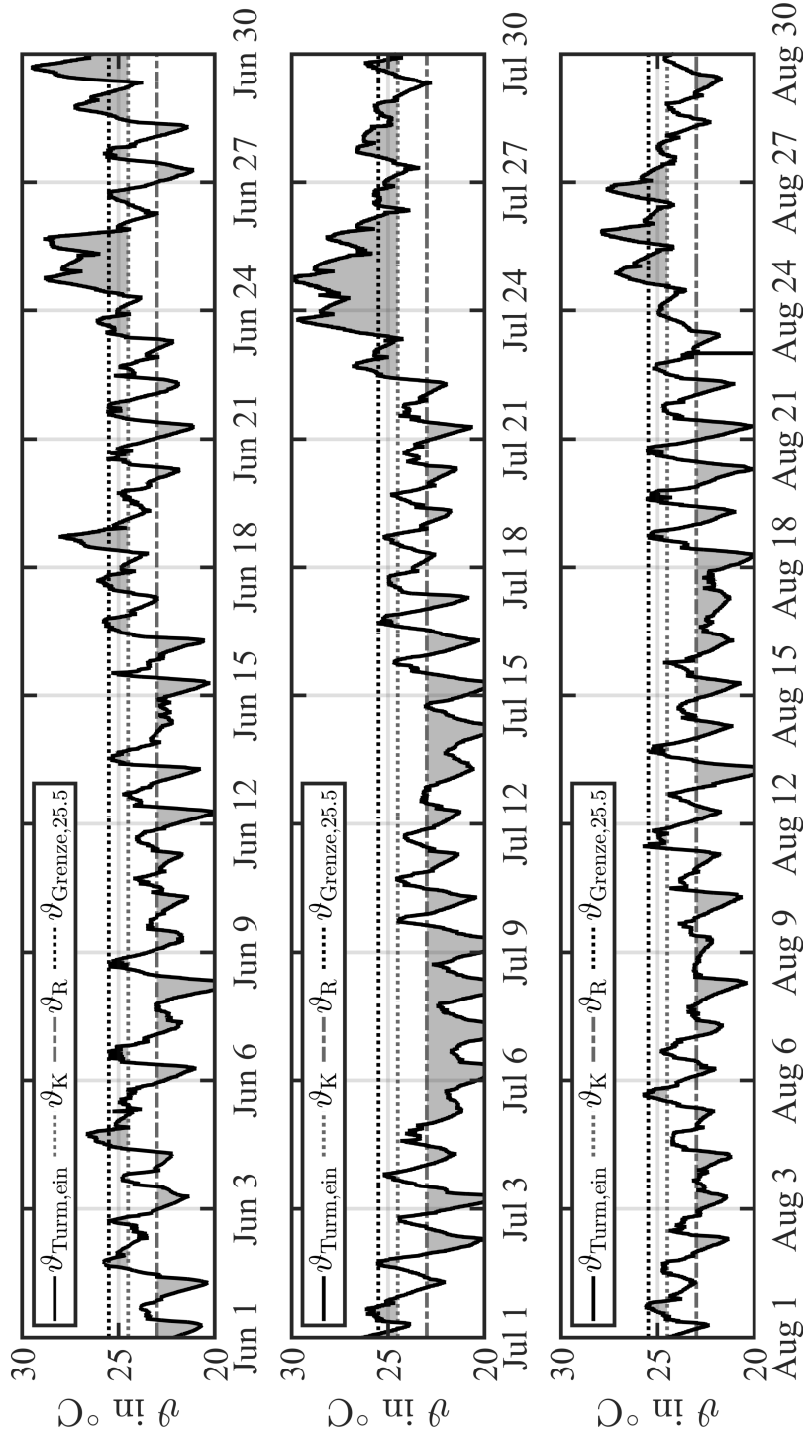


Abbildung 5.7: Verlauf der Raumtemperaturen am PCM-Turm $\theta_{\text{Turm,ein}}$ im Leichtbau von Juni bis August 2019. Zusätzlich sind die Temperaturgrenzen der Steuerung für den Kühl- und Regenerationsbetrieb, sowie der Behaglichkeitskategorie I abgebildet. Die grau hinterlegten Flächen kennzeichnen Zeiträume, in denen ein Betrieb des PCM-Turms in Abhängigkeit der Steuerung möglich ist.

Primär ist die Umwälzung der Luft in diesem Bereich und die damit einhergehende verbesserte Einbindung der Kühldecke des Referenzraums verantwortlich. Zusätzlich wird anhand der Visualisierung mittels künstlichem Nebel die lokale Begrenzung des Einflussbereichs des PCM-Turms deutlich.

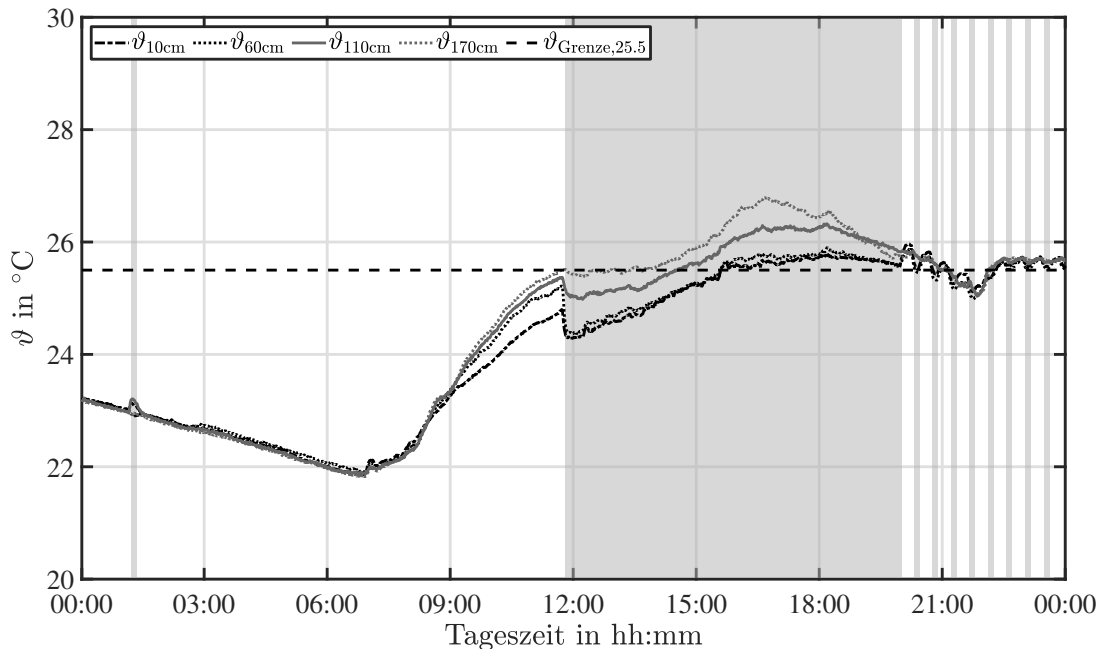


Abbildung 5.8: Zeitlicher Verlauf der Raumtemperaturen gemessen am Messaufbau zur Messung thermischer Behaglichkeit im Leichtbau am 23. Juli 2019. Zusätzlich ist die Temperaturgrenze der Behaglichkeitskategorie I abgebildet. Die grau hinterlegten Flächen entsprechen den Einsatzzeiten des PCM-Turms.

Zum Startzeitpunkt des Kühlbetriebs liegen nur die Temperaturen im Bereich des obersten Fachs des PCM-Turms im Bereich der Temperaturgrenze für den Start des Kühlbetriebs. Aufgrund der Umsetzung der Steuerung und der Positionierung der DHT22-Sensoren werden alle fünf Fächer gleichzeitig angesteuert. Es wird deutlich, dass eine differenzierte Ansteuerung der einzelnen Fächer sinnvoll ist. Zusätzlich haben Strömungsuntersuchungen mittels künstlichem Nebel ergeben, dass eine starke Überströmung der obersten PCM-Platte der einzelnen Fächer auftritt (siehe Abbildung 5.9). Durch die nicht ideale Stapelung der Platten innerhalb eines Fachs aufgrund von Produktionsungenauigkeiten und der eigenständig gefertigten Holzbauweise kann zwischen der obersten Platte in einem Fach und der Holzaufnahme ein größerer Luftspalt entstehen, als zwischen den einzelnen Platten. Dies führt zu einem geringeren Strömungswiderstand und einem höheren Anteil des Luftvolumenstroms in diesem Bereich. Die eingebrachte Abdichtung über der in Strömungsrichtung ersten Platte (siehe Abbildung 5.4) ist demnach nicht ausreichend, um über die gesamte Strömungslänge eine annähernd gleichmäßige Durchströmung der Platten zu gewährleisten.

Um dennoch eine Einschätzung der Leistungsfähigkeit des PCM-Turms zu ermöglichen, sind die Verläufe der Temperatur und der Kühlleistung in Abbildung 5.10 auf das oberste Fach des PCM-Turms bezogen. Die Austrittstemperatur aus dem PCM-Turm wird dabei als arithmetisches Mittel aus den drei am Austritt befindlichen Pt 100-Widerstandsthermometern gebildet. Zur Auswertung wird die zusammenhängende Laufzeit im Kühlbetrieb



Abbildung 5.9: Visualisierung der lokalen Auswirkung des PCM-Turms im Leichtbau mittels Nebel

von acht Stunden und 13 Minuten verwendet. Der elektrische Energiebedarf beträgt für diesen Zeitraum 32,87 Wh. Es wird eine maximale Kühlleistung von $(25,76 \pm 4,69)$ W bei einem COP von $6,44 \pm 1,17$ erreicht. Die durchschnittliche Kühlleistung beträgt 19,21 W bei einem COP von 4,8. Zu beachten ist hierbei, dass durch den Betrieb der Ventilatoren eine Beeinflussung der Temperaturmessung am Eintritt des PCM-Turms auftritt. Für eine Messung ohne Beeinflussung sind höhere Temperaturdifferenzen und damit auch eine höhere Kühlleistung und COP zu erwarten. Gleichzeitig deutet dieser Zusammenhang auf eine ungünstige Strömungssituation hin. Dabei führen zu große Druckverluste bei der Durchströmung des PCM-Turms zu Rückströmungseffekten zwischen Laufrad und Gehäuse. Im Zuge der Untersuchungen wurde keine strömungstechnische Optimierung durchgeführt.

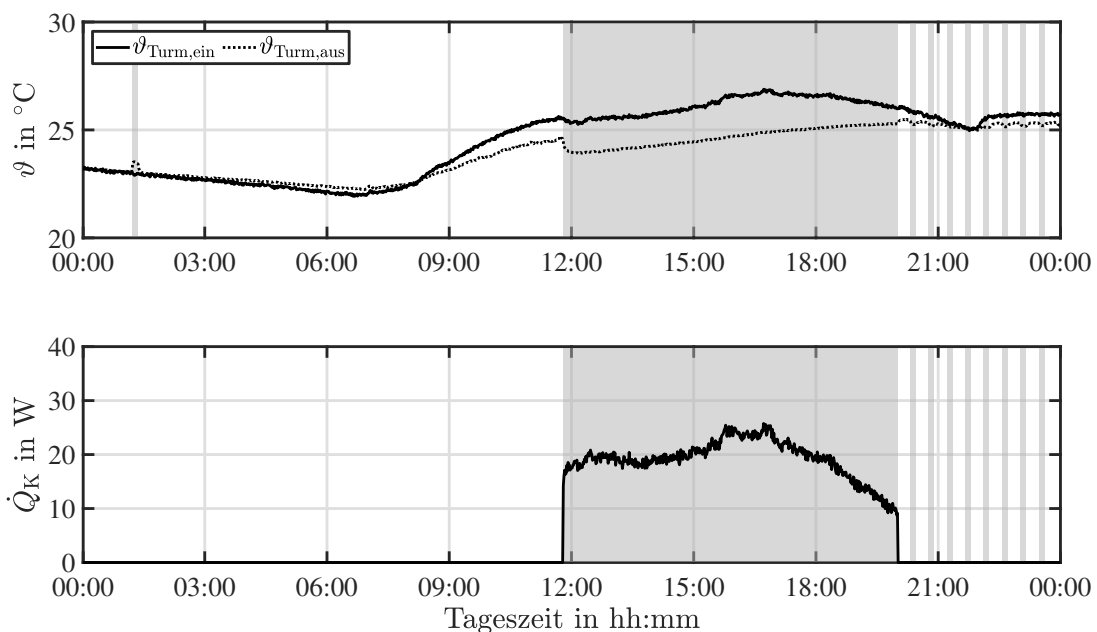


Abbildung 5.10: Zeitlicher Verlauf der Ein- und Austrittstemperaturen und der Kühlleistung am obersten Fach des PCM-Turms am 23. Juli 2019.

Aufgrund der Temperaturen im Referenzraum ist eine Regeneration des PCM-Turms in der Nacht vom 23. auf den 24. Juli im Anschluss an den Kühlbetrieb nicht möglich. Die Bestimmung des elektrischen Energiebedarfs der Regeneration zur direkten Berechnung der Arbeitszahl kann somit nicht in direktem Zusammenhang mit dem Kühlbetrieb erfolgen. Um eine Einschätzung der Arbeitszahl zu ermöglichen, wird der komplette Zeitraum seit dem letztmaligen Kühlbetrieb am 03. Juli betrachtet. Zwischen den beiden Kühlbetrieben am 03. und 23. Juli kumuliert sich die Zeit im Regenerationsbetrieb auf 32 Stunden und 25 Minuten. Bezogen auf das oberste Fach entspricht dies einer elektrischen Energiemenge von:

$$W_{\text{el,R}} = \tau_{\text{R}} \cdot 4 \text{ W} = 129,67 \text{ Wh.} \quad (5.9)$$

Für die hier betrachtete Laufzeit im Kühlbetrieb ergibt sich für die Bilanzierung der Luftseite am obersten Fach des PCM-Turms eine übertragene Energiemenge von:

$$Q_{\text{PCS,K}} = \int \dot{Q}_{\text{PCS}} \text{ d}\tau = (157,60 \pm 18,43) \text{ Wh.} \quad (5.10)$$

Die Arbeitszahl ergibt sich nach Gleichung 5.4 zu:

$$AZ_{PCS} = \frac{157,6 \text{ Wh}}{32,87 \text{ Wh} + 129,67 \text{ Wh}} = 0,97. \quad (5.11)$$

Der Wert für die Arbeitszahl liegt deutlich unter den zu erwarteten Arbeitszahlen von konventionellen Kälteanlagen. Auch wenn für derartige Anwendungen weitere Verluste berücksichtigt werden, ist ein Einsatz des PCM-Turms in der vorliegenden Form aus energetischer Sichtweise kritisch zu hinterfragen. Eine exakte Beurteilung der energetischen Vor- oder Nachteile ist allerdings nur mit Hilfe dynamischer Simulationen und der Evaluation der benötigten Anzahl an PCM-Türmen für alle Nutzer möglich. Hierbei ist auch das Optimierungspotential, zum Beispiel eine differenzierte Ansteuerung der einzelnen Fächer oder die Skalierung des PCM-Turms, welches eine weitere Verbesserung der Arbeitszahl erwarten lässt, zu berücksichtigen.

Des Weiteren ist zu beachten, dass der Regenerationsbetrieb aufgrund der Umsetzung der Steuerung auch zu Zeiten ausgeführt wird, an denen bereits ein vollständig bzw. ausreichend regeneriertes PCM vorliegt. Anhand der Widerstandsthermometer zwischen den Platten kann zu Stillstandszeiten eine überschlägige Abschätzung der Temperaturen des PCM innerhalb der Verkapselung erfolgen. Anhand dieser Auswertung ist zu erkennen, dass bereits nach ca. drei Tagen und einer dazugehörigen Laufzeit im Regenerationsbetrieb von zwölf Stunden und 31 Minuten ein vollständig erstarrtes PCM vorliegt. Unter dieser Berücksichtigung ergibt sich ein elektrischer Energiebedarf von 50,07 Wh bei einer Arbeitszahl von 1,9. Weiteres Optimierungspotenzial liegt im Zeitpunkt der Regeneration. Innerhalb des Referenzraums werden die niedrigsten Temperaturen in den frühen Morgenstunden erreicht. Die Steuerung legt allerdings die längste Laufzeit für den Regenerationsbetrieb direkt nach erstmaligem Unterschreiten der unteren Temperaturgrenze fest. Demnach sind Betriebsabläufe möglich, bei denen der Regenerationsbetrieb zum bestmöglichen Zeitpunkt aufgrund der Blockzeit (siehe Abbildung 5.3) nicht ausgeführt werden kann. Zur Reduzierung der Laufzeit im Regenerationsbetrieb ist demnach eine verbesserte Steuerung in Anlehnung an die Uhrzeit oder, falls möglich, an real gemessene Temperaturen innerhalb der Verkapselung des PCM umzusetzen.

Neben den Kennzahlen ist die Ausnutzung der vorhandenen Speicherkapazität des PCM von Interesse. Anhand der Teilenthalpien des PCM (siehe Anhang A.1) ist für die Menge von ca. 10,8 kg im obersten Fach unter Berücksichtigung der durchlaufenen Temperaturbereiche am 23. Juli eine Energiemenge in der Größenordnung von ca. 324 Wh im Maximum zu erwarten. Trotz der langen Laufzeit im Kühlbetrieb werden allerdings nur ca. 49% des Potentials ausgeschöpft. Daraus lassen sich mehrere Schlussfolgerungen ableiten. Für zukünftige Anwendungen sollte ein PCM mit niedrigerer Schmelztemperatur gewählt werden, um eine größere Temperaturdifferenz zur Raumluft zu ermöglichen. Zusätzlich kann die eingesetzte Menge an PCM deutlich reduziert werden. Als Folge wäre bei niedrigerem Gewicht bzw. kleineren Abmaßen eine Regeneration einer derartigen Konstruktion außerhalb des Referenzraums realisierbar.

Die Auswirkungen des PCM-Turms auf die thermische Behaglichkeit können nicht alleine anhand der beschriebenen Kennzahlen evaluiert werden. Als Zielgröße wird im Folgenden die Temperatur in 110 cm Höhe am Messaufbau zur Messung thermischer Behaglichkeit verwendet. Diese Messstelle korreliert mit der Höhe des obersten Fachs des PCM-Turms,

sowie der Kopfhöhe im Sitzen, der nach Kapitel 4.1 eine besondere Bedeutung zukommt. In Abbildung 5.11 ist als Referenz für die Raumtemperatur der zeitliche Verlauf der gemessenen Eintrittstemperatur am PCM-Turm abgebildet.

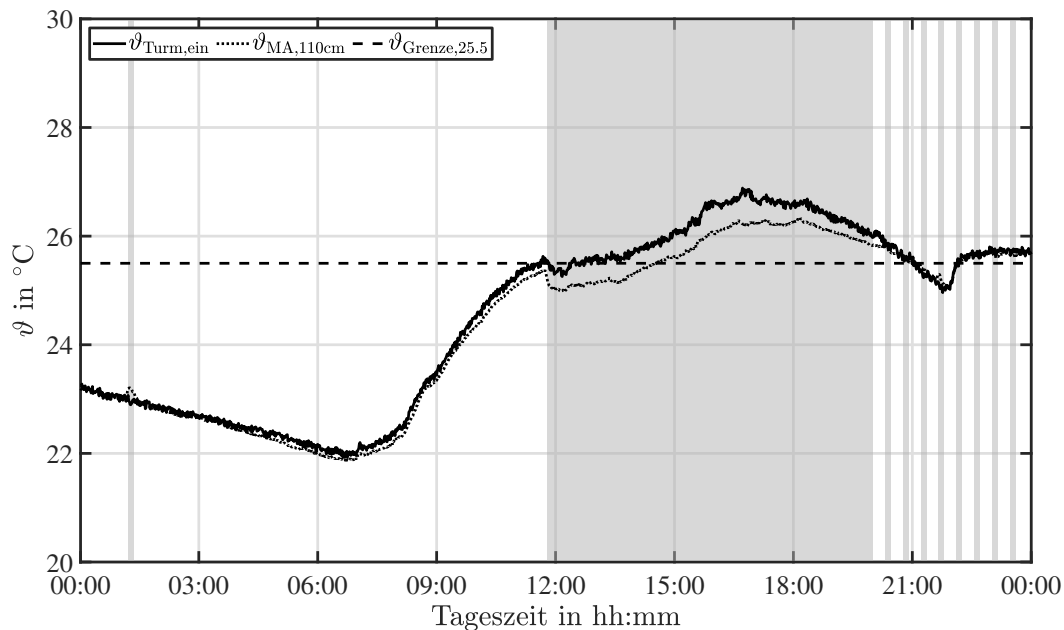


Abbildung 5.11: Zeitlicher Verlauf der Eintrittstemperatur am PCM-Turm sowie der Temperatur in 110 cm Höhe am Messaufbau zur Messung thermischer Behaglichkeit im Leichtbau am 23. Juli 2019. Zusätzlich ist die Temperaturgrenze der Behaglichkeitskategorie I abgebildet. Die grau hinterlegten Flächen entsprechen den Einsatzzeiten des PCM-Turms.

Ab dem Start des Kühlbetriebs des PCM-Turms kann die gewünschte Temperaturgrenze von $25,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ für weitere drei Stunden eingehalten werden. Die maximale Temperaturabsenkung innerhalb der drei Stunden liegt bei $(0,53 \pm 0,32)\text{ K}$ und für den gesamten Kühlbetrieb bei $(0,67 \pm 0,33)\text{ K}$. Für die durchschnittlichen Temperaturdifferenzen ergeben sich die Werte $0,4\text{ K}$ bzw. $0,38\text{ K}$ für den gesamten Zeitraum. Es ist zu beachten, dass der maximale Wert der Temperaturdifferenz erst nach über der Hälfte der gesamten Betriebszeit auftritt. Dies ist auf die starke Abhängigkeit von der Raumlufttemperatur zurückzuführen, die in Abbildung 5.11 deutlich wird. Trotz des beschleunigten Anstieges der Raumtemperatur um 15:38 Uhr sind nur moderate Auswirkungen auf die Austrittstemperatur am PCM-Turm zu erkennen (siehe Abbildung 5.10). Dieser Zusammenhang ergibt sich für die theoretische Annahme einer konstanten Wandtemperatur der PCM-Platten im Bereich des Phasenwechsels, wodurch sich die Temperaturdifferenz über den PCM-Turm mit steigender Raumlufttemperatur erhöht. Gleichzeitig ist die erreichte Temperaturdifferenz zwischen Umgebung und Wirkungsbereich des PCM-Turms nicht ausschließlich von der Temperaturdifferenz über den PCM-Turm abhängig. Während des Kühlbetriebs werden Temperaturdifferenzen von durchschnittlich $1,5\text{ K}$ bis maximal 2 K am PCM-Turm erreicht. Dies ist deutlich höher als die erreichten Vergleichswerte zwischen Raumtemperatur und gemessener Temperatur am Messaufbau zur Messung thermischer Behaglichkeit. Ein Großteil der Kühlwirkung des PCM-Turms steht somit nicht an der gewünschten Stelle im Raum zur Verfügung. Daher ist eine räumliche Annäherung der PCM-Anwendung an den avisierten Wirkungsbereich nötig, um die Verluste an den umgebenden Raum zu verringern.

Anhand der Bildfolge in Abbildung 5.9 ist zu erkennen, dass der Einsatz des PCM-Turms den ganzen Körper einer sitzenden Person beeinflusst. Die lokale Einschränkung ist demnach nur auf den gesamten Raum, aber nicht auf die Beeinflussung der Person zu beziehen. Zusätzlich zur Temperaturdifferenz ist daher eine Beurteilung des PCM-Turms anhand des PMV- und PPD-Index möglich. In Abbildung 5.12 ist der Tagesverlauf der beiden Bewertungsgrößen dargestellt.

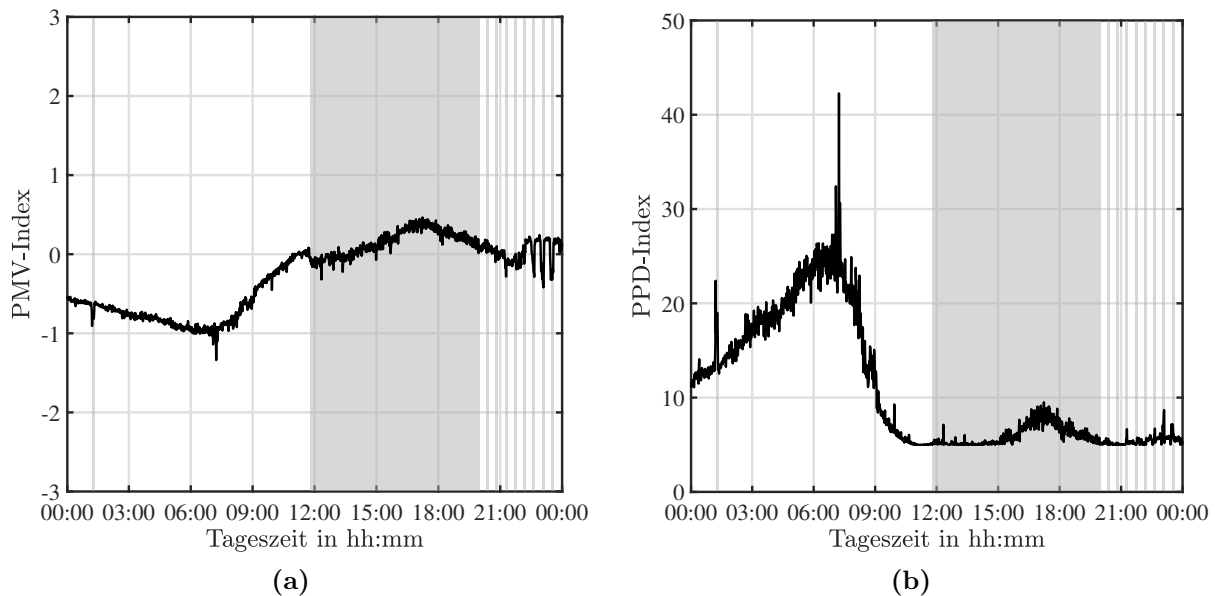


Abbildung 5.12: Verlauf der Kennzahlen für die thermische Behaglichkeit am 23. Juli 2019: (a) PMV und (b) PPD

Nach dem Anlagenstart der Klimaanlage um 7:00 Uhr nähert sich der PMV-Index einem Wert von null und damit der neutralen Zone an. Zeitgleich mit dem Betriebsstart des PCM-Turms um 11:47 Uhr strebt der Verlauf höheren Werten als null entgegen. Durch den Einsatz des PCM-Turms kann der Verlauf des PMV-Index im Bereich des neutralen Werts stabilisiert werden. Dieser Zustand kann, in Anlehnung an die Einhaltung der oberen Temperaturgrenze, für ca. drei Stunden gehalten werden. Ein ähnlicher Verlauf ist für den PPD-Index zu erkennen. Der kurze, nahezu sprunghafte Anstieg um 7:00 Uhr ist auf den Anlagenstart der Klimaanlage zurückzuführen. Die erwartete Anzahl unzufriedener Personen kann durch den Einsatz des PCM-Turms für einen längeren Zeitraum nahe dem Minimum gehalten werden. Der leichte Anstieg um ca. 17:00 Uhr ist auf die erhöhte Raumtemperatur und die mit der Zeit nachlassende Kühlwirkung des PCM-Turms zurück zu führen. Insgesamt ist unabhängig der energetischen Bewertung des PCM-Turms ein positiver Einfluss auf die thermische Behaglichkeit zu verzeichnen.

Durch den Einsatz des PCM-Turms wird eine Strömung innerhalb des Raums induziert, sodass als weitere Kennzahl eine Überprüfung der lokalen thermischen Behaglichkeit bezüglich Zugluft erforderlich ist. In Abbildung 5.13 ist die gemessene Luftgeschwindigkeit in 1 m Entfernung zum PCM-Turm aufgetragen. Durch den Betrieb steigt die lokale Luftgeschwindigkeit leicht an, liegt aber weiterhin unter der Grenze von $0,15 \text{ m s}^{-1}$ (siehe Kapitel 4.3.2). Die Anzahl an unzufriedenen Personen aufgrund von Zugluft wird nach Gleichung 4.1 berechnet. Die zusätzliche Luftbewegung führt zu einer leichten Erhöhung

dieser Kennzahl, liegt aber dennoch weiter im Bereich unter 10%. Eine negative Beeinflussung der thermischen Behaglichkeit durch die Strömung des PCM-Turms kann daher ausgeschlossen werden.

In Kapitel 4.1 sind der Kopf, der Oberkörper, sowie Arme und Hände als bevorzugte Körperregionen zur Beeinflussung mittels lokaler Kühlung beschrieben. Anhand der Abbildung 5.9 ist zu erkennen, dass durch den Einsatz des PCM-Turms der gesamte Körper von der vorherrschenden Strömung beeinflusst wird. Es gilt daher zu überprüfen, ob in einer skalierten Form, die deutlich fokussierter auf die entsprechenden Regionen angewendet wird, und einhergehendem reduzierten Energiebedarf, ebenfalls eine signifikante Kühlwirkung verzeichnet werden kann.

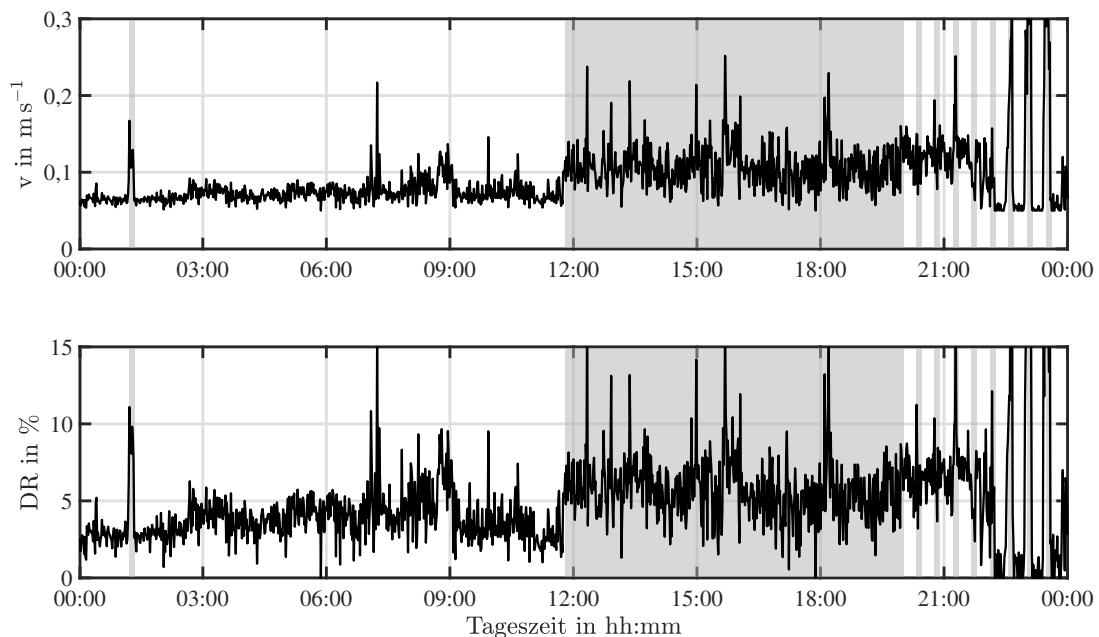


Abbildung 5.13: Zeitlicher Verlauf der Luftgeschwindigkeit und des Draught Ratings am Messaufbau zur Messung der thermischen Behaglichkeit am 23. Juli 2019

5.1.5 Untersuchungen zum Einsatz des Phasenwechselmaterial-Turms in einem Massivbau

Die zweite Untersuchung des PCM-Turms wird in einem Gebäude der Technischen Universität Hamburg in Harburg durchgeführt. Bei diesem Gebäude handelt es sich um einen Massivbau aus den siebziger Jahren. Eine exakte Baubeschreibung liegt nicht vor, wobei im Vergleich zum Leichtbau eine deutlich höhere thermische Masse vorhanden ist. Es ist zu erwarten, dass sich dies stark auf die Temperaturschwankungen der Raumtemperatur im Tag- und Nacht-Rhythmus auswirkt. Innerhalb des untersuchten Raums ist die Rückseite des PCM-Turms aus Platzgründen wandnah platziert. In Strömungsrichtung befindet sich in einem Abstand von 1,4 m ein Büroarbeitsplatz. Als Belüftungsmöglichkeit stehen Fenster zur Verfügung, die aus Gründen der Einbruchsicherheit in der Nacht geschlossen bleiben müssen.

In Abbildung 5.14 ist der Verlauf der Raumtemperaturen im Massivbau für den Juli und August 2019 dargestellt. Im Vergleich zu den Temperaturen im Leichtbau (siehe Abbildung 5.7) sind die niedrigeren Temperaturschwankungen aufgrund des Tag- und Nachtwechsels zu erkennen. Dies ist der höheren thermischen Masse des Massivbaus zuzuschreiben, die zu einer Vergleichmäßigung der Raumtemperaturen führt. Neben den baulichen Unterschieden ist die abweichende Ausrichtung der betrachteten Räume und die damit einhergehende Diskrepanz in der solaren Einstrahlung sowie die im Leichtbau vorhandene Klimaanlage zu beachten. Die Raumtemperaturen des Massivbaus weisen einen Verlauf mit hoher Zeitkonstante auf. Dies führt zu ausgeprägten potentiellen Laufzeiten im Kühlbetrieb (zum Beispiel 24. Juli bis 1. August), ohne dass die Möglichkeit zur Regeneration gegeben ist. Die Defizite des PCM-Turms aus dem Leichtbau sind dementsprechend auch im Massivbau zu finden, sodass auf eine weitere Auswertung verzichtet wird.

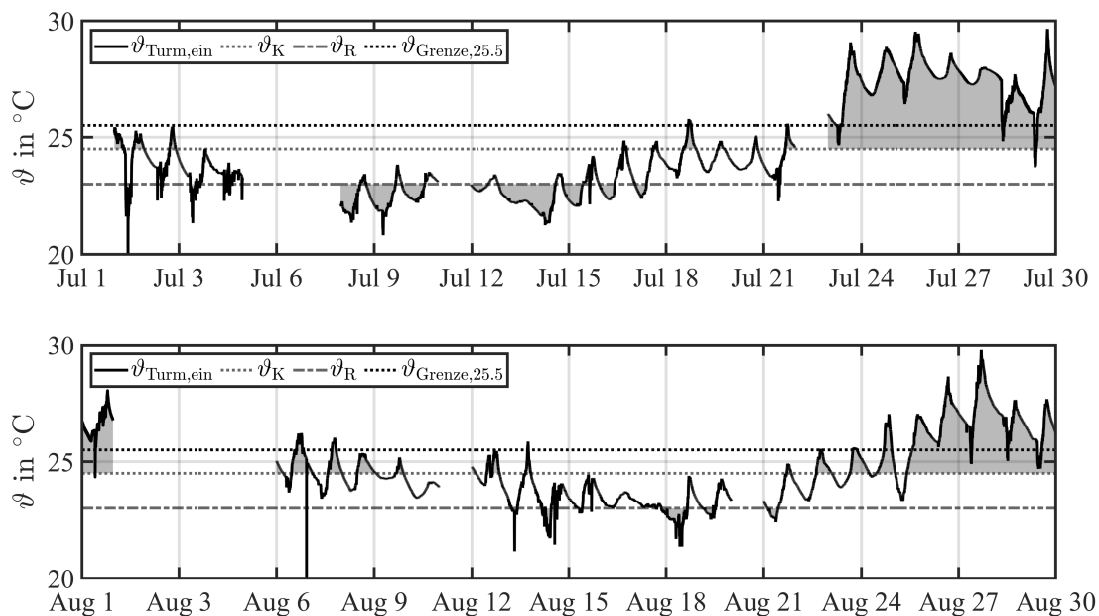


Abbildung 5.14: Verlauf der Raumtemperaturen im Massivbau von Juni bis August 2019. Zusätzlich sind die Temperaturgrenzen der Steuerung für den Kühl- und Regenerationsbetrieb, sowie der Behaglichkeitskategorie I abgebildet. Die grau hinterlegten Flächen kennzeichnen Zeiträume, in denen ein Betrieb des PCM-Turms in Abhängigkeit der Steuerung möglich ist.

5.1.6 Zusammenfassung und Optimierungspotentiale des Phasenwechselmaterial-Turms

In diesem Abschnitt wurde der Einsatz eines PCM-Turms in einem Leicht- und Massivbau beschrieben. Prinzipiell ist die Kühlung eines Büroarbeitsplatzes bei entsprechendem Schmelzzustand des PCM und erhöhten Raumtemperaturen mit Hilfe des PCM-Turms möglich. Bei Raumtemperaturen im Bereich von über $25,5^{\circ}\text{C}$ ist eine Stabilisierung der Temperatur und der Behaglichkeitskennwerte für bis zu drei Stunden möglich. Die energetische Bewertung führt mit einem maximalen COP von $6,44 \pm 1,17$, aber einer niedrigen Arbeitszahl im Bereich von 1 zu einer eingeschränkten Empfehlung des Einsatzes. Eine Überprüfung der energetischen Vorteile ist im Einzelfall genauer abzuschätzen.

Die zu Beginn des Kapitels 5 genannten Gestaltungsrichtlinien werden in Teilen vom PCM-Turm erfüllt. Die individuelle Kontrolle über die Strömungsgeschwindigkeit ist durch die Mobilität und die mögliche Anpassung des Abstands zwischen Nutzer und PCM-Turm gegeben. Durch die Veränderung der Position wird zudem die Strömungsrichtung und die Kühlwirkung bzw. die lokale Temperaturabsenkung im Wirkungsbereich beeinflusst. Gleichzeitig führt eine Vergrößerung des Abstands zwischen PCM-Turm und Nutzer zu einer größeren Durchmischung der gekühlten Strömung und der Raumluft, sodass für äquivalente Temperaturabsenkungen größere Kühlleistungen bereitgestellt werden müssen. Die Abstände zwischen PCM-Turm und Nutzer sollten daher möglichst gering ausfallen. Als Folge sollte die individuelle Kontrolle der Luftströmung durch eine Kontrollmöglichkeit des Nutzers unabhängig von der Positionierung ermöglicht werden. Dabei ist die Veränderung der Temperaturdifferenz über die PCM-Anwendung aufgrund der unterschiedlichen Strömungsgeschwindigkeit zu beachten.

Die Konstruktion des PCM-Turms ist darauf ausgelegt, den kompletten Wirkungsbereich des Nutzers zu kühlen, sodass die bevorzugten Körperregionen beeinflusst werden. Allerdings ist durch den Aufbau über die komplette Höhe im Sitzen auch der Unterkörper des Nutzers im Fokus. Neben den geringeren Auswirkungen der Kühlung des Unterkörpers auf den thermischen Komfort besteht zusätzlich durch die natürliche Temperaturschichtung im Raum oftmals kein Kühlbedarf in diesem Bereich. Daher ist eine reduzierte Bauhöhe mit stärkerer Fokussierung auf die geeigneten Körperregionen nötig. Neben einer Verringerung der Investitionskosten hat dies auch einen reduzierten elektrischen Energiebedarf zur Folge.

Die Steuerung der Ventilatoren des PCM-Turms sieht nur das An- und Ausschalten vor. Allerdings ist eine erhöhte Zeitspanne bis zur sensorischen Adaption der Thermorezeptoren durch die zeitliche Beeinflussung der Austrittstemperatur am PCM-Turm durch den Schmelzvorgang des PCM und der einhergehenden Veränderung der Temperaturrandbedingungen zu erwarten. Die Umsetzung einer anpassbaren Drehzahl der Ventilatoren mittels der gängigen Methode der Pulsweitenmodulation ist dennoch sinnvoll.

Durch die Konstruktion des PCM-Turms in Fächern, die mit PCM-Platten gefüllt sind, ist eine Anpassung des PCM an veränderte Randbedingungen innerhalb des Raums möglich. Um eine höhere Kühlwirkung zu erzielen ist für die hier betrachteten Räume die Verwendung eines PCM mit niedrigerer Schmelztemperatur zu empfehlen. Allerdings zeigen die Temperaturverläufe innerhalb der Räume im Leicht- und Massivbau, dass nach einem Kühl- nicht zwangsläufig ein Regenerationsbetrieb gewährleistet ist. Eine Regeneration außerhalb des Nutzungsbereichs ist trotz des hohen Gewichts des PCM-Turms von über 54 kg aufgrund der Mobilität möglich, aber in der Praxis nicht zu erwarten. Zusätzlich ist eine lange Kühldauer bei niedriger Leistung und geringer Ausnutzung der Schmelzenthalpie, ca. 49 %, unter den gegebenen Randbedingungen zu beobachten. Als Folge ist eine Verkleinerung des PCM-Turms anzustreben. Neben einer Gewichtsreduktion führt dies zu einer möglichen Anpassung des Oberflächen- und Volumenverhältnisses der PCM-Verkapselung bei gleichem Bauvolumen der einzelnen Fächer des PCM-Turms. Zusätzlich reduziert ein deutlich verringertes Gewicht den Transportaufwand und ermöglicht eine Regeneration des PCM bei niedrigeren Temperaturen außerhalb der betrachteten Räume.

Des Weiteren ergeben sich aus den beschriebenen Betriebserfahrungen weitere Optimierungspotentiale im Bereich des grundsätzlichen Aufbaus einer PCM-Anwendung zur lokalen Kühlung und der Steuerung. Anhand der Messdaten ist zu erkennen, dass durch die vorliegende Kombination aus Lüfter und Druckverlust über die PCM-Platten eine Rückströmung zwischen Laufrad und Gehäuse stattfindet. Dies führt zur ungewollten Beeinflussung von Regionen außerhalb des Wirkungsbereichs der Nutzer. Gleichzeitig findet aufgrund von Fertigungsungenauigkeiten eine Überströmung der obersten Platte der jeweiligen Fächer statt. Eine höhere Fertigungsgenauigkeit unter Berücksichtigung der maximalen Druckerhöhung des Ventilators sowie einer gleichmäßigeren Durchströmung der PCM-Platten ist daher anzustreben.

Im Bereich der Steuerung ist insbesondere der Nutzereinfluss zu erweitern. Der PCM-Turm ist als vollautomatisches System ausgelegt, um eine Überforderung der Nutzer aufgrund der Komplexität der Anwendung zu verhindern. Durch die Automatisierung treten allerdings Situationen auf, bei denen der Kühlbetrieb des PCM-Turms ausgeführt wird, obwohl die gängigen Zeiträume der Arbeitszeit überschritten sind. Eine Berücksichtigung der Tageszeit bzw. der Anwesenheit oder die Möglichkeit zum Eingriff des Nutzers sollte zur Verhinderung dieser Zustände gewährleistet sein. Gleichzeitig ist der Beginn des Kühlbetriebs besser auf den Nutzer abzustimmen. Anstelle eines vollautomatischen Betriebs sollte der Nutzer die Möglichkeit zum Starten des Kühlbetriebs haben, wohingegen die Regeneration des PCM automatisch abläuft.

5.2 Phasenwechselmaterial-Kühlelement

Aus den Betriebserfahrungen des PCM-Turms hat sich insbesondere die Regeneration des PCM innerhalb der betrachteten Räume als problematisch erwiesen. Dabei ist die Größe und das Gewicht sowohl bezüglich der Transportmöglichkeit als auch der gekühlten Körperbereiche sowie der Kühldauer aufgefallen. Aus diesem Grund wird im Folgenden eine alternative PCM-Anwendung, das sogenannte PCM-Kühlelement, betrachtet. Das PCM-Kühlelement besteht aus einer Verkapselung aus Kunststoff, die mittels additiver Fertigung hergestellt wird. In das Innere der Verkapselung wird das PCM eingefüllt. Im Folgenden wird zuerst der Aufbau eines Probenkörpers für das PCM-Kühlelement sowie die berücksichtigten Randbedingungen dargestellt. Durch das geringe Bauvolumen des PCM-Kühlelements ist die Vermessung auf eigens zu diesem Zweck aufgebaute Versuchstände möglich.

5.2.1 Randbedingungen und Aufbau

Das PCM-Kühlelement ist ein PCS, welches zur lokalen Kühlung eines Nutzers an einem Büroarbeitsplatz verwendet wird. Die Fokussierung der lokalen Kühlung bzw. der Strömung liegt auf den Bereichen des Torsos und der Hände. Um dies zu erreichen, wird das PCM-Kühlelement auf dem Schreibtisch des Nutzers platziert. Dies erfordert eine kompakte Bauweise und ermöglicht eine frontale Anströmung.

Innerhalb der betrachteten Büroumgebung wird von einem Bildschirmarbeitsplatz ausgegangen. Als Folge dessen sind die Abmessungen des PCM-Kühlelements mit den Abständen zwischen Nutzer, Eingabegeräten wie zum Beispiel Tastatur und den Bildschirmen abzustimmen. Gleichzeitig ist aufgrund dieser Abstände die Wurfweite, also die Eindringtiefe einer induzierten Strömung durch das PCM-Kühlelement in den Raum, zu berücksichtigen. Der Abstand zwischen Bildschirm und Nutzer ist dabei individuell unterschiedlich und wird anhand ergonomischer Leitlinien abgeschätzt. Prinzipiell ist zu erwarten, dass der Abstand zwischen Nutzer und Bildschirm mit der Größe des Bildschirms zunimmt. Für gängige Bildschirmgrößen sind Abstände zwischen 50 cm und 90 cm zu erwarten (vgl. DIN EN ISO 9241-306, 2018 und DIN EN ISO 9241-5, 1999). Als maximale Wurfweite wird daher 80 cm bei einer maximalen Baugröße des PCM-Kühlelement von 20 cm (Breite), 20 cm (Höhe) und 30 cm (Länge) festgelegt. Zusätzlich wird der geförderte Luftvolumenstrom durch das PCM-Kühlelement in Anlehnung an die empfohlene Lüftungsrate aus DIN EN 15251 (2012) zu 7 L s^{-1} bzw. $25 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ angenommen.

Herstellung eines Probenkörpers mittels additiver Fertigung

Additive Fertigungsverfahren, im Speziellen der hier betrachtete 3D-Druck, ermöglichen die Herstellung komplexer Formen und Geometrien. Hierbei werden die Produkte Schicht für Schicht aus einem Ausgangsmaterial hergestellt. Dabei können sowohl Metalle als auch Kunststoffe verwendet werden. Aufgrund der korrosiven Eigenschaften verschiedener PCM, der geringeren Kosten und der einfachen Handhabung werden nur polymerbasierte Verfahren berücksichtigt.

Im Bereich des 3D-Drucks mit Kunststoffen sind die am weitesten verbreiteten Verfahren die Materialextrusion, die Photopolymerisation und das pulverbettbasierte Schmelzen. Pulverbettbasierte Schmelzen, die oftmals mittels Laser eine Verbindung des Pulvers herbeiführen, sind dabei eher sehr kostenintensiv, werden häufig für die Verarbeitung von Metallen verwendet und sind daher für die vorgesehene Anwendung nicht geeignet. Die Photopolymerisation verwendet Licht, um das Material auszuhärten. Das Verfahren der Materialextrusion, besser bekannt als Fused Filament Fabrication (FFF), verwendet schmelzfähige Kunststoffe (Filament), die aus einem beheizten Druckkopf extrudiert werden. Zur Herstellung des 3D-Objekts ist dabei der Druckkopf oder die darunter liegende Plattform beweglich. Das Filament kühlt nach der Extrusion auf der Plattform ab und verfestigt sich anschließend. Die Vorteile von FFF im Vergleich zur Photopolymerisation liegen in einer größeren Materialauswahl, den niedrigeren Kosten und der oftmals höheren UV-Beständigkeit und mechanischen Stabilität der Filamente. Im Rahmen dieser Arbeit werden die untersuchten Probenkörper durch das FFF Verfahren auf einem *Ultimaker S5* hergestellt.

Anhand von Daten zur chemischen Beständigkeit gegenüber den Bestandteilen von organischen und anorganischen PCM, sind die Kunststoffe Acrylnitril-Butadien-Styrol (ABS), Acrylnitril-Styrol-Acrylat (ASA) und generell die Gruppe der Copolyester (CPE), zum Beispiel Polyethylene terephthalate (PET) oder Polyethylene terephthalate-Glycol modifiziert (PETG), geeignet. Dabei sind ABS und ASA sowohl bezüglich der Festigkeit und Stabilität als auch der UV-Beständigkeit den Copolyestern vorzuziehen. Die Nachteile

der beiden Kunststoffe liegen in den Druckeigenschaften, die sich vermehrt in unbrauchbaren 3D-Objekten aufgrund von Druckfehlern niederschlagen. Anhand von Vorversuchen wurden die bekannten Nachteile wie Materialverzug und starkes Schrumpfen bei der Abkühlung bestätigt. Aufgrund der besseren Druckeigenschaften wird daher im Folgenden ausschließlich das Filament CPE in der Ausführung transparent der Firma *Ultimaker* verwendet.

Der Arbeitsablauf zur Herstellung eines 3D-Objektes gliedert sich in die vier folgenden Teilschritte:

1. Erstellung einer Geometrie mittels Computer Aided Design (CAD) Software,
2. Übertragung der Geometrie in eine Netzdarstellung,
3. Verwendung einer Slicer-Software zur Erstellung des maschinenlesbaren G-Codes anhand des erstellten Netzes,
4. Ausführung des G-Codes mittels des 3D-Druckers zur Erstellung der gewünschten Geometrie.

Im Rahmen dieser Arbeit wurde zur Ausführung der genannten Arbeitsschritte die CAD Software *FreeCAD* sowie als Slicer *Ultimaker Cura* verwendet.

Aufgrund des Herstellungsverfahrens mittels FFF ist die Wandstärke des resultierenden 3D-Objektes keine beliebige Größe. Eine beheizte Düse ist am Austritt des beweglichen Druckkopfes befestigt. Das Filament wird als dünner Faden durch die Düse extrudiert und auf die feststehende Plattform aufgetragen. Daher limitiert der Düsendurchmesser die Dicke des aufgetragenen Fadens. In der Regel besteht die Hülle bzw. Wand eines gedruckten 3D-Objektes aus einer inneren und äußeren Wand, die durch das sogenannte Infill, welches in der Regel nicht als Vollmaterial ausgeführt ist, verbunden sind. Als Folge ist zwischen äußerer und innerer Wand sowohl Kunststoff als auch Luft vorhanden. Da bei der betrachteten Anwendung die Übertragung von Energie in Form von Wärme von der Luft in das verkapselte PCM erfolgen soll, sind Lufteinschlüsse in der Verkapselung aufgrund der schlechten Wärmeleitungseigenschaften zu vermeiden. Gleichzeitig wird eine möglichst geringe Wandstärke angestrebt, um die thermischen Widerstände zu reduzieren. Hierbei ist ein Kompromiss zwischen geringer Wandstärke und der Stabilität, Dichtigkeit sowie der Impermeabilität der Wand nötig. Für den hier angewandten Fall einer äußeren Hülle des 3D-Objektes ohne Infill und damit auch ohne Lufteinschlüsse, wird die Wandstärke durch den Slicer auf ein Vielfaches von zwei bezogen auf den Düsendurchmesser beschränkt. Basierend auf dem verwendeten Düsendurchmesser von 0,4 mm werden Wandstärken von zwei (0,8 mm) und vier (1,6 mm) Perimetern untersucht.

Während der Nutzung des PCM-Kühlelements treten Zeiträume auf, in denen das PCM geschmolzen, also in flüssiger Form, vorliegt. Aus diesem Grund sind in Abbildung 5.15 Testmuster zur Überprüfung der Stabilität und Dichtigkeit von 3D-gedruckten Objekten abgebildet. Um unterschiedliche geometrische Formen zu betrachten, ist die äußere Wand quadratisch ausgeführt, wohingegen in der Mitte der Quadrate ein zylindrisches Profil angeordnet ist. Bezüglich der Stabilität sind unabhängig der Geometrie sowohl zwei als auch vier Perimeter zur Herstellung der Probenkörper geeignet. Die Dichtigkeit wird anhand von blau gefärbtem Wasser überprüft, welches für 48 Stunden in die Testmuster eingefüllt

ist. Bei keiner Konfiguration konnten Leckagen festgestellt werden. Anschließend wurden die Testmuster mit dem PCM RT26 befüllt und mehrere Aufheiz- und Abkühlvorgänge abgefahren. Hierbei waren minimale Leckagen am unteren Rand des zylindrischen Profils bei der Ausführung mit zwei Perimetern festzustellen. Gleiches konnte für die quadratischen Profile oder Ausführungen mit vier Perimetern nicht beobachtet werden. Als Folge sind die zur Wärmeübertragung vorgesehenen Wände aller weiteren Probenkörper mit zwei Perimetern und ausschließlich aus rechteckigen Formen aufgebaut. Die äußeren Wände sind zur Verbesserung der Stabilität mit einer Dicke von 1,6 mm ausgeführt.

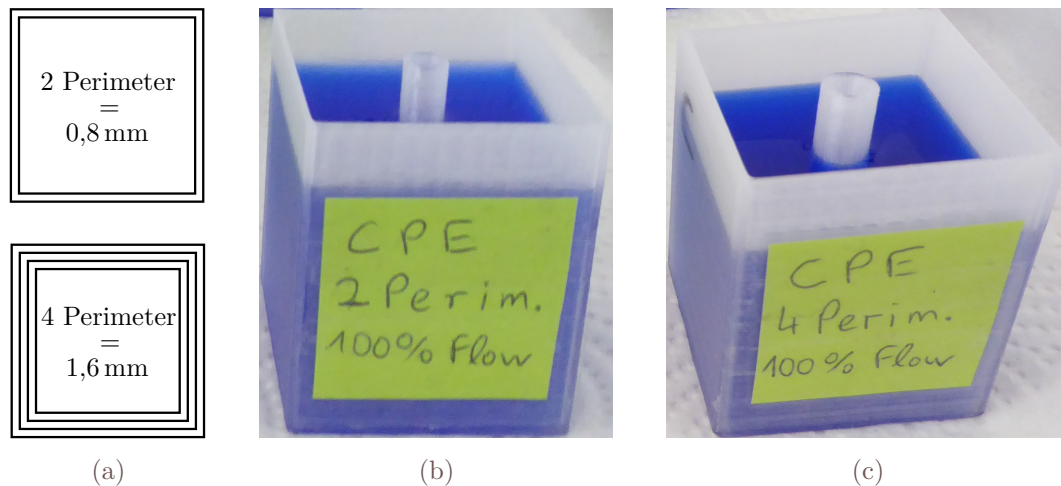


Abbildung 5.15: Testmuster zur Überprüfung der Dichtigkeit und Stabilität der 3D-Objekte: (a) beispielhafte Darstellung unterschiedlicher Perimeteranzahl bei einem 3D-Objekt; (b) Testmuster mit zwei Perimetern; (c) Testmuster mit vier Perimetern

Neben der Dichtigkeit ist insbesondere bei der Verwendung von organischen PCM die Impermeabilität der Probenkörper zu beachten. Es kann sowohl durch Fehler bei der Herstellung mittels 3D-Druck zu Leckagen kommen als auch durch die Diffusion von PCM durch die Wand der 3D-Objekte (vgl. Verein Deutscher Ingenieure (VDI) Abschnitt N7, 2019 und Mehling und Cabeza, 2008). Die Diffusion von PCM in die Wand kann zudem zu Zersetzungserscheinungen der Kunststoffe führen (vgl. Goeke, 2021). Eine Möglichkeit zur Verhinderung der Diffusion ist der Einsatz von Fluor. Hierbei wird die in Kontakt mit dem PCM stehende Wand mit einer fluorierten Oberflächen-Sperrschicht versehen (vgl. Bienert und Nehring, 2005). Aufgrund des zusätzlichen Arbeitsaufwands und der Kosten wird im Rahmen dieser Arbeit ein anderer Ansatz gewählt. Dabei werden die Innenwände der Probenkörper mit Kunstharz beschichtet. Nach Austrocknung des Kunstharzes bildet dies eine Beschichtung und damit eine Behinderung der Diffusion. Zusätzlich wird die Außenseite der Probenkörper mit diffusionsdichtem Aluminiumklebeband versehen.

Aufbau und Befüllung eines Probenkörpers

Die erste untersuchte Variante eines Probenkörpers ist in Abbildung 5.16a dargestellt. Die äußeren Dimensionen liegen bei 107 mm in der Breite, 107 mm in der Höhe und 70 mm in der Tiefe. Aus den Erfahrungen des PCM-Turms ist bekannt, dass eine möglichst große Fläche zur Wärmeübertragung bei kleiner Schichtdicke des PCM vorteilhaft ist.

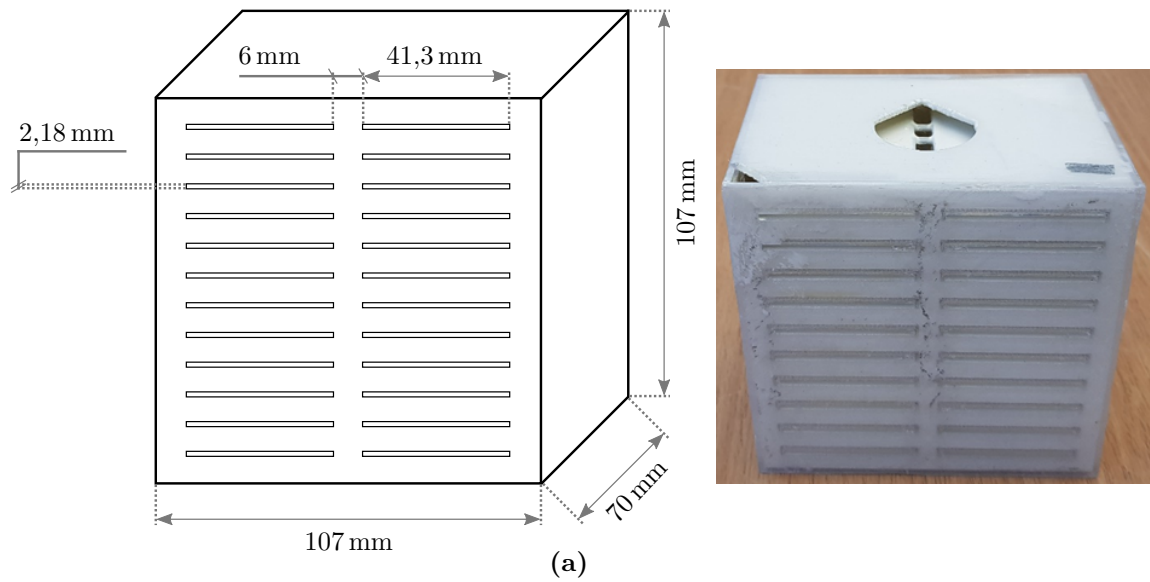


Abbildung 5.16: Aufbau der Variante I des Probenkörpers für das PCM-Kühlelement (a); Darstellung von vier konsekutiv angeordneten Probenkörpern der Variante I mit einer Gesamtlänge von 280 mm. Durch die Löcher im Aluminiumklebeband können Widerstandsthermometer zur direkten Messung der PCM Temperatur eingesetzt werden. (b)

Insgesamt sind in zwei Spalten mit jeweils zwölf Reihen 24 rechteckige Strömungskanäle mit einer Breite von 41,3 mm und einer Höhe von 2,18 mm vorgesehen. Dabei beträgt die Wandstärke der Strömungskanäle 0,8 mm und die der externen Wände 1,6 mm. Die Länge des Probenkörpers entspricht bei der Herstellung im 3D-Drucker der Aufbauhöhe auf der Plattform. Um Druckfehler aufgrund der geringen Wandstärke der Strömungskanäle zu reduzieren, wird die Aufbauhöhe begrenzt. Der letztlich resultierende Probenkörper besteht aus vier hintereinander angeordneten Einzelteilen mit einer Gesamtlänge von 280 mm (siehe Abbildung 5.16b). Die Schichtdicke des PCM beträgt zwischen den Strömungskanälen und in Richtung der äußeren Wände jeweils 6 mm.

Tabelle 5.4: Eigenschaften des im Probenkörper verwendeten Phasenwechselmaterials RT26

Eigenschaft	Wert
Schmelztemperaturbereich	22 °C – 27 °C
Erstarrungstemperaturbereich	24 °C – 26 °C
maximale Arbeitstemperatur	60 °C
spezifische Wärmekapazität	2 kJ kg ⁻¹ K ⁻¹
Wärmeleitfähigkeit	0,2 W m ⁻¹ K ⁻¹
Dichte (flüssig)	750 kg m ⁻³
Volumenausdehnung	12,5 %

Zur Untersuchung des Probenkörpers wird das organische PCM RT26 der Firma Rubitherm Technologies GmbH verwendet. Die Eigenschaften des Materials RT26 sind in Tabelle 5.4 zusammengefasst. Zwischen 20 °C und 35 °C beträgt die Speicherkapazität des PCM 180 kJ kg⁻¹. Der Schmelztemperaturbereich erstreckt sich von 22 °C bis 27 °C mit einer Schmelzenthalpie von 157 kJ kg⁻¹. Die höchste Teilenthalpie ergibt sich sowohl für den Schmelz- als auch Erstarrungsvorgang bei 25 °C (siehe Anhang B.1). Durch das Loch auf der Oberseite des Probenkörpers wird das PCM im flüssigen Zustand eingefüllt. Die verwendete Masse des PCM wird anhand von Gewichtsmessungen des leeren und des befüllten Probenkörpers bestimmt. Die Masse des PCM für vier konsekutiv angeordnete Probenkörper beträgt dabei 1,355 kg und die der Verkapselung 1,042 kg. Insgesamt ergibt sich demnach eine Gesamtmasse von 2,397 kg. Im Folgenden werden die vier konsekutiv angeordneten Probenkörper nur noch als ein Probenkörper bezeichnet.

5.2.2 Aufbau der Versuchsstände

Zur Bewertung des Probenkörpers werden zwei unterschiedliche Versuchsaufbauten genutzt. Der erste Versuchsaufbau wird zur Untersuchung der Kühlleistung sowie der Druckverluste verwendet. Mit Hilfe des zweiten Versuchsstands wird die Eindringtiefe der Luftströmung in einen Raum messtechnisch erfasst.

Versuchsstand zur Untersuchung der Kühlleistung und des Druckverlusts

In Abbildung 5.17 ist die konstruktive Umsetzung und in Abbildung 5.18 eine schematische Darstellung des Versuchsaufbaus zur Untersuchung der Kühlleistung und des Druckverlusts gegeben.

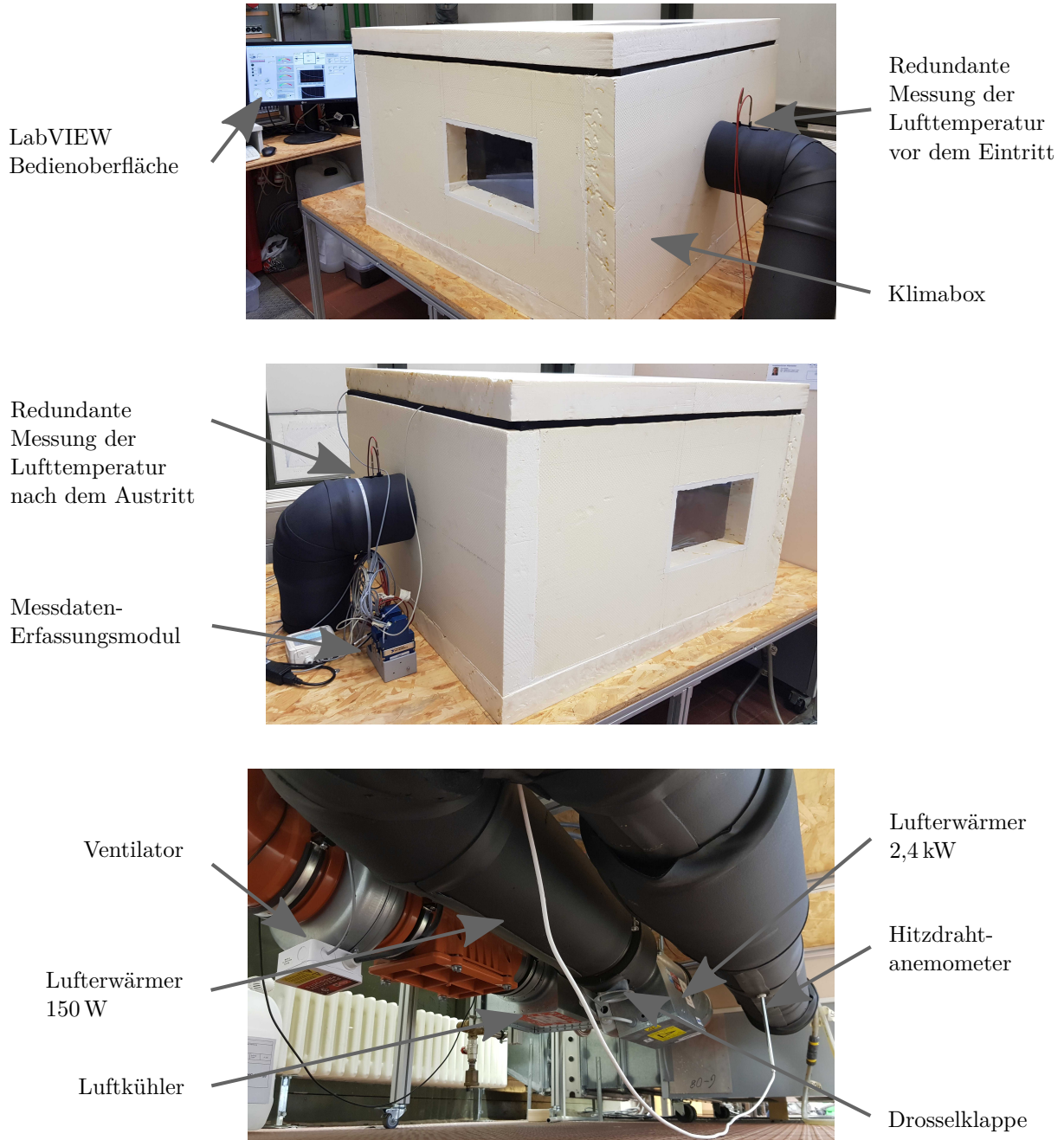
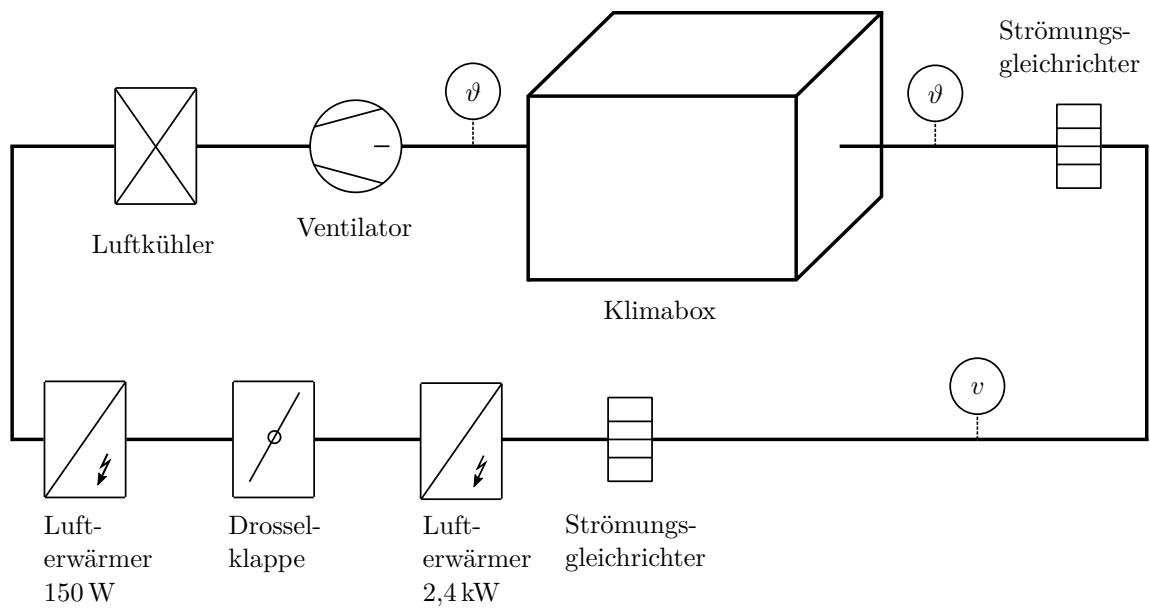
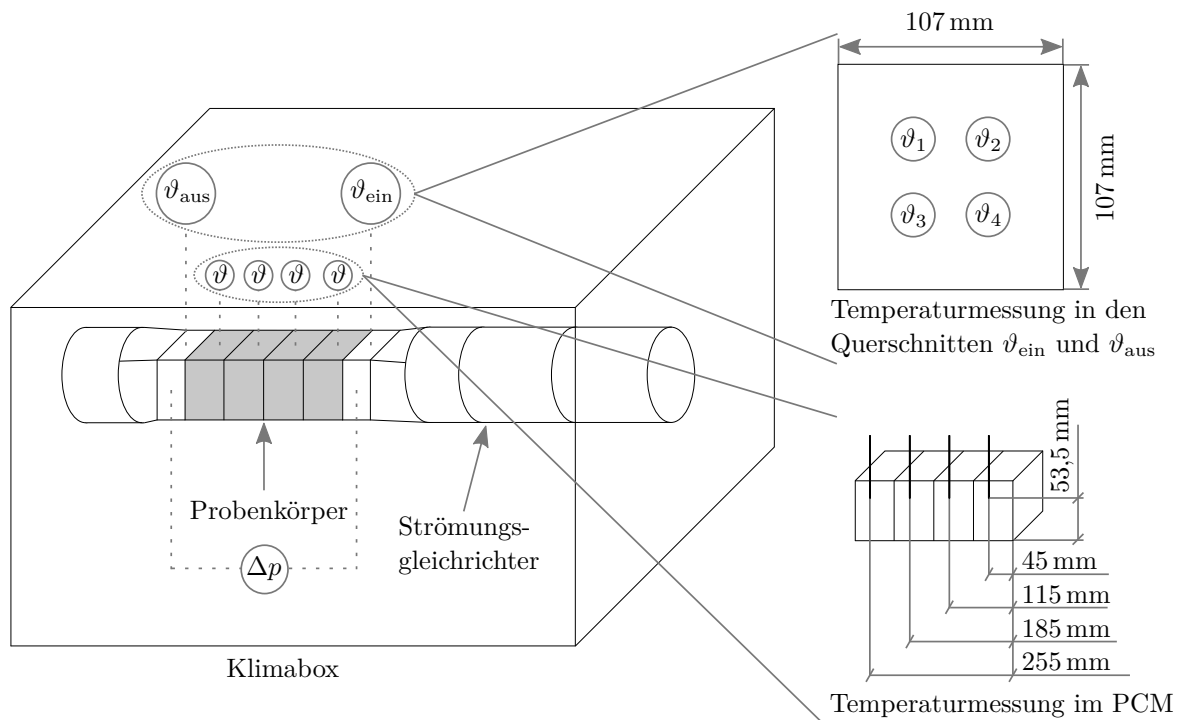


Abbildung 5.17: Konstruktive Umsetzung des Versuchsstands zur Evaluation der Kühlleistung und des Druckverlusts



(a)



(b)

Abbildung 5.18: Schematische Darstellung des Versuchsstands zur Evaluation der Kühlleistung und des Druckverlusts (a); Detaillierte Skizze der in der Klimabox verwendeten Messstellen (b)

Tabelle 5.5: Messtechnische Ausstattung des Versuchsstands zur Evaluierung der Kühlleistung und des Druckverlusts

Messgröße		Messumformer/-prinzip	Messunsicherheit
Temperatur	ϑ	Pt 100 (Genauigkeitskl. 1/10 DIN B)	$\pm 1/10 \cdot (0,3 + 0,005 \cdot \vartheta)$ K
Geschwindigkeit	v	Hitzdrahtanemometer, Messbereich: 0 ... 8 m s ⁻¹	$\pm 3\%$ v. Mw. $\pm 0,03$ m s ⁻¹
Druckdifferenz	Δp	Keramik-Biegebalken, Messbereich: 0 ... 300 Pa	$\pm 2\%$ v. Ew.

Innerhalb des Versuchsstands wird die Luft in einem geschlossenen Kreislauf durch einen Axialventilator gefördert. Der Volumenstrom ist dabei von ca. 15 m³ h⁻¹ bis 150 m³ h⁻¹ frei einstellbar. Durch einen Luftkühler sowie zwei elektrische Lufterwärmer ist die Temperatur der Luftströmung in einem Bereich von 10 °C bis 50 °C im Eintrittsbereich in die Teststrecke unabhängig von der Umgebungstemperatur regelbar.

Um den Einfluss der Umgebung zu minimieren, ist die eigentliche Versuchsstrecke in einer 0,6 m³ großen Styrodurbox mit einer Grundfläche von 1 m² untergebracht. Innerhalb der Klimabox befindet sich eine weitere isolierte abschirmende Box mit Deckel, sowie ein Vakuumschlauch. Der Vakuumschlauch dient der Strömungsführung und ist mit einem Strömungsgleichrichter ausgestattet, um eine gleichmäßige Anströmung des Probenkörpers zu gewährleisten. In einem Abstand von ca. 5 cm vor dem Eintritt der Luftströmung in den Probenkörper wird die Temperatur über dem Querschnitt mittels vier kalibrierten Platin-Widerstandsthermometer des Typs Pt 100 gemessen (siehe Abbildung 5.18b). Die Größe des Querschnitts entspricht der Anströmfläche des Probenkörpers. Die Eintrittstemperatur ergibt sich aus dem arithmetischen Mittelwert der vier Widerstandsthermometer. Um die Temperaturdifferenz über den Probenkörper zu ermitteln, wird in gleicher Weise die Austrittstemperatur im Abströmbereich ermittelt. Zusätzlich werden weitere vier Widerstandsthermometer in den Probenkörper eingebracht, um die Temperatur des PCM zu messen. Des Weiteren wird der Druckverlust über den Probenkörper über eine Differenzdruckmessung bestimmt. Über eine Geschwindigkeitsmessung mittels Hitzdrahtanemometer kann der resultierende Luftvolumenstrom berechnet werden (siehe Abbildung 5.18a). Hierbei sind sowohl ein weiterer Strömungsgleichrichter als auch ausreichende Ein- und Auslaufstrecken berücksichtigt. Weitere Angaben zur verwendeten Messtechnik sind in Tabelle 5.5 zu finden.

Zur Veranschaulichung ist in Abbildung 5.19 der Probenkörper der Variante I im eingebauten Zustand dargestellt. Beim Einbau ist darauf zu achten, dass insbesondere der Bereich zwischen den Querschnittsmessungen vollständig isoliert ist, um äußere Einflüsse auszuschließen. Im installierten Zustand und bei maximal förderbarem Volumenstrom wurde die Versuchsanordnung über eine Nebelpistole auf Leckage untersucht. Zusätzlich wurde die Plausibilität der Temperaturmessungen für stationäre Zustände überprüft. Die maximale Abweichung zwischen den Widerstandsthermometern am Ein- und Austritt aus dem Probenkörper lag bei einem Temperaturniveau von 25 °C bei $\pm 0,03$ °C und damit innerhalb der Messunsicherheit.



Abbildung 5.19: Probenkörper der Variante I im eingebauten Zustand im Versuchsstand

Versuchsstand zur Eindringtiefe der Luftströmung in einen Raum

Aufgrund der Platzierung des PCM-Kühlelements auf dem Schreibtisch, ist der Wirkungsbereich bzw. die Eindringtiefe der Luftströmung in den Raum zu berücksichtigen. Die Eindringtiefe muss mindestens den Abstand zwischen dem Austritt des Kühlelements und dem Nutzer erreichen. Zusätzlich sollte die Strömungsgeschwindigkeit beim Auftreffen auf den Nutzer mindestens $0,3 \text{ m s}^{-1}$ betragen, um die freie Konvektion im körpernahen Bereich zu stören (siehe Kapitel 4.3.2). Eine theoretische Berechnung der Eindringtiefe auf Basis der vorhandenen Freistahltheorien ist dabei nicht zielführend, da die oftmals geforderten Voraussetzungen für die Berechnung wie zum Beispiel ein isothermer Freistahl nicht gegeben sind. Zudem ist aus den Untersuchungen des PCM-Turms bekannt, dass mittels Nebel die Visualisierung des Wirkungsbereichs sowie der Eindringtiefe der Strömung in den Raum möglich ist (siehe Anhang 5.9). In Anlehnung an den Einsatzbereich ist der

Versuchsaufbau in Abbildung 5.20 gezeigt.

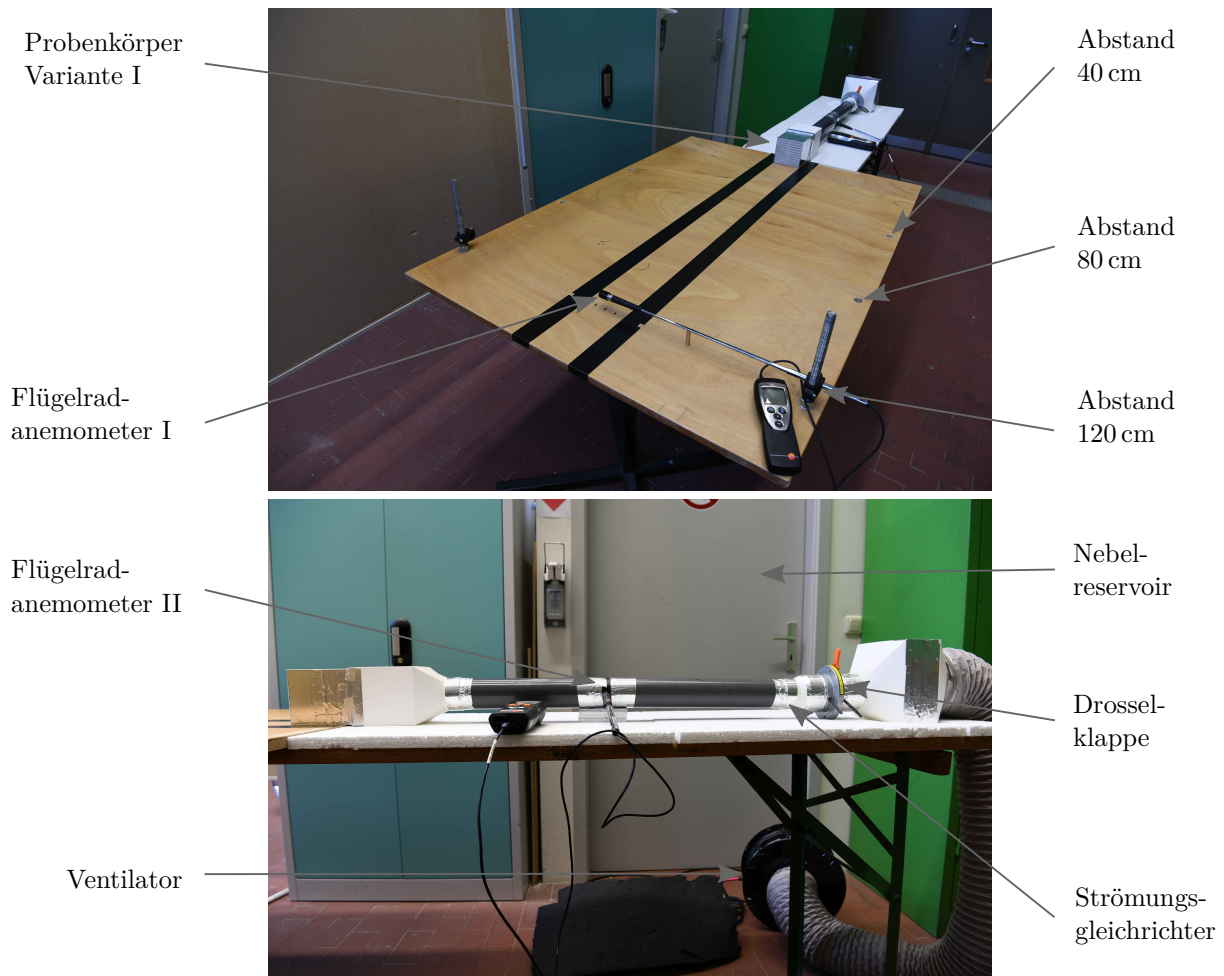


Abbildung 5.20: Konstruktive Umsetzung des Versuchsstands zur Evaluation des Wirkbereichs und zugehörigen Strömungsgeschwindigkeiten

Durch eine Tischplatte wird der Aufstellort des Probenkörpers an einem Büroarbeitsplatz simuliert. Hierbei findet eine ungestörte Strömung über den gesamten Bereich statt. Der geforderte Luftvolumenstrom von $25 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ wird über einen Ventilator in Verbindung mit einer Drosselklappe realisiert und durch ein Flügelradanemometer mit dem Durchmesser 60 mm überprüft. Querströmungen oder sonstige Störungen der Luftströmung werden nicht erfasst. In einem Abstand von 40 cm, 80 cm und 120 cm vom Probenkörper werden die Strömungsgeschwindigkeiten mit Hilfe eines Flügelradanemometers mit dem Durchmesser 16 mm gemessen. Spezifische Angaben zur verwendeten Messtechnik ist in Tabelle 5.6 zu finden.

5.2.3 Experimentelle Untersuchungen zu Kühlleistung und Druckverlust des Probenkörpers Variante I

Die im Folgenden vorgestellten experimentellen Untersuchungen beziehen sich in allen Fällen auf den Probenkörper der Variante I. Um generelle Einschätzungen für die Kühl-

Tabelle 5.6: Messtechnische Ausstattung des Versuchsstands zur Evaluierung der Eindringtiefe

Messgröße	Messumformer/-prinzip	Messunsicherheit
Geschwindigkeit v	Flügelradanemometer I (16 mm), Messbereich: 0,6 ... 40 m s ⁻¹	$\pm 0,2 \text{ m s}^{-1} \pm 1,5 \% \text{ v. Mw.}$
Geschwindigkeit v	Flügelradanemometer II (60 mm), Messbereich: 0,25 ... 20 m s ⁻¹	$\pm 0,1 \text{ m s}^{-1} \pm 1,5 \% \text{ v. Mw.}$

Tabelle 5.7: Randbedingungen der Versuchsreihe mit Probenkörper Variante I

Versuch Nr.	Volumenstrom in m ³ s ⁻¹	Eintrittstemperatur in °C	
		Kühlen/Schmelzen	Heizen/Erstarren
1	57	35	15
2	60	30	15
3	59	27,5	15
4	41	35	15
5	40	30	15
6	41	27,5	15
7	21	35	15
8	22	30	15
9	23	27,5	15

leistung, den Druckverlust und die mögliche Einsatzzeit zu erhalten, werden mehrere Versuche mit unterschiedlich konstanten Eintrittstemperaturen und Volumenströmen durchgeführt. Ein Versuch besteht dabei aus einem vollständigen Schmelz- und Erstarrungsvorgang bei dem der Volumenstrom konstant gehalten wird. Die verschiedenen Versuche haben gemeinsam, dass der Versuchsaufbau und der Probenkörper inklusive PCM auf 15 °C konditioniert werden. Diese Temperatur ist in Anlehnung an den realen Einsatz und eine vorher stattfindende vollständige Erstarrung des PCM in einem Kühlschrank gewählt. Sobald sich alle Komponenten auf diesem Temperaturniveau befinden, wird die Eintrittstemperatur in die Teststrecke erhöht und somit der Versuchsdurchgang gestartet.

Die durchgeführte Versuchsreihe besteht aus neun Versuchen (siehe Tabelle 5.7). Die Randbedingungen sind dabei auf Basis der Funktionsweise des Probenkörpers im vorgesehenen Einsatzszenario benannt. Die Bezeichnung *Kühlbetrieb* entspricht daher dem Schmelzvorgang des PCM innerhalb des Probenkörpers.

In Anlehnung an Gleichung 5.1 wird jeweils das arithmetische Mittel der Temperaturmessungen am Ein- und Austritt des Probenkörpers zur Bestimmung der Temperaturdifferenz verwendet. Die Kühlleistung berechnet sich äquivalent zu Gleichung 5.2, wobei die temperaturabhängigen Stoffdaten anhand der Eintrittstemperatur ermittelt werden. Zusätzlich wird die mögliche Einsatzzeit berücksichtigt. Hierbei wird angenommen, dass bei einer Temperaturdifferenz von über 0,5 °C zur Raumtemperatur ein bemerkbarer Kühleffekt vorhanden ist. Nach Start des Versuchs kann die Einsatzzeit über die Gleichung 5.12 bestimmt werden. Ausschließlich die Messdaten innerhalb dieser Einsatzzeit werden zur Berechnung der Leistungskennwerte verwendet.

$$\tau_{\text{PCS,EZ}} = \tau(\Delta T_{\text{PCS}} < 0,5 \text{ °C}) - \tau(\Delta T_{\text{PCS}} > 0,5 \text{ °C}) \quad (5.12)$$

Beispielhaft ist in Abbildung 5.21 der Schmelz- und anschließende Erstarrungsvorgang von Versuch Nr. 4 dargestellt. Die grau hinterlegten Flächen markieren dabei die verwendeten Laufzeiten zur Bestimmung der Einsatzzeit.

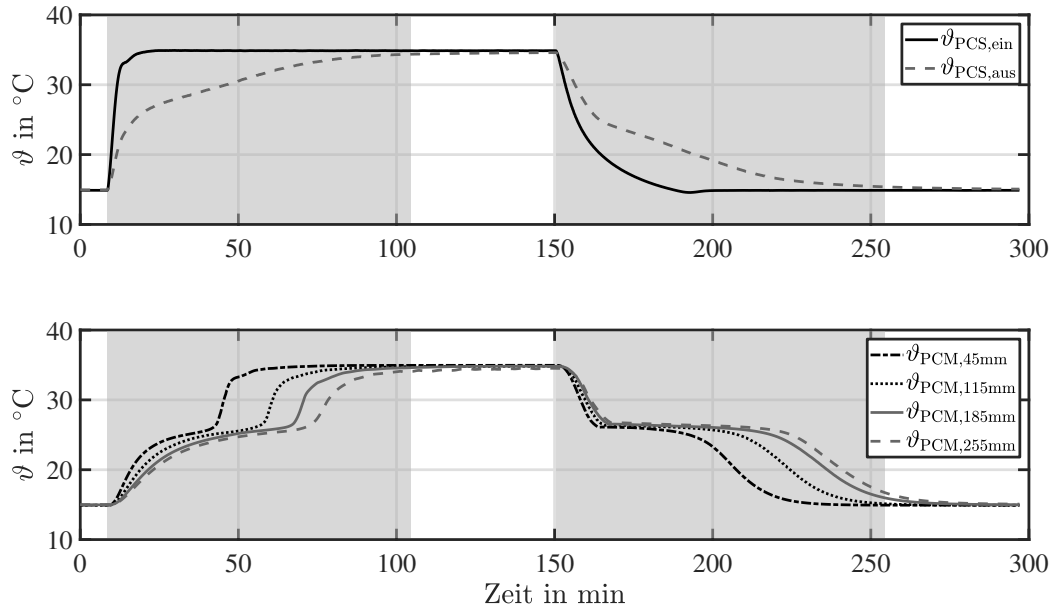


Abbildung 5.21: Zeitlicher Verlauf der Eintritts- und Austrittstemperaturen, sowie die Temperaturen des PCM innerhalb des Probenkörpers. Die grau hinterlegten Flächen entsprechen den Zeiträumen des Schmelzens und Erstarrens.

Nach dem Start des Schmelzvorgangs wird die Eintrittstemperatur konstant gehalten, sobald die in diesem Versuch gewünschte Temperatur von 35 °C erreicht ist. Der Schmelzvorgang ist beendet, sobald die Temperaturdifferenz zwischen Ein- und Austritt kleiner als 0,5 K ist. Anschließend erfolgt die vollständige Konditionierung des Versuchsstands auf 35 °C. Die gleiche Vorgehensweise wird für den Erstarrungsvorgang angewandt. Es ist zu erkennen, dass die Eintrittstemperatur im Vergleich zum Schmelzvorgang den Zielwert von 15 °C deutlich langsamer erreicht. Dies ist auf die begrenzte Leistung des Luftkühlers zurückzuführen. Die Auswertung der Leistungskennwerte erfolgt, in Anlehnung an den gewünschten Einsatzfall, daher nur für den Schmelzvorgang. Die Unterschiede in den Temperaturverläufen des PCM zwischen Schmelzen und Erstarren sind in den jeweiligen Teilenthalpien der beiden Vorgänge zu finden (siehe Anhang B.1). Beim Aufheizen liegen höhere Teilenthalpien im Temperaturbereich von 23 °C bis 27 °C vor, wohingegen beim Abkühlen der Bereich von 24 °C bis 26 °C entscheidend ist.

Zur Überprüfung der Plausibilität der Messung wird die vom PCM aufgenommene und abgegebene Energiemenge auf Basis der gemessenen Temperaturen im PCM mit Hilfe des Datenblatts abgeschätzt und mit einer luftseitigen Bilanz (siehe Gleichung 5.13) abgeglichen.

$$Q_{\text{PCS,PW}} = \int \dot{Q}_{\text{PCS,PW}} d\tau_{\text{PW}} \quad (5.13)$$

Für den Schmelzvorgang ergibt sich bei luftseitiger Bilanzierung eine übertragene Energiemenge von $(82,66 \pm 4,02)$ Wh und für den Erstarrungsvorgang $(79,99 \pm 3,71)$ Wh. Der

niedrigere Wert des Erstarrungsvorgangs ist auf den Versuchsablauf bzw. die Definition der Einsatzzeit in diesem Betrieb zurückzuführen. Am Ende des definierten Zeitraums hat die letzte gemessene Temperatur im PCM noch nicht den Ausgangszustand von $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ erreicht. Im Vergleich dazu ergibt sich für den im Datenblatt (siehe Anhang B.1) verfügbaren Temperaturbereich von $19\text{ }^{\circ}\text{C}$ bis $34\text{ }^{\circ}\text{C}$ eine durchschnittliche Energiemenge von ca. 74 Wh . Zusätzlich muss das Material der Verkapselung berücksichtigt werden. Für eine angenommene spezifische Wärmekapazität von $1,2\text{ kJ kg}^{-1}\text{ K}^{-1}$ ergibt sich bei einer Temperaturdifferenz von 20 K ein Beitrag von ca. 7 Wh . Aus dem Vergleich der luftseitig bilanzierten Energiemenge und der theoretisch erreichten Energiemenge wird die Güte der Versuchsergebnisse deutlich. Bemerkenswert ist zudem, dass der Anteil des Materials der Verkapselung bei geringfügig niedrigerer Masse im Vergleich zur Masse des PCM (Differenz ca. 300 g) bei weniger als 10% liegt.

Für den Schmelzvorgang ist die Temperaturdifferenz über den Probenkörper und die Kühlleistung in Abbildung 5.22 dargestellt. Innerhalb des betrachteten Zeitintervalls wird eine maximale Temperaturdifferenz von $(10,53 \pm 0,10)\text{ K}$ mit einer zugehörigen Kühlleistung von $(137,80 \pm 10,25)\text{ W}$ erreicht. Unter den betrachteten Randbedingungen führt dies zu einer durchschnittlichen Kühlleistung von $51,57\text{ W}$ und einer theoretischen Einsatzzeit von 96 min . Der Druckverlust liegt bei $(150 \pm 6)\text{ Pa}$.

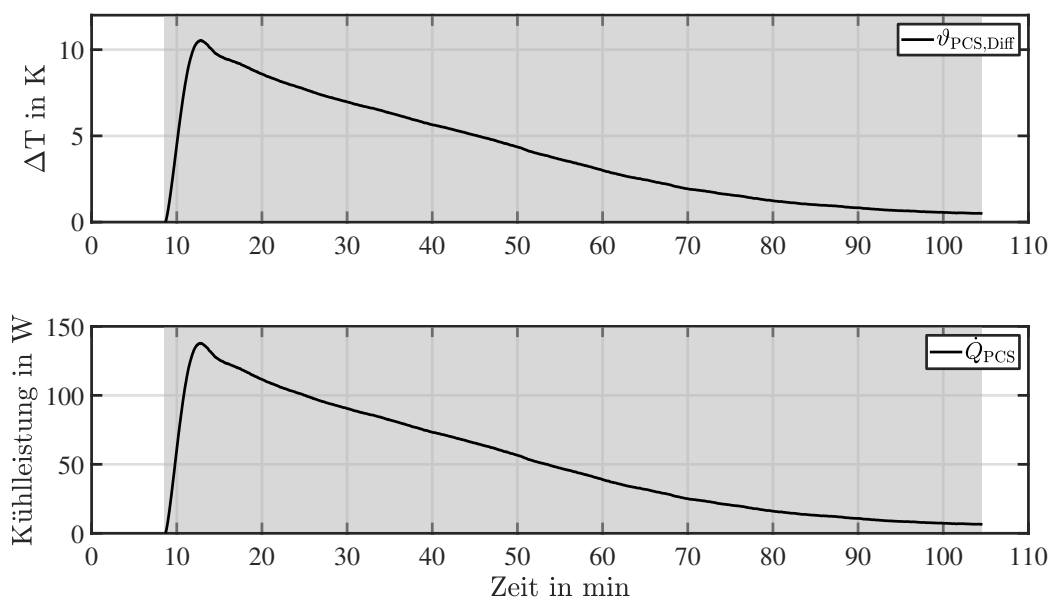


Abbildung 5.22: Darstellung der Temperaturdifferenz zwischen Ein- und Austritt aus dem Probenkörper und der Kühlleistung des Schmelzvorgangs von Versuch Nr. 4

In Tabelle 5.8 sind die weiteren Ergebnisse der Versuchsreihe zu finden. Anhand der Ergebnisse ist zu erkennen, dass die durchschnittliche Kühlleistung und demnach auch der zeitliche Verlauf der Kühlleistung für größere Temperaturdifferenzen zwischen der Eintrittstemperatur der Luft und der Schmelztemperatur des PCM höher ausfällt. Gleichzeitig führt dies zu kürzeren Einsatzzeiten im Kühlbetrieb. Daher sollte für einen aussagekräftigen Vergleich zwischen verschiedenen Designs von Probenkörpern die durchschnittliche Kühlleistung in einem festgesetzten Zeitintervall betrachtet werden. Dieses Zeitintervall

Tabelle 5.8: Ergebnisse der Versuchsreihe mit Probenkörper Variante I

Versuch Nr.	max. $\Delta T_{\text{PCS,K}}$ in K	max. $\dot{Q}_{\text{PCS,K}}$ in W	$\emptyset \dot{Q}_{\text{PCS,K}}$ in W	$\tau_{\text{PCS,K}}$ in min	Δp_{PCS} in Pa
1	10,71	193,8	69,99	71	250
2	6,97	136,11	44,82	101	276
3	6,55	126,3	28,1	142	278
4	10,53	137,8	51,57	96	150
5	8,5	110,72	31,89	141	149
6	6,5	87	20,44	201	150
7	13,42	89,78	27,89	156	76
8	10,05	72,45	20,45	204	75
9	9,41	71,13	13,09	308	75

könnte zum Beispiel anhand von Pausenzeiten festgelegt werden. Des Weiteren ist zu erkennen, dass höhere Luftvolumenströme bei gleichen Eintrittsbedingungen zu höheren maximalen Kühlleistungen führen.

Beim Vergleich der Versuche mit einem Luftvolumenstrom von ca. $22 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ zu höheren Volumenströmen fällt auf, dass zu bevorzugende größere Temperaturdifferenzen bei niedrigeren Luftvolumenströmen erreicht werden. Dies lässt sich anhand der vereinfachten Annahme von einer konstanten Wandtemperatur beim Schmelzvorgang erklären. Bezüglich der maximalen Einsatzzeit im Kühlbetrieb ist zu erkennen, dass kleinere Temperaturdifferenzen zwischen Eintrittstemperatur und Schmelztemperaturbereich, sowie niedrigere Luftvolumenströme vorteilhaft sind.

Gleichzeitig ist der größere Leistungsbedarf eines Ventilators bei höherem Druckverlust zu berücksichtigen. Dieser Zusammenhang korreliert mit höheren Luftvolumenströmen. Allerdings darf der Luftvolumenstrom im Einsatzfall nicht unter die eingangs festgelegte Randbedingung von $25 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ fallen und muss zusätzlich ausreichen, um die Distanz zwischen Nutzer und PCS zu überbrücken. Dieser Zusammenhang wird in Abschnitt 5.2.4 untersucht.

Die Übertragung der Erkenntnisse auf zukünftige Konstruktionen gleichartiger PCM-Kühlelemente lässt erkennen, dass niedrige Volumenströme aufgrund der geringeren Druckverluste, höheren Einsatzzeiten und größeren Temperaturdifferenzen zu bevorzugen sind. Zusätzlich ist die maximale Kühlleistung keine sinnvolle Optimierungsgröße für den betrachteten Einsatzfall, da diese maßgeblich von der Temperatur zu Beginn des Versuchs und der Zieltemperatur abhängt. Hinzu kommt, dass das Überschwingverhalten aufgrund von regelungstechnischen Vorgängen ebenfalls einen Einfluss hat. Eine objektive Bewertung bzw. ein Vergleich ist anhand der maximalen Temperaturdifferenz daher nicht möglich.

5.2.4 Experimentelle Untersuchungen zur Eindringtiefe der Luftströmung des Probenkörpers Variante I

Neben der thermischen Evaluation ist die Überprüfung des Abströmbereichs des Probenkörpers zu beachten. Es ist erforderlich, dass die erzeugte Luftströmung die Distanz

zwischen Austritt aus dem Probenkörper und dem Nutzer überbrückt. Anhand des Versuchsaufbaus zur Untersuchung der Eindringtiefe der Luftströmung (siehe Kapitel 5.2.2) wird diese Randbedingung untersucht.

Hierbei wird im ersten Schritt mit Hilfe eines Nebelversuchs der Abströmbereich des Probenkörpers bei den gegebenen Randbedingungen identifiziert. In Abbildung 5.23 sind verschiedene Ansichten der Luftströmung dargestellt. Zu beachten ist, dass es sich in jedem der vier Bilder um eine einzelne Versuchsdurchführung handelt, sodass die Blickdichte des Nebels voneinander abweicht.



Abbildung 5.23: Visualisierung des Abströmbereichs des Probenkörpers Variante I mittels Nebel

Es ist zu erkennen, dass die Luftströmung im Nahbereich des Probenkörpers sehr kompakt bleibt und ab einem Abstand von ca. 40 cm beginnt aufzufächern. Die horizontale Ausdehnung beträgt im Maximum ca. 30 cm und in vertikaler Richtung 18 cm. Innerhalb dieses festgelegten Bereichs erfolgt an definierten Messpunkten die Erfassung der Strömungsgeschwindigkeit bei konstanten Randbedingungen (siehe Abbildung 5.24).

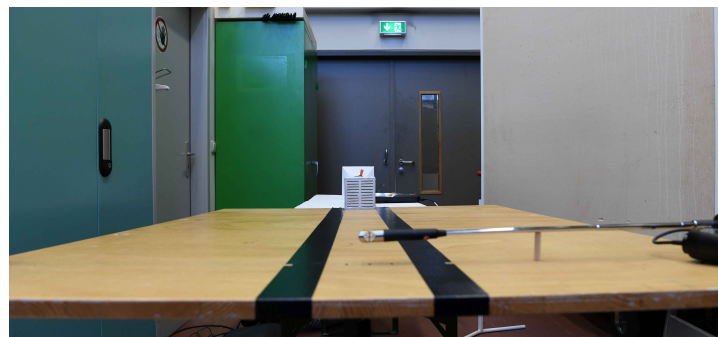


Abbildung 5.24: Ansicht entgegen der Strömungsrichtung des Probenkörpers Variante I

Die maximalen gemessenen Strömungsgeschwindigkeiten inklusive der zugehörigen Messstelle im Messraster sind in Tabelle 5.9 aufgelistet. Die höchste Geschwindigkeit von

Tabelle 5.9: Maximale gemessene Geschwindigkeiten in verschiedenen Abständen vom Probenkörper

Abstand zum Probenkörper in cm	max. Geschwindigkeit in m s^{-1}	Messstelle
40	$1,8 \pm 0,227$	14
80	$1,4 \pm 0,221$	14, 15
120	$1,2 \pm 0,218$	15

$1,8 \text{ m s}^{-1}$ ist wie zu erwarten im Abstand von 40 cm aufgetreten. In einer für den Einsatzfall realistischen Entfernung von 80 cm wird noch eine Geschwindigkeit von $1,4 \text{ m s}^{-1}$ erreicht. Die ermittelten Werte zeigen, dass unter den betrachteten Randbedingungen ausreichende Strömungsgeschwindigkeiten für den gewählten Einsatzfall vorhanden sind. Allerdings ist zu beachten, dass bei dieser Betrachtung die Luftströmung durch den Probenkörper keine Temperierung erfährt und annähernd mit Raumtemperatur aus dem Probenkörper austritt. Im späteren Anwendungsfall wird die Luft durch den Probenkörper gekühlt, sodass sich ein leicht abweichendes Strömungs- und Geschwindigkeitsfeld einstellen wird.

Abschließend ist in Abbildung 5.25 eine zwischen den Messpunkten interpolierte Verteilung der Geschwindigkeit dargestellt. Die mögliche lokale Fokussierung der Kühlwirkung ist anhand der vorhanden Kernströmung zu erkennen. Zwischen der Entfernung von 80 cm und 120 cm ist eine verstärkte Aufweitung der Strömung zu erkennen, sodass der Einsatzbereich auf die Entfernung von 80 cm beschränkt werden sollte.

5.2.5 Zusammenfassung der experimentellen Ergebnisse zum Phasenwechselmaterial-Kühlelement

Anhand der experimentellen Untersuchungen des PCM-Kühlelements kann gezeigt werden, dass durch die Verkleinerung der Konstruktion eine Verbesserung der Fokussierung der Luftströmung im Vergleich zum PCM-Turm erreicht werden kann. Zusätzlich kann durch das niedrige Gewicht und die geringen Maße eine Regeneration des PCM außerhalb der Nutzungszone sichergestellt werden.

Die Kühlleistung des Probenkörpers ist stark vom Luftvolumenstrom abhängig. Unter Berücksichtigung aller Randbedingungen ist ein niedriger Volumenstrom anzustreben. Dies führt neben geringeren Druckverlusten zu höheren Temperaturdifferenzen und längeren möglichen Einsatzzeiten des PCM-Kühlelements.

Allerdings erfordern niedrige Volumenströme eine Überprüfung der möglichen erreichbaren Eindringtiefe der Strömung. Für die hier betrachteten Randbedingungen von $25 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ sind Luftgeschwindigkeiten von bis zu $1,4 \text{ m s}^{-1}$ in einer Entfernung von 80 cm vom Probenkörper erreichbar.

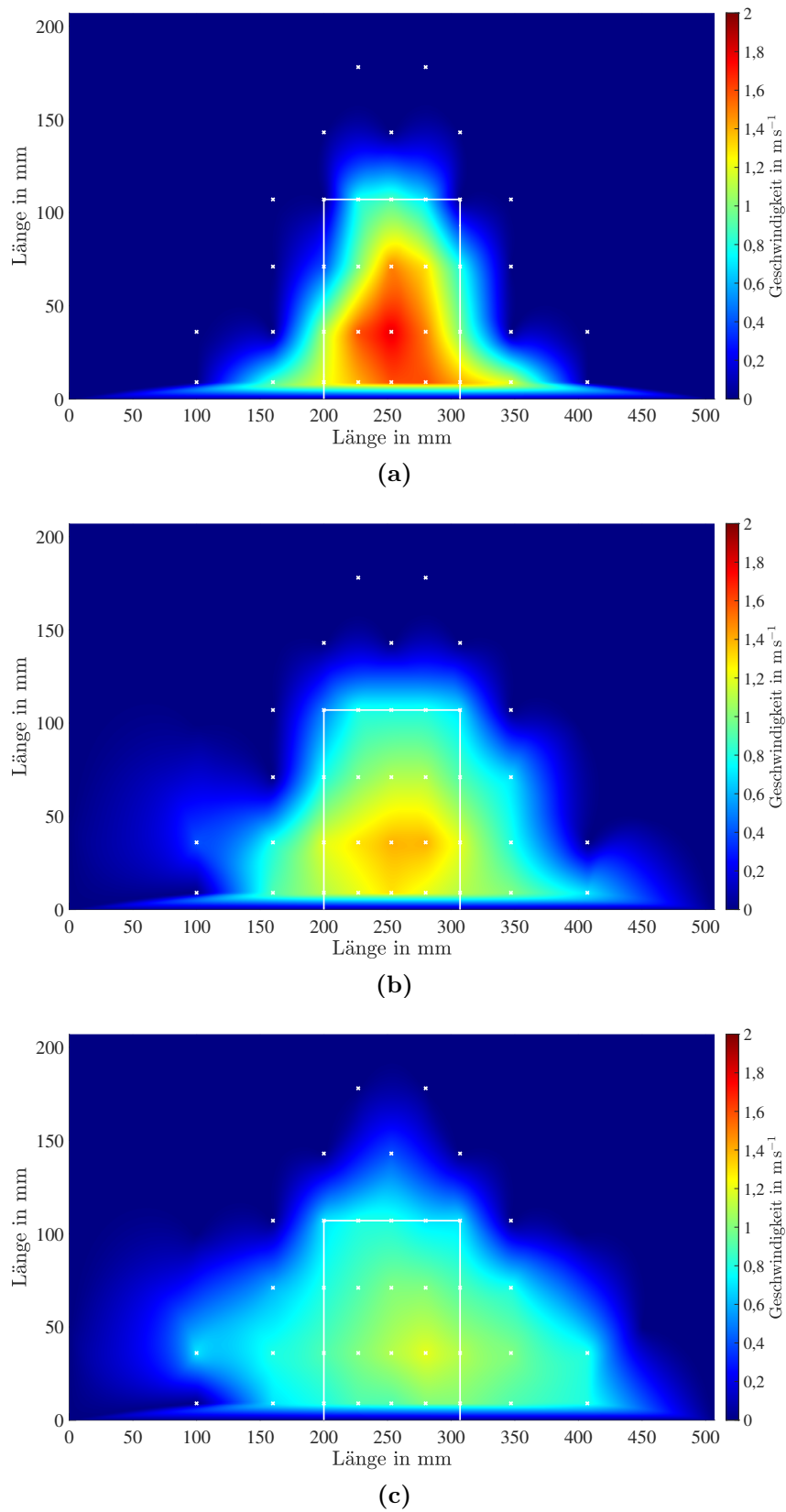


Abbildung 5.25: Interpolation der gemessenen Luftgeschwindigkeiten im Abströmbereich des Probenkörpers in (a) 40 cm, (b) 80 cm und (c) 120 cm Abstand. In weiß sind die Umrisse des Probenkörpers sowie die Messstellen des Messrasters angedeutet.

6 Simulation und Optimierung des Phasenwechsellmaterial-Kühlelements

Die experimentellen Ergebnisse des Probenkörpers Variante I zeigten deutliches Optimierungspotential des PCM-Kühlelements. Hierbei ist insbesondere der Druckverlust zu reduzieren, um für den Betrieb einen möglichst geringen elektrischen Energiebedarf zu ermöglichen. Im Folgenden wird eine Optimierung des Probenkörpers anhand einer approximierenden numerischen Feldsimulation mittels des kommerziellen Programms *Star-CCM+* durchgeführt. Als Basis wird hierbei die Finite-Volumen-Methode mit eulerscher Betrachtungsweise angewandt. Dazu werden die dreidimensionale Geometrie des Probenkörpers Variante I (siehe Kapitel 5.2.1) sowie eventuelle Ein- und Auslaufbereiche als Berechnungsgebiet definiert. Durch die anschließende Unterteilung des Berechnungsgebiets in kleinere ortsfeste Volumina entsteht ein numerisches Gitter, innerhalb dessen die Modellgleichungen gelöst werden können.

Um eine numerische Optimierung des PCM-Kühlelements zu ermöglichen, werden zwei Modelle in Anlehnung an die in Kapitel 5.2 vorgestellten Versuchsstände erstellt. Nach einer Plausibilitätsprüfung und Verifizierung erfolgt die Validierung der Modelle anhand der vorhandenen Messdaten. Anschließend erfolgt die Optimierung des PCM-Kühlelements bezüglich festgelegter Parameter. Abschließend wird der optimierte Probenkörper als Variante II in der Realität konstruiert und die thermische Leistung im Versuchsstand überprüft.

6.1 Modell zur Untersuchung der Eindringtiefe der Luftströmung

Das CFD-Modell des Probenkörpers Variante I wird äquivalent der Abmessungen nach Kapitel 5.2.1 erstellt. Eine Einlaufstrecke von 25 cm wird vorgesehen, um eine ausgebildete Anströmung zu erreichen. Die Dimensionen des Abströmbereichs sind aus numerischen Voruntersuchungen bekannt und so gewählt, dass keine Beeinflussung der Abströmung durch Grenzen des Berechnungsgebiets vorliegen. Dem Einsatzfall entsprechend ist nur eine der an den Probenkörper grenzenden Flächen als Wand ausgeführt. Da ausschließlich die Strömung untersucht werden soll, werden Wärmetransportvorgänge nicht berücksichtigt.

Tabelle 6.1 zeigt die wichtigsten physikalischen Modelle zur Bestimmung der Eindringtiefe der Luftströmung. In Anlehnung an die experimentelle Umsetzung wird mittels eines stationären Gleichungslösers eine konstante Lösung erreicht. Zusätzlich wird die Luft als ideales Gas betrachtet und die Temperatur auf einen konstanten Wert festgelegt.

Tabelle 6.1: Ausgewählte Modelle für die Bestimmung der Eindringtiefe der Strömung

Kategorie	Modell
Time	Steady
Material	Gas
Flow	Segregated Flow
Equation of State	Ideal Gas
Viscous Regime	Laminar

Der dreidimensionale Probenkörper wird mit automatisierten Verfahren in eine Vielzahl kleiner Volumina unterteilt. In Wandnähe oder an Grenzflächen erfolgt die Beschreibung des numerischen Gitters mit zwei orthogonalen Prismenschichten. Das verbleibende Volumen wird über ein polyedrisches Gitter abgebildet. Beide Gittertypen werden in der Größe der erzeugten Volumina durch eine Basisgröße beschränkt. Um die Unabhängigkeit der Ergebnisse vom numerischen Gitter zu untersuchen und das Modell zu validieren, sind in Tabelle 6.2, neben den maximalen Geschwindigkeiten aus den experimentellen Untersuchungen aus Kapitel 5.2.4, die Simulationsergebnisse bei unterschiedlichen Basisgrößen dargestellt.

Tabelle 6.2: Vergleich der numerischen und experimentellen Ergebnisse zur Eindringtiefe der Luftströmung

Abstand zum Probenkörper in cm	num. Ergebnisse Basisgröße in mm			exp. Ergebnis
	20	15	10	
40	1,63 m s ⁻¹	1,65 m s ⁻¹	1,66 m s ⁻¹	1,8 ± 0,227 m s ⁻¹
80	1,48 m s ⁻¹	1,47 m s ⁻¹	1,47 m s ⁻¹	1,4 ± 0,221 m s ⁻¹
120	1,32 m s ⁻¹	1,32 m s ⁻¹	1,32 m s ⁻¹	1,2 ± 0,218 m s ⁻¹

Die Ergebnisse der numerischen Untersuchung stimmen ausreichend mit den experimentell ermittelten Geschwindigkeitswerten überein. Die Abweichung liegen hierbei innerhalb der Messunsicherheit, sodass das Modell als validiert betrachtet werden kann. Zusätzlich ist in Abbildung 6.1 die interpolierte Verteilung der Geschwindigkeiten aus der Simulation abgebildet. Als Grundlage der Interpolation sind die Messpunkte aus dem Messraster der experimentellen Untersuchungen gewählt. Auch der Vergleich dieser Abbildung mit der Darstellung der Interpolation der experimentellen Daten (siehe Abbildung 5.25) zeigt eine ausreichende Übereinstimmung.

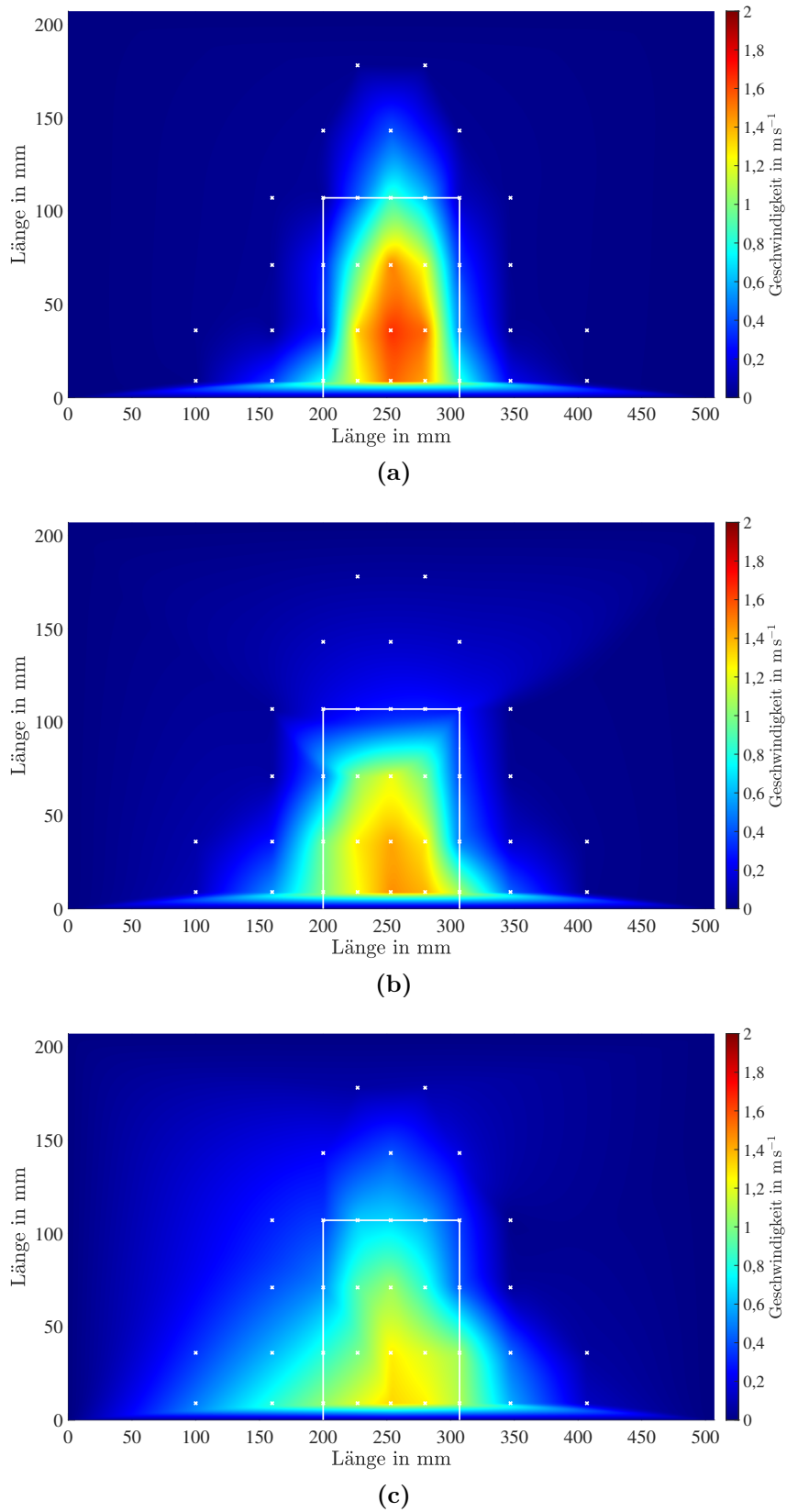


Abbildung 6.1: Interpolation der numerisch ermittelten Luftgeschwindigkeiten im Abströmereich des Probenkörpers in (a) 40 cm, (b) 80 cm und (c) 120 cm Abstand. In weiß sind die Umrise des Probenkörpers sowie die Messstellen des Messrasters angedeutet.

6.2 Modell zur Untersuchung der Kühlleistung und des Druckverlusts

Ein weiteres CFD-Modell wird zur Untersuchung der Performance des Probenkörpers erstellt. In diesem Abschnitt werden die Modellerstellung und Validierung anhand von Messdaten beschrieben. Anschließend erfolgt die Optimierung der Geometrie hinsichtlich definierter Zielgrößen. Abschließend wird die optimierte Variante mittels 3D-Druck hergestellt und erneut auf dem Versuchsstand vermessen.

6.2.1 Modellerstellung

Das zweite CFD-Modell bildet den Versuchsstand aus Kapitel 5.2.2 mit dem Probenkörper Variante I inklusive des PCM ab. Zur Verkürzung der Rechenzeit wird zuerst ein weiterer Versuch auf dem Prüfstand mit der halben Länge des Probenkörpers durchgeführt. Das Modell entspricht demnach nur zwei konsekutiv hintereinander angeordneten Elementen (siehe Abbildung 5.16a) mit einer Gesamtlänge von 140 mm. Die Gesamtmasse vom PCM beträgt dann 675,5 g, während sie für die Verkapselung bei 529,36 g liegt. Die Temperatur der Vorkonditionierung liegt ebenfalls bei 15 °C und die Zieltemperatur bei 35 °C. Der eingestellte Volumenstrom beträgt $21,45 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$.

Die Abmessungen der Teststrecke sowie die Abstände zur Messung der Temperatur und des Druckverlusts entsprechen dem Versuchsaufbau. Lediglich im Nachlauf hinter dem Probenkörper ist eine Verlängerung um 50 cm vorgesehen, da aufgrund der Strömungsverhältnisse am Austritt des Probenkörpers insbesondere zum Start der Simulation an dieser Stelle Turbulenzen auftreten. Als Folge könnten durch Rückströmungen aus der Grenze des Berechnungsgebiets die Ergebnisse beeinflusst werden, was durch die Erweiterung des Abströmbereichs verhindert wird. Zudem wird angenommen, dass das komplette Berechnungsgebiet nach außen adiabat ist. Diese Annahme beruht auf der vorsorglichen mehrfachen Abschirmung der Teststrecke im Versuchsaufbau.

Für eine realistische Abbildung wird das Modell in drei beteiligte Komponenten aufgeteilt:

- Luft,
- PCM und
- Verkapselung.

Für jede Komponente erfolgt die Auswahl der physikalischen Modelle und der automatisierten Generierung des Berechnungsnetzes separat, da unterschiedliche Randbedingungen berücksichtigt werden müssen. Für das Luftvolumen wird die Vorgehensweise aus Kapitel 6.1 übernommen. Lediglich die Anzahl der Prismenschichten wird erhöht, um den wandnahen Bereich besser aufzulösen. Für die Verkapselung aus Plastik werden neben Prismenschichten in Wandnähe quaderförmige Volumenzellen verwendet. Aufgrund der

scharfkantigen Geometrie ohne Rundungen wird dieser Ansatz auch für das PCM verwendet. Die Gitterunabhängigkeit wurde überprüft und die Basisgröße auf 10 mm festgelegt.

Das luftseitige Volumen wird, wie bereits zuvor, als ideales Gas mit konstanten Stoffdaten betrachtet. Um die Turbulenzen im Austrittsbereich des Probenkörpers aufzulösen, wird der Reynolds-Averaged-Navier-Stokes Ansatz verwendet, der durch zeitliche Mittelung die Schwankungen eliminiert. Als Turbulenzmodell wird das κ - ϵ -Modell in der in *STAR-CCM+* vorhandenen erweiterten Form Realizable- κ - ϵ -Modell verwendet. Der zugehörige dimensionslose Wandabstand wurde in diesem Zusammenhang auf Gültigkeit überprüft.

Die Verkapselung wird als feste Komponente mit konstanten Stoffdaten berücksichtigt (siehe Tabelle 6.3). Das Temperaturfeld wird hierbei über die Wärmeleitungsgleichung gelöst.

Tabelle 6.3: Stoffdaten der Verkapselung und des PCM für die numerische Simulation

	Verkapselung	PCM
Dichte	1270 kg m ⁻³	671,35 kg m ⁻³
spezifische Wärmekapazität	1,2 kJ kg ⁻¹ K ⁻¹	2 kJ kg ⁻¹ K ⁻¹
Wärmeleitfähigkeit	0,29 W m ⁻¹ K ⁻¹	0,2 W m ⁻¹ K ⁻¹
Schmelzenthalpie		166 kJ kg ⁻¹

Das PCM wird innerhalb der Simulation als *Eulerian Multiphase* beschrieben. Hierbei existiert für das PCM nur ein Druckfeld, wohingegen für die flüssige und feste Phase eigene Erhaltungsgleichungen gelten. Eine weitere Wechselwirkung oder Durchmischung der Phasen wird nicht berücksichtigt. Als Folge der definierten Phasengrenzfläche wird das *Volume of Fluid* Modell verwendet. Zusätzlich wird das *Melting-Solidification* Modell genutzt, um den Phasenwechsel des PCM zu beschreiben. Hierbei werden innerhalb von Volumina mit flüssigen Anteilen Strömungen unterbunden. Dementsprechend werden keine konvektiven Anteile innerhalb des PCM berücksichtigt.

In Tabelle 6.3 sind die verwendeten konstanten Stoffdaten für das PCM aufgelistet. Hierbei ist zu beachten, dass die Dichte von den Herstellerangaben abweicht. Dies resultiert aus der Berücksichtigung der real im Probenkörper vorhandenen Masse an PCM. In der numerischen Simulation wird das Innenvolumen des Probenkörpers zur Bestimmung der PCM-Menge verwendet. Während der Konstruktion des Probenkörpers wird das PCM in flüssiger Form eingefüllt. Sowohl durch noch in der Verkapselung vorhandene Luftblasen, als auch durch eine Einfüllung nur knapp bis unter die Oberkante reduziert sich die real verwendete PCM-Menge im Vergleich zur theoretisch möglichen. Bei einem Innenvolumen von ca. 1,0062 L ergibt sich bei Verwendung von Herstellerangaben eine PCM-Masse von 754,6 g. Das reale PCM Gewicht beträgt allerdings nur 675,5 g. Um diese Differenz auszugleichen und gleichzeitig eine gleichmäßige Verteilung des PCM zu gewährleisten, wird die Dichte an die real vorhandene PCM-Menge auf einen Wert von 671,35 kg m⁻³ gefittet.

Des Weiteren weicht die verwendete Schmelzenthalpie leicht von den Herstellerangaben ab. Um innerhalb der Simulation den tatsächlichen Schmelzverlauf zu berücksichtigen, wird die Schmelzenthalpie über die zugehörigen Temperaturintervalle an den Phasenzustand angepasst. Dafür wird die Menge an geschmolzenem PCM über die jeweiligen Anteile der

Schmelzenthalpie in einem Temperaturintervall an der gesamten Schmelzenthalpie diskretisiert. Die gesamte Schmelzenthalpie bezieht sich dabei nur auf den Schmelzbereich von 22 °C bis 27 °C und beträgt 166 kJ kg^{-1} . Zwischen den diskretisierten Werten (siehe Tabelle 6.4) erfolgt die Bestimmung des geschmolzenen Anteils mittels linearer Interpolation.

Tabelle 6.4: Diskretisierung des Schmelzvorgangs innerhalb der numerischen Simulation

Temperatur in °C	Phasenanteil	
22	1	<i>fest</i>
23	0,9457	
24	0,8554	
25	0,7349	
26	0,3614	
27	0,1084	
28	0	<i>flüssig</i>

Zu Beginn der Simulation werden alle Komponenten auf einen Initialwert von 15 °C gesetzt. Dieser Wert wird bis zu einer vollständig ausgebildeten Strömung beibehalten. Ab einer Simulationszeit von 1000 Sekunden erfolgt dann die Erhöhung der Eintrittstemperatur innerhalb von ca. sieben Minuten bis zur Zieltemperatur von 35 °C. Neben den zum Versuchsstand äquivalenten Temperaturmesspunkten wird auch die Druckdifferenz an den entsprechenden Stellen bestimmt.

6.2.2 Validierung des Schmelzvorgangs

Aufgrund der festgelegten Randbedingungen zum Einsatz des PCM-Kühlelements wird im Folgenden nur der Schmelzvorgang betrachtet. Zusätzlich wird der Druckverlust ausgewertet.

Nach der Ausbildung der Strömung zu Beginn der Simulation liegt der Druckverlust bei 34 Pa. Für den experimentellen Versuch ergibt sich ein Wert von (50 ± 6) Pa. Bei Betrachtung des unteren Rands der Messunsicherheit ergibt sich demnach eine Abweichung von 10 Pa. Aufgrund des insgesamt niedrigen Druckniveaus wird die Abweichung als akzeptabel eingestuft.

In Abbildung 6.2 ist der Verlauf der Ein- und Austrittstemperaturen aus dem Probenkörper dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die Verläufe der Ein- und Austrittstemperaturen sehr gut übereinstimmen. Die erhöhte Austrittstemperatur ab Minute 26 im Rahmen der Messung ist auf das Überschwingen und die Einregelung der Eintrittstemperatur zurück zu führen. Zudem sind die Einflüsse der Umgebung in den Messdaten zu erkennen. Hierdurch erreicht die Austrittstemperatur im betrachteten Zeitraum nicht das Niveau der Eintrittstemperatur. Für die adiabate Betrachtung der Simulation wird dieser Zustand nach ca. 140 Minuten erreicht.

In Abbildung 6.3 sind die resultierenden Temperaturdifferenzen aus der Simulation und den Messdaten über den Probenkörper gegeben. Zu Beginn der Temperaturerhöhung

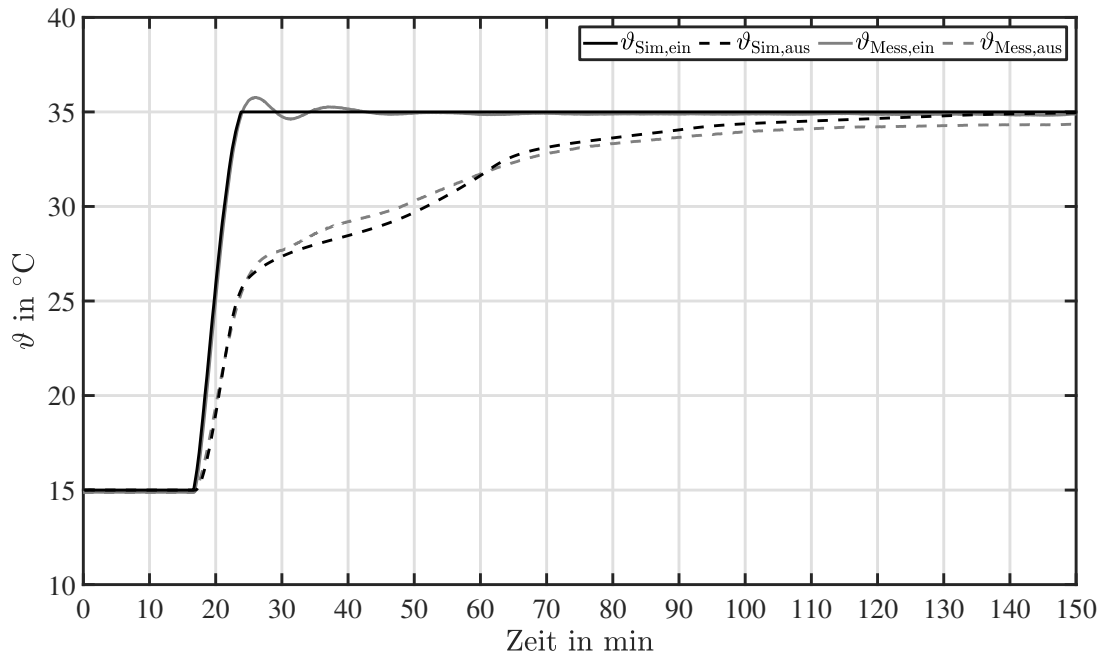


Abbildung 6.2: Vergleich der Ein- und Austrittstemperaturen der Simulation und der Messdaten für Probenkörper Variante I

von 15 °C auf 35 °C tritt im Vergleich zum restlichen Verlauf eine erhöhte Abweichung von knapp über 1 K auf. Dies ist auf die thermischen Massen im Versuchsstand zurückzuführen, die trotz der geringen Abstände zwischen Probenkörper und Messstellen einen anfänglichen Einfluss auf die Temperatur haben. Zusätzlich ist eine Erwärmung der Platin-Widerstandsthermometer und der zugehörigen massiven Klemmringverschraubung erforderlich. Innerhalb der numerischen Simulation sind derartige Aufheizvorgänge nicht vorhanden, sodass ein steilerer Temperaturanstieg möglich ist. Die weiteren Abweichungen zwischen Simulation und Messung liegen im sehr guten Bereich von unter 1 K. Die scharfkantige Änderung des Verlaufs der Temperaturdifferenz in der Simulation nach 24 Minuten ist auf das Erreichen des Zieltemperaturniveaus am Eintritt des Probenkörpers zurückzuführen.

Aufgrund der geringen Abweichungen der Simulationsergebnisse zu den Messdaten wird das Modell als validiert betrachtet. Bei ähnlichen Randbedingungen kann mit dem Modell eine Optimierung des Probenkörpers durchgeführt werden.

6.2.3 Optimierung der Geometrie des Probenkörpers

Für den Einsatz des PCM-Kühlelements ist die Kühlwirkung beim Nutzer entscheidend. Die Kühlwirkung wird von der Geschwindigkeit der Luftströmung beim Auftreffen auf den Nutzer und von der Temperaturdifferenz zur Umgebung beeinflusst. Die Aufprallgeschwindigkeit ist dabei von der Entfernung des Austritts des PCM-Kühlelements zum Nutzer abhängig und kann sich während des Einsatzes zum Beispiel durch die Variation der Position verändern. Daher erfolgt die Optimierung des Probenkörpers ausschließlich

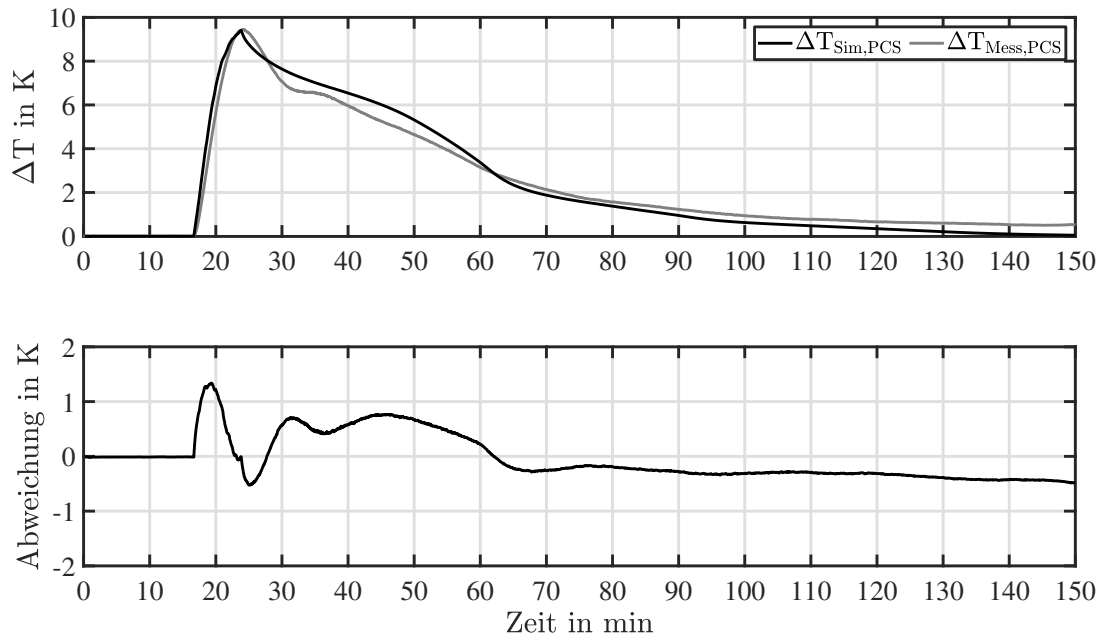


Abbildung 6.3: Vergleich der Temperaturdifferenz der Simulation und der Messdaten für Probenkörper Variante I. Die untere Darstellung zeigt die Abweichung der Temperaturdifferenz zwischen der Simulation und den Messdaten.

anhand des validierten Modells zur Untersuchung der Kühlleistung und des Druckverlusts.

Als weitere Randbedingung wird für die Optimierung das Phasenwechselmaterial RT22HC mit einem Schmelztemperaturbereich von ca. 17°C bis 23°C gewählt. In den vorherigen Betrachtungen des PCM-Turms wurde das PCM RT26 gewählt, um aufgrund der Größe und des Gewichts des PCS die Regeneration innerhalb der Nutzungszone durchführen zu können. Durch die festgelegten Dimensionen des PCM-Kühlelements ist eine Regeneration außerhalb der Nutzungszone problemlos möglich. Daher ist die mögliche höhere Kühlleistung durch eine niedrigere Phasenwechseltemperatur wünschenswert. Mit dem PCM RT26 wird zudem die nach VDI 2164 (2016) empfohlene Temperaturdifferenz von 4 K zur Obergrenze der Raumtemperatur nach Kategorie I (siehe Kapitel 2) eingehalten. Die innerhalb der Optimierung verwendeten Randbedingungen für RT22HC sowie die Materialkennwerte sind in Anhang B.2 zu finden.

Für den Ablauf der Optimierung wird ein Volumenstrom von $25\text{ m}^3\text{ h}^{-1}$ eingestellt und die beteiligten Komponenten werden wie bereits zuvor auf 15°C temperiert, bis sich eine ausgebildete Strömung einstellt. Anschließend erfolgt die Erhöhung der Eintrittstemperatur abweichend von der vorherigen Vorgehensweise auf nur 27°C . Durch die bereits durchgeführten Untersuchungen wurde deutlich, dass eine höhere Temperaturdifferenz zwischen Eintrittstemperatur und Schmelztemperatur zu höheren Temperaturdifferenzen über den Probenkörper und damit in der Tendenz zu größeren Kühlwirkungen führt. Als Folge führt dies zu verringerten Einsatzzeiten und kürzeren notwendigen Wechselintervallen des PCM. Zudem ist zu erwarten, dass die Nutzer das Kühlelement bereits kurz nach der Behaglichkeitsgrenze verwenden. Um dies zu berücksichtigen, wird das Zielniveau der Eintrittstemperatur angepasst.

Bei der Optimierung werden verschiedene Parameter der Geometrie innerhalb festgesetzter Grenzen verändert und die zugehörige Simulation durchgeführt. Innerhalb der in Kapitel 5.2.1 festgelegten maximalen Maße des PCM-Kühlelements werden die Anzahl an horizontalen und vertikalen Kanälen, die Dicke der PCM Schicht und die Gesamtlänge des Probenkörpers variiert. Diese vier Größen, sowie die zugehörigen Grenzen und Diskretisierungen sind in Tabelle 6.5 dargestellt.

Tabelle 6.5: Grenzen und Diskretisierung der variablen Geometriegrößen für die numerische Optimierung

Parameter	Min. Wert	Max. Wert	Diskretisierung
Anzahl horizontaler Kanäle	1	7	1
Anzahl vertikaler Kanäle	1	7	1
Schichtdicke des PCM	8 mm	12 mm	1 mm
Gesamtlänge	100 mm	250 mm	1 mm

Die maximalen Werte für die Anzahl der Kanäle wird dabei anhand von Erfahrungswerten festgelegt. Bei einer höheren Anzahl an Kanälen werden bei einer Schichtdicke des PCM nahe am oberen Grenzwert zu hohe Druckverluste erwartet. Die maximale Schichtdicke des PCM wird anhand der bereits durchgeführten Simulationen abgeschätzt, sodass ausreichend lange Laufzeiten gewährleistet werden. Durch die Abhängigkeit der Temperaturdifferenz über den Probenkörper von der Länge des Strömungswegs ergibt sich die minimale Grenze der Gesamtlänge. Die Obergrenze resultiert aus der maximalen Länge des kompletten PCM-Kühlelements. Die Obergrenze liegt bei 300 mm und beinhaltet sowohl die Verkapselung des PCM als auch einen Ventilator zur Erzeugung der benötigten Strömung. Durch die Festlegung der maximalen Länge der Verkapselung wird demnach der zusätzliche Platzbedarf eines Ventilators berücksichtigt sowie die gewählten Grenzen eingehalten.

Neben den variablen Größen wird die quadratische Querschnittsfläche des Probenkörpers mit einer Kantenlänge von 120 mm festgelegt. Die Kantenlänge entspricht dem Standardmaß von Computer-Lüftern, die aufgrund ihrer hohen Effizienz und des niedrigen elektrischen Energiebedarfs im Einsatzfall verwendet werden sollen. Durch die Anpassung der Größe der Verkapselung auf die Standardmaße soll ein folgender Aufbau des PCM-Kühlelements ohne aufwendige Übergangsstücke vermieden werden.

Zur Durchführung der Optimierung müssen die gewünschten Zielgrößen festgelegt werden. Aus den experimentellen Untersuchungen ist bekannt, dass die alleinige Festlegung der maximalen Kühlleistung keine sinnvolle Optimierungsgröße für den betrachteten Einsatzfall darstellt. Dennoch ist die Temperaturdifferenz zur Umgebung als Vorstufe zur Kühlleistung ein entscheidender Parameter bezüglich der Kühlwirkung. Eine mögliche Berücksichtigung erfolgt dabei über die mittlere Temperaturdifferenz über die gesamte Laufzeit. Um die Anzahl an Möglichkeiten einzugrenzen und eine sinnvolle Berücksichtigung der mittleren Temperaturdifferenz zu ermöglichen, muss die maximal angenommene Einsatzzeit festgelegt werden. In Folge der Annahme, dass Temperaturspitzen in einem Büroraum von temporärer Dauer sein sollten, wird die Einsatzzeit zu drei Stunden festgelegt. Sollte in einem realen Anwendungsfall die Nutzung über diesen Zeitraum hinaus notwendig sein, kann durch die kompakte Konstruktion ein einfacher Austausch der PCM-Kühlelemente erfolgen. Als weitere Zielgröße wird die Temperaturdifferenz am Ende der

festgelegten Einsatzzeit verwendet. Durch die Maximierung der Temperaturdifferenz zu diesem Zeitpunkt kann das verbleibende Potential zur Kühlung berücksichtigt werden. Gleichzeitig kann dies als unterstützende Zielgröße zur mittleren Temperaturdifferenz gewertet werden. Beide Größen liegen nicht im Zielkonflikt zueinander, berücksichtigen aber unterschiedliche anwendungsbezogene Gegebenheiten.

Zusätzlich zu den Zielgrößen bezüglich der Temperatur ist der elektrische Energiebedarf der entscheidendste Faktor, um einen effizienten Betrieb sicherzustellen. Daher wird ein möglichst niedriger elektrischer Energiebedarf benötigt, der mit einem geringen Druckverlust korreliert. Der Druckverlust ist dementsprechend als dominante Zielgröße zu sehen. Die drei Zielgrößen der Optimierung sind als Übersicht in Tabelle 6.6 zusammengefasst.

Tabelle 6.6: Übersicht der Zielgrößen zur numerischen Optimierung des PCM-Kühlelements

Zielgröße	Zielsetzung	Beschränkung
Druckverlust	Minimierung	max. 10 Pa
Temperaturdifferenz über den Probenkörper nach drei Stunden	Maximierung	-
Mittlere Temperaturdifferenz im Zeitraum von drei Stunden	Maximierung	min. 2 K

Die Optimierung wird mittels des in *STAR-CCM+* bereitgestellten Optimierungstyps *Multiple Objective Tradeoff (Pareto Front)* durchgeführt, der insbesondere für miteinander im Zielkonflikt stehende Eingangsgrößen geeignet ist. Hierbei bezeichnet das sogenannte Pareto-Optimum eine Kombination der veränderlichen Parameter, bei der eine weitere Anpassung eines der Parameter zu einer Verschlechterung der anderen Parameter führt. Gleichzeitig bedeutet dies, dass keine einzelne optimale Kombination aller Parameter vorhanden ist, aber eine Vielzahl von Optima für einen Parameter in Abhängigkeit verschiedener Werte der verbleibenden Parameter existiert. Die Vielzahl von Optima der im Zielkonflikt zueinander stehenden Parameter bilden dann die sogenannte Pareto-Front. Zur Identifikation geeigneter Parameterkombinationen wird zur Durchführung der Optimierung innerhalb des Programms der sogenannte SHERPA-Algorithmus verwendet. Der Algorithmus wählt dabei vollautomatisch die zu untersuchenden Parameterkombinationen bzw. Geometrien aus, sodass lediglich die maximale Anzahl an möglichen Simulationsdurchläufen festgelegt werden muss. In dem vorliegenden Fall wird dieser Wert auf 144 gesetzt.

Der Zusammenhang von Druckverlust und den verbleibenden Zielgrößen ist in Abbildung 6.4 für die Simulationsdurchläufe bis zu einem maximalen Druckverlust von 10 Pa dargestellt. In beiden Fällen ist eine approximierte Front dargestellt, die sich durch die Vielzahl an Simulationen ergibt. Durch die gewählte einschränkende Bedingung für die mittlere Temperaturdifferenz reduziert sich die Anzahl der möglichen Geometrien. Unter den gegebenen Randbedingungen sind Geometrien nahe der Front zu bevorzugen, da dort der Druckverlust minimiert und die temperaturabhängigen Größen maximiert werden. Als guter Kompromiss wird eine Geometrie mit einem moderaten Druckverlust von 4,8 Pa, einer mittleren Temperaturdifferenz von 2,5 K über die gesamte Laufzeit sowie einer Temperaturdifferenz von 1,52 K am Ende der Laufzeit ausgewählt.

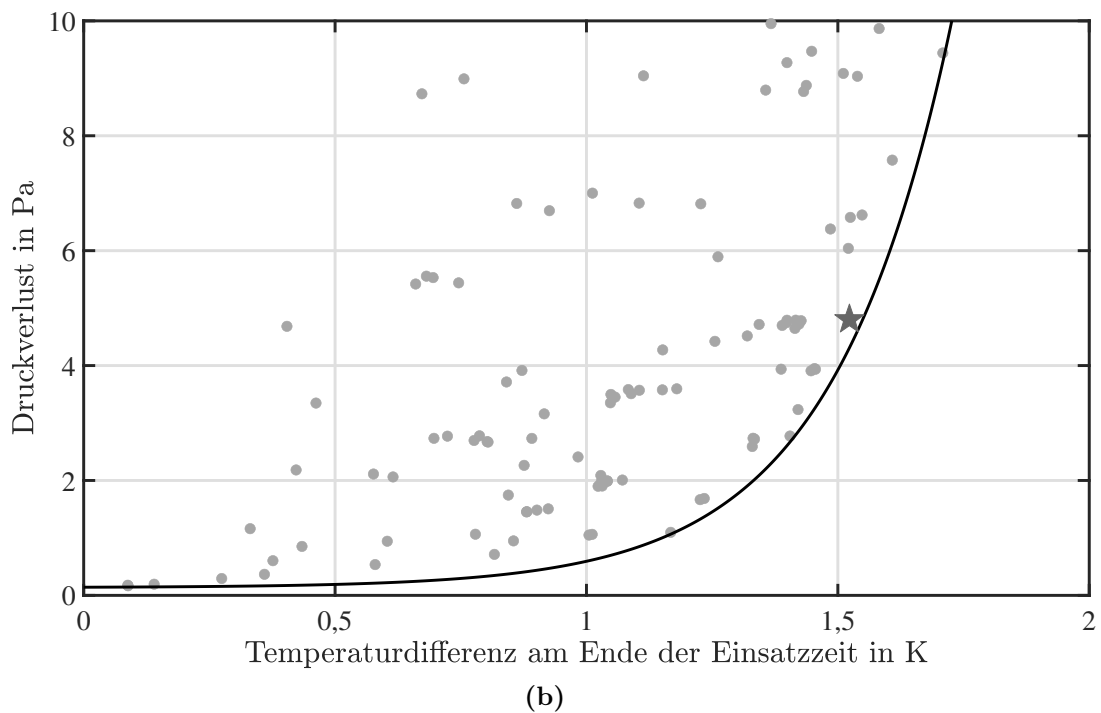
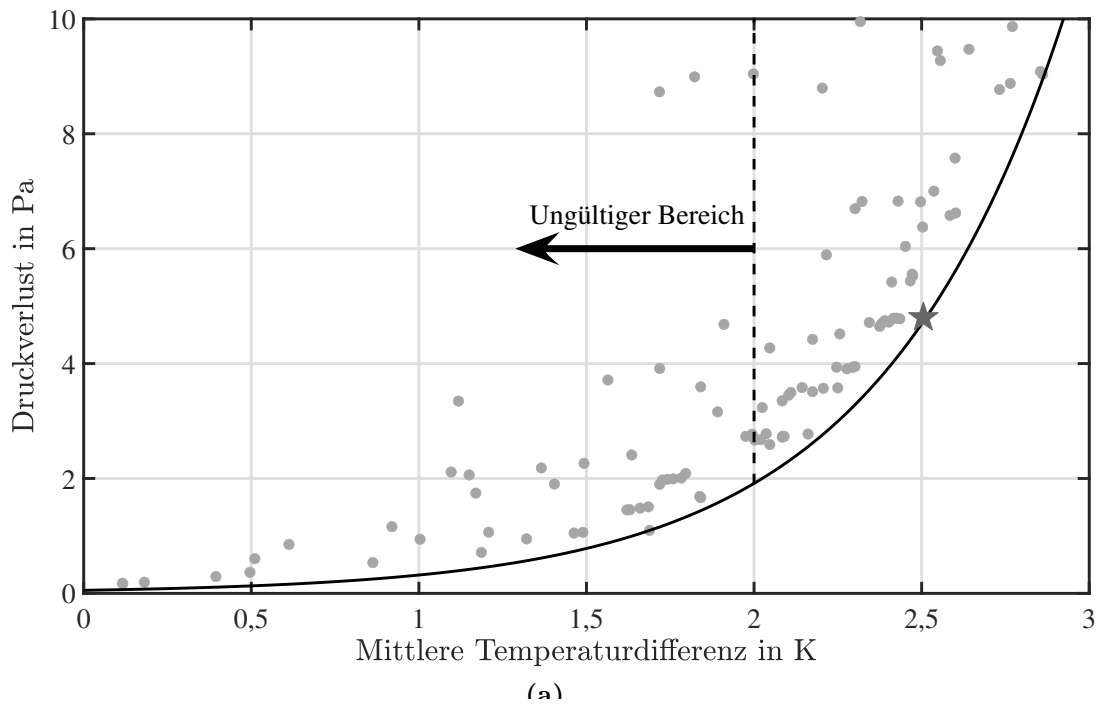


Abbildung 6.4: Zusammenhang zwischen Druckverlust und den temperaturabhängigen Zielgrößen für eine Anzahl von 144 Designs und einer Einsatzzeit von drei Stunden. Für die mittlere Temperaturdifferenz ist der ungültige Bereich aufgrund der gewählten Beschränkung markiert. Das ausgewählte Design ist mit einem Stern gekennzeichnet.

Die zugehörige Geometrie besteht dabei aus

- drei horizontalen Kanälen,
- sechs vertikalen Kanälen,
- einer Schichtdicke des PCM von 8 mm und
- einer Gesamtlänge von 250 mm.

Im Folgenden wird diese Geometrie als Probenkörper Variante II bezeichnet. Der schematische sowie konstruktive Aufbau eines Probenkörpers dieser Variante ist in Abbildung 6.5 dargestellt.

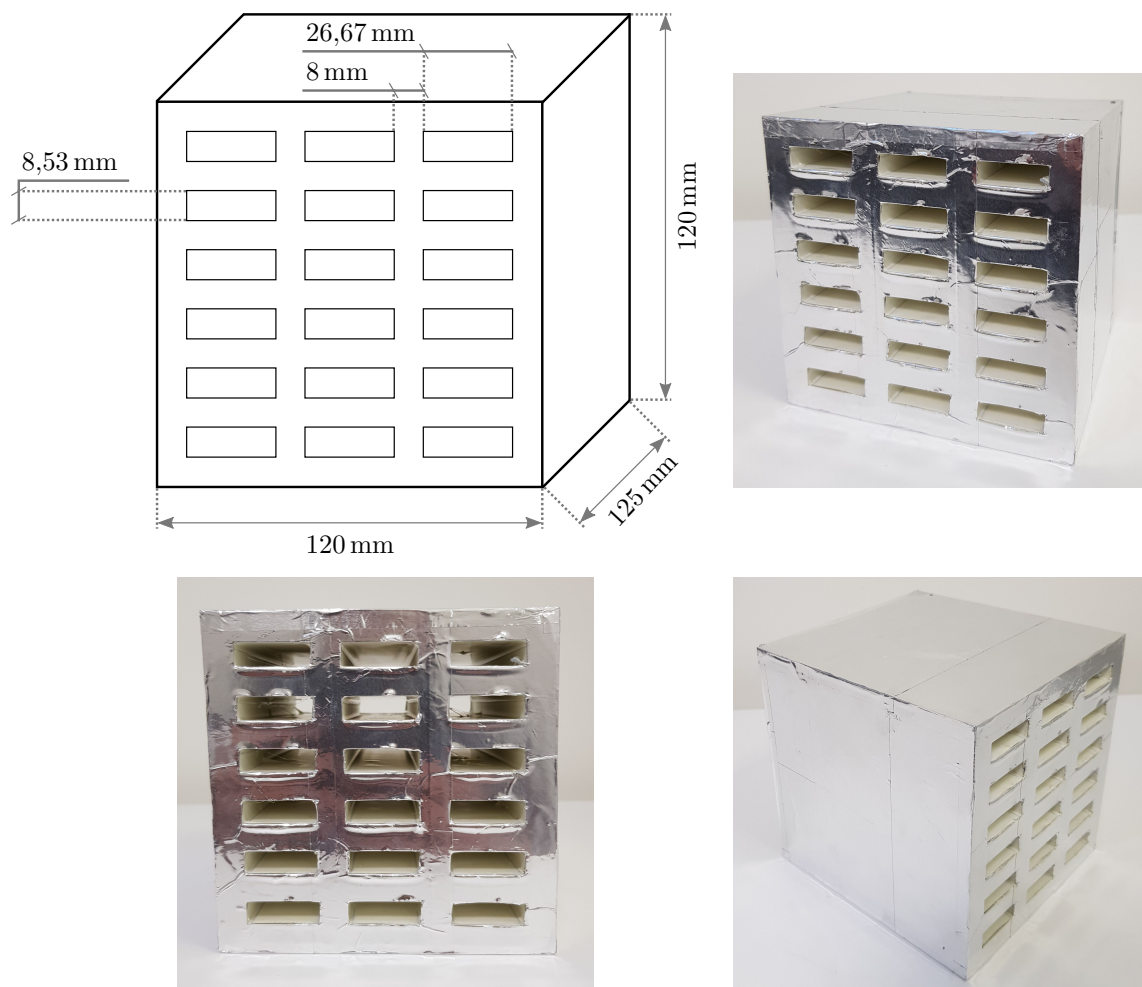


Abbildung 6.5: Aufbau der Variante II des Probenkörpers für das PCM-Kühlelement

An dieser Stelle wird darauf hingewiesen, dass die Auswahl dieser Geometrie auf Erfahrungswerten beruht und nicht für jede mögliche Randbedingung die optimalen Ergebnisse erzielt. Aufgrund des Konflikts der Zielgrößen ergibt sich eine Bandbreite an möglichen Geometrien, die je nach Anforderung des realen Einsatzfalls zu einer abweichenden Auswahl führen kann.

Abschließend wird die neue Geometrie im validierten Modell zur Bestimmung der Eindringtiefe der Luftströmung (siehe Kapitel 6.1) untersucht. Hierbei ergeben sich bei einem Volumenstrom von $25 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ im stationären Zustand die folgenden maximalen Geschwindigkeiten:

- Abstand 40 cm: $1,09 \text{ m s}^{-1}$,
- Abstand 80 cm: $0,97 \text{ m s}^{-1}$,
- Abstand 120 cm: $0,89 \text{ m s}^{-1}$.

Anhand der Ergebnisse ist davon auszugehen, dass die Eindringtiefe der Luftströmung die Distanz zwischen Nutzer und PCM-Kühlelement bei einer individuell angepassten Platzierung überschreitet.

6.2.4 Experimentelle Untersuchung des Probenkörpers Variante II

Durch die numerische Optimierung konnte eine neue verbesserte Geometrie eines Probenkörpers erzielt werden. In diesem Abschnitt erfolgt der Vergleich zwischen numerischem und experimentellem Ergebnis der ermittelten Geometrie. Dazu wird der Probenkörper Variante II (siehe Abbildung 6.5) auf dem Versuchsstand (siehe Kapitel 5.2.2) vermessen.

Die Herstellung und Vorbereitung des Probenkörpers erfolgt äquivalent zur Beschreibung in Kapitel 5.2.1. Auch in diesem Fall ist aufgrund des Herstellungsverfahrens mittels 3D-Druck eine Aufteilung der Gesamtlänge des Probenkörpers auf zwei Einzelteile erforderlich. Der Probenkörper Variante II besteht im fertigen Zustand daher aus zwei konsekutiv angeordneten Verkapselungen mit einer jeweiligen Länge von 125 mm. Die Masse der Verkapselungen beträgt 400,95 g bzw. 400,82 g und des PCM 726,1 g bzw. 746,88 g. Das Gesamtgewicht der beiden Einzelteile liegt somit bei 1127,05 g und 1147,7 g.

Der Vergleich des Druckverlusts zwischen Simulation und Messergebnis ist differenziert zu betrachten. Der Wert des Druckverlusts in der Simulation ergibt sich zu 4,8 Pa und liegt damit absolut gesehen bereits unter der Messunsicherheit der Druckverlustsmessung. Die experimentelle Auswertung beziffert den Wert des Druckverlusts auf $(3,18 \pm 6,00) \text{ Pa}$. Damit ist eine deutliche Reduzierung des Druckverlusts im Vergleich zum Probenkörper Variante I erreicht.

In Abbildung 6.6 ist der Verlauf der Ein- und Austrittstemperaturen aus dem Probenkörper für die Simulation und die experimentelle Untersuchung dargestellt. Die größte Abweichung zwischen Simulations- und Messdaten besteht nach der Erhöhung der Temperatur auf das Zielniveau von 27°C . Dies ist erneut auf die Einregelung des Temperaturniveaus im Versuchsstand zurück zu führen, die aufgrund der Trägheit des Systems verzögert eintritt. Im weiteren Verlauf ist eine sehr gute Übereinstimmung der jeweiligen Temperaturen zu erkennen. Die geringen Abweichungen sind ebenfalls in den resultierenden Temperaturdifferenzen über den Probenkörper zu erkennen und in Anhang B.3 zur Vollständigkeit abgebildet.

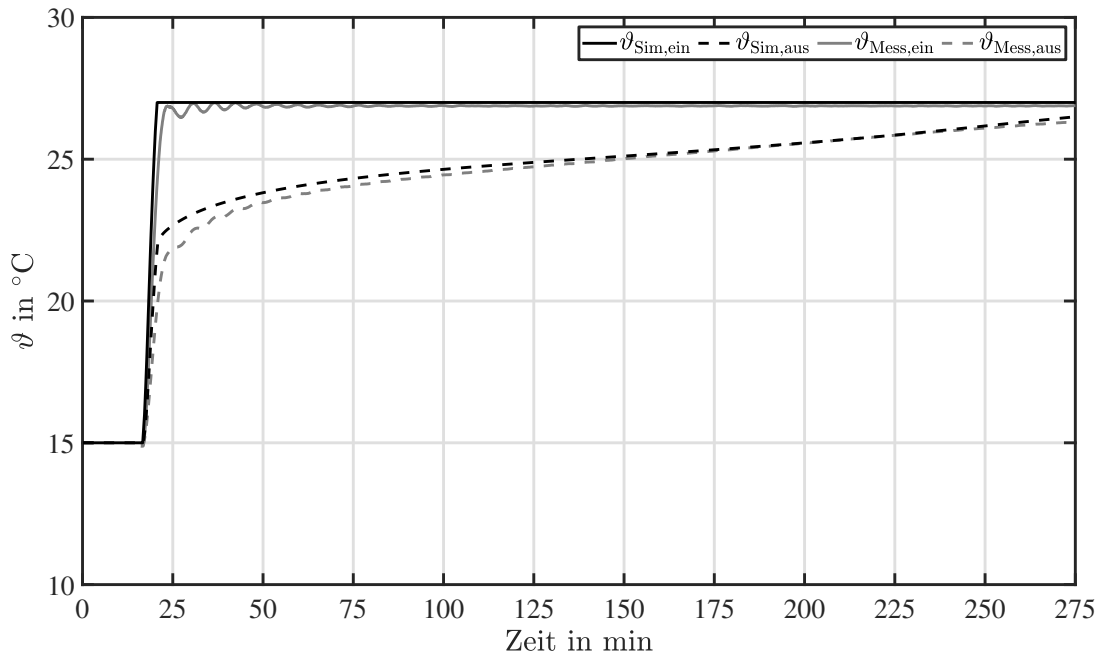


Abbildung 6.6: Vergleich der Ein- und Austrittstemperaturen der Simulation und der Messdaten für Probenkörper Variante II

6.3 Zusammenfassung

In diesem Kapitel wurden zwei Modelle zur Abbildung des Probenkörpers erstellt. Mit den Modellen kann sowohl die Eindringtiefe der Luftströmung des Probenkörpers in einen Raum als auch die Performance ermittelt werden. Mittels Messdaten fand eine Validierung der erstellten Modelle statt.

Anschließend konnte durch eine numerische Optimierung eine neue Geometrie des Probenkörpers ermittelt werden. Bei der Optimierung ist insbesondere auf die Wahl der auf die Randbedingungen abgestimmten Zielgrößen zu achten. Aufgrund der Vielzahl an Möglichkeiten zur Auslegung ist gleichzeitig eine Beschränkung der Randbedingungen nötig. Daher wurde die maximale Einsatzzeit für ein PCM-Kühlelement auf drei Stunden festgelegt. Bei den Untersuchungen konnte gezeigt werden, dass kein eindeutiges Optimum aufgrund des Zielkonflikts der Optimierungsgrößen erreicht werden kann.

Die ermittelte Geometrie des Probenkörpers Variante II wurde zur Bestätigung der Simulationsergebnisse abschließend erneut auf dem Versuchsstand untersucht. Auch hier zeigten sich sehr gute Übereinstimmungen zu den Messdaten. Daher sind die vorgestellten Modelle für die Untersuchung derartiger PCM-Verkapselungen als geeignet einzustufen.

Der Druckverlust der Variante II liegt in der Simulation bei ca. 5 Pa und ist somit auch für den Betrieb mittels Computer-Lüftern geeignet. Das zuvor bestehende Problem der zu hohen Druckverluste konnte demnach behoben werden. Gleichzeitig ergibt sich bei einer Laufzeit von drei Stunden eine mittlere Temperaturdifferenz über den Probenkörper von 2,5 K. Das Potential des Probenkörpers muss in einem nächsten Schritt in der realen Anwendung bestätigt werden.

7 Feldstudie des Phasenwechselmaterial- Kühlelements Variante II

Für den Probenkörper Variante II konnte in den vorangegangenen Kapiteln gezeigt werden, dass ein niedriger Druckverlust und angemessene Temperaturdifferenzen durch die Verwendung von verkapseltem PCM erreichbar sind. Um den Einsatz unter verschiedenen Randbedingungen in realen Anwendungsfällen zu untersuchen, werden zehn PCM-Kühlelemente verwendet, die von verschiedenen Anwendern getestet werden. Der Einfluss auf die empfundene Behaglichkeit wird mittels Fragebögen ermittelt.

Im Folgenden werden zuerst die Konstruktion sowie die Regelung und Steuerung eines PCM-Kühlelements dargestellt. Anschließend werden die technischen Randbedingungen inklusive einer Regeneration außerhalb der Nutzungszone vorgestellt. Abschließend erfolgt der praktische Einsatz innerhalb einer Feldstudie.

7.1 Aufbau und Steuerung des Phasenwechselmaterial-Kühlelements

Das PCM-Kühlelement ist als PCS mit Kühlung der Raumluft und Ventilation vorgesehen und besteht aus den Komponenten

- PCM,
- Verkapselung des PCM,
- Gehäuse als Halterung,
- Ventilator und
- Steuerung.

Das hier verwendete PCM ist RT22HC mit den in Anhang B.2 beschriebenen Eigenschaften. Die Verkapselung wird mittels 3D-Druck im FFF Verfahren aus dem Material CPE hergestellt (siehe Kapitel 5.2.1). Die Maße eines Probenkörpers entsprechen der in Kapitel 6.2.3 durch numerische Optimierung bestimmten Geometrie. Aufgrund des Herstellungsverfahrens wird die Gesamtlänge auf zwei einzelne Verkapselungen mit einer Tiefe von jeweils 125 mm aufgeteilt.

Um eine einfache Verwendung der Verkapselung zu ermöglichen, wird ein Gehäuse entworfen. Das Gehäuse dient sowohl der Aufnahme der Verkapselung als auch des Ventilators und der Hardware. Die konstruktive Umsetzung mit einer Wandstärke von 1,6 mm ist in Abbildung 7.1 dargestellt.



Abbildung 7.1: Aufbau der Halterung des Kühlelements

Die Innenmaße der Halterung sind so gewählt, dass ein leichtes Einführen und Herausnehmen der Verkapselung möglich ist. Innen liegend ist ein Anschlag für den Einschub der Verkapselung vorhanden, um eine definierte Position zu erreichen. Der Abstand zwischen Ventilatoraustritt und Eintritt am Probenkörper beträgt 12 mm. Die Gesamtlänge beträgt damit 289 mm. Der Ventilator ist fest mit dem Gehäuse verbunden und an den Außen-

kanten mittels Aluminiumklebeband abgedichtet. Eine Abdichtung des Strömungswegs der Verkapselung ist aufgrund der sehr geringen Spaltmaße nicht vorgesehen.

Als Ventilator wird der Computer-Lüfter *NF-A12x25 5V PWM* der Firma *Noctua* verwendet. Durch die Anschlussspannung von 5 V und einer maximalen Stromstärke von 350 mA ist ein Betrieb des Lüfters an einem konventionellen USB-Anschluss möglich, da selbst ältere Anschlusstypen in der Regel Leistungen bis zu 2,5 W ermöglichen. Die maximale statische Druckerhöhung ist mit 20,29 Pa angegeben. Allerdings ist zu berücksichtigen, dass derartige Druckerhöhungen im Freilauf gemessen werden und Axialventilatoren in der Regel nicht auf den Betrieb bei hohen Druckerhöhungen ausgelegt sind. Die große Differenz zwischen maximaler Druckerhöhung und nominellem Druckverlust der Verkapselung von $(3,8 \pm 6,0)$ Pa ermöglicht trotzdem den Einsatz des Lüfters. Der maximale Geräuschpegel bei Volllast wird mit 21,4 dB(A) angegeben und liegt damit unterhalb des Grenzwertes der zulässigen Schalldruckpegel von 55 dB(A) für das Ausführen von Tätigkeiten der Tätigkeitskategorie I nach *ASRA37*. Die Tätigkeitskategorie I beschreibt dabei Tätigkeiten, die ein hohes Maß an Konzentration oder Sprachverständlichkeit benötigen. Für den Fall der Störung des Nutzers ist der Ventilator einfach abzuschalten. Zusätzlich besteht die Möglichkeit der Regelung der Lüftergeschwindigkeit mittels Pulsweitenmodulation.

Die Steuerung des Kühlelements basiert erneut auf dem Mikrocontroller-Board *Arduino Uno* und ist in Abbildung 7.2 dargestellt. Die gesamte Hardware ist auf einer angefertigten Halterung verschraubt. Die Halterung wiederum ist auf dem PCM-Kühlelement verklebt, sodass ein Transport der gesamten Konstruktion problemlos möglich ist. Aufgrund der Erfahrungen und der Komplexität der vollautomatischen Steuerung des PCM-Turms wird der Betrieb des PCM-Kühlelements ausschließlich vom Nutzer bestimmt. Einerseits erhöht dies die individuelle Kontrolle des Nutzers für sein Umgebungsklima und damit auch die Zufriedenheit (siehe Kapitel 2). Andererseits ist ein genaueres Verständnis der Funktionsweise des PCM-Kühlelements nötig.

Um das PCM-Kühlelement in Betrieb zu nehmen, kann der Nutzer die Geschwindigkeit des Ventilators über einen Drehwinkelgeber von 0 % bis 100 % einstellen. Für Einstellungen unterhalb von 10 % wird die Geschwindigkeit auf null reduziert, um unbemerkte minimale Geschwindigkeiten des Lüfters durch ungewollte Fehlstellungen zu vermeiden. Zur Signalübertragung an den Lüfter werden die eingestellten prozentualen Werte vom Mikrocontroller-Board in ein Signal der Pulsweitenmodulation übersetzt.

Über ein LCD-Display wird der Nutzer über den Betriebszustand des PCM-Kühlelements informiert. Hierbei werden neben dem aktuellen Datum und der Uhrzeit, die Ein- und Ausgangstemperaturen, sowie die aktuelle prozentuale Geschwindigkeit des Lüfters und der resultierende Volumenstrom angezeigt. Aus diesen Angaben wird, falls vorhanden, die Kühlleistung und der aktuelle COP berechnet und angezeigt.

Die Uhrzeit wird über das RTC DS3231 Modul erfasst. Nach anfänglicher Initialisierung ermöglicht der integrierte LIR2032 Akku die korrekte Darstellung der Zeit auch nach einer Trennung vom Stromnetz. Ein Entfernen des Netzsteckers durch den Nutzer stellt somit kein Problem dar. Die Ein- und Austrittstemperaturen werden über jeweils einen DHT22-Sensor erfasst. Der Eintrittssensor befindet sich dabei auf dem PCM-Kühlelement, um eine

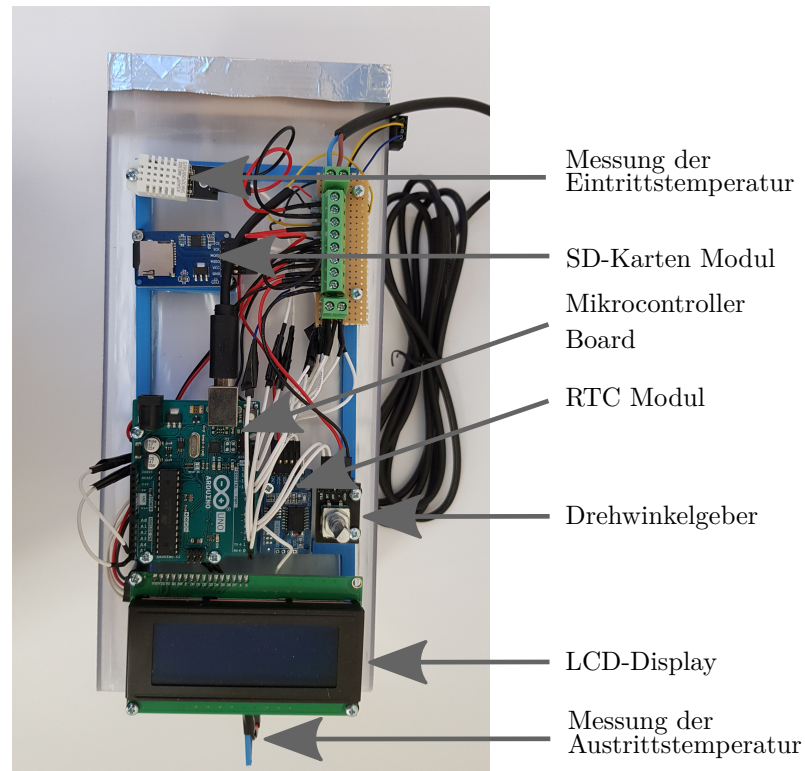


Abbildung 7.2: Aufbau der Steuerung des Kühlelements

Tabelle 7.1: Verwendete Messtechnik zur Bestimmung der Randbedingungen des PCM-Kühlelements in der Feldstudie

Messgröße		Messumformer/-prinzip	Messunsicherheit
Geschwindigkeit	v	Flügelradanemometer (60 mm), Messbereich: $0,25 \dots 20 \text{ m s}^{-1}$	$\pm 0,1 \text{ m s}^{-1} \pm 1,5 \% \text{ v. Mw.}$
Strom	A	Peaktech 3410 DMM	$\pm 1,5 \% \text{ v. Mw.} \pm 3 \text{ Digits}$
Spannung	V	Peaktech 3410 DMM	$\pm 0,8 \% \text{ v. Mw.} \pm 5 \text{ Digits}$

Beeinflussung durch die erzeugte Strömung zu verhindern. Die Austrittstemperatur wird über eine spezielle Halterung mittig am Austritt des Probenkörpers gemessen.

Zur Auswertung der Leistung ist eine Speicherung der Messdaten nötig. Dies wird über ein Modul für Mikro SD-Karten ermöglicht. Hierbei werden die Temperaturen und die Einstellung des Drehwinkelgebers in Abständen von 15 Sekunden im Bezug zum aktuellen Datum und der Uhrzeit gespeichert. Die Erfassung der Stellung des Drehwinkelgebers bietet die Möglichkeit, anhand der Messdaten Rückschlüsse auf den Leistungsbedarf zu ziehen. Der Quellcode der Steuerung ist in Anhang B.4 zu finden.

Die Stromversorgung der Steuerung und des Ventilators erfolgt wahlweise über einen USB-Anschluss oder ein externes Netzteil. Im Folgenden wird nur der Anschluss mittels externem Netzteil mit einer maximalen Anschlussleistung von 6 W bei 5 V und 1,2 A berücksichtigt. Die verwendete Messtechnik zur Bestimmung der Leistung und des Volumenstroms ist in Tabelle 7.1 zu finden.

Der Leistungsbedarf des PCM-Kühlelements ist maßgeblich vom Betrieb des Lüfters abhängig. Daher ist in Anhang B.5 der gesamte Strombedarf des PCM-Kühlelements, sowie des Lüfters als Einzelkomponente dargestellt. Zusätzlich ist der resultierende Volumenstrom in Abhängigkeit des Drehwinkelgebers eingetragen. Bei maximalem Volumenstrom ergibt sich ein Leistungsbedarf von 1,33 W. Der Anteil des Lüfters liegt bei 1,05 W und beträgt damit ca. 79 %. Dies verdeutlicht die Relevanz eines effizienten Lüfters für das Gesamtkonzept. Im Stillstand beträgt der Leistungsbedarf 0,42 W. Insgesamt zeichnet sich das PCM-Kühlelement durch einen sehr niedrigen Leistungsbedarf aus.

Aufgrund der kompakteren Bauweise und des deutlich geringeren Materialeinsatzes beitragen die Gesamtkosten für ein PCM-Kühlelement 208,14 EUR (siehe Tabelle B.6). Der Preis liegt damit 784,93 EUR unter dem eines PCM-Turms. Mit ca. 33 % ist der größte Anteil an den Kosten auf den Materialbedarf der Verkapselung und des Gehäuses zurückzuführen. Zusätzlich sind der Mikrocontroller und die zugehörigen kompatiblen Module für weitere ca. 24 % der Kosten verantwortlich. Bei größeren Stückzahlen und anderen Herstellungsvarianten bzw. Industriekomponenten reduzieren sich diese Kostenpunkte deutlich.

7.2 Regeneration außerhalb der Nutzungszone

Durch das geringe Gewicht und das kleine Volumen ist das PCM-Kühlelement mobil einzusetzen. Dementsprechend ist die Regeneration ebenfalls an verschiedenen Orten möglich. Aufgrund der Erfahrungen mit dem PCM RT26 im PCM-Turm ist eine Regeneration des PCM-Kühlelements mit dem PCM RT22HC innerhalb von Büroräumen und insbesondere in einem Massivbau problematisch. Aus diesem Grund ist eine Regeneration außerhalb der Nutzungszone sinnvoll. Um dies zu ermöglichen, können die Probenkörper aus der Halterung entfernt und somit vom elektrischen System getrennt werden. Da das Material der Probenkörper Feuchtigkeits- und Witterungsbeständig ist, können die Probenkörper in dieser Form zum Beispiel im Außenbereich oder, falls vorhanden, im kühleren Kellerbereich des Bürogebäudes über Nacht regeneriert werden. Die entsprechenden Randbedingungen zum Beispiel im Nahbereich von Gebäuden sind nur schwierig abzuschätzen und daher kein sinnvoller Bezugswert für die Darstellung der Regeneration.

Eine weitere Möglichkeit ist die Regeneration in einem Kühlschrank. Hier liegt der Vorteil in konstant niedrigen Temperaturen über den gesamten Zeitraum. Zudem steht ein Kühlschrank in Büroumgebungen oftmals bereits zur Verfügung. Der Nachteil der Regeneration im Kühlschrank im Vergleich zum Außenbereich besteht lediglich in der ruhenden Luft. Im Außenbereich wird die Regeneration durch erzwungene Konvektion durch Luftströmungen verbessert. Zusätzlich ist im Außenbereich kein zusätzlicher elektrischer Energiebedarf zur Regeneration vorhanden. Zur Untersuchung der Eignung des Kühlschranks ist der verwendete Versuchsaufbau in Abbildung 7.3 dargestellt. Die Temperaturmessung wird mittels drei *Greisinger GMH 3700 Serie* Platin-Widerstandsthermometern mit der Genauigkeitsklasse 1/10 DIN B (Messunsicherheit: $\pm 1/10 \cdot (0,3 + 0,005 \cdot \vartheta)$ K) durchgeführt.

Für die Untersuchung wurde das PCM inklusive Verkapselung auf eine gleichmäßige Temperatur von 28 °C temperiert und anschließend mit den Widerstandsthermometern be-

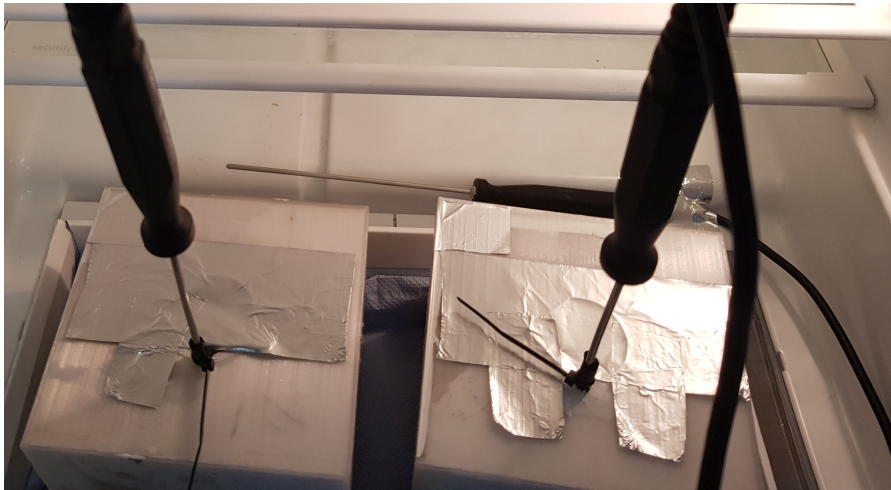


Abbildung 7.3: Untersuchung der Regeneration des Kühlelements in einem Kühlschrank. Es werden sowohl die PCM-Temperaturen als auch die Lufttemperatur innerhalb des Kühlschranks erfasst.

stückt in den Kühlschrank gestellt. Der Temperaturverlauf des PCM sowie des Kühlschranks ist in Abbildung 7.4 zu sehen. Während der Temperaturmessung war die Kühlschranktür bis auf wenige Ausnahmen zur Überprüfung der Position der Widerstandsthermometer durchgehend geschlossen.

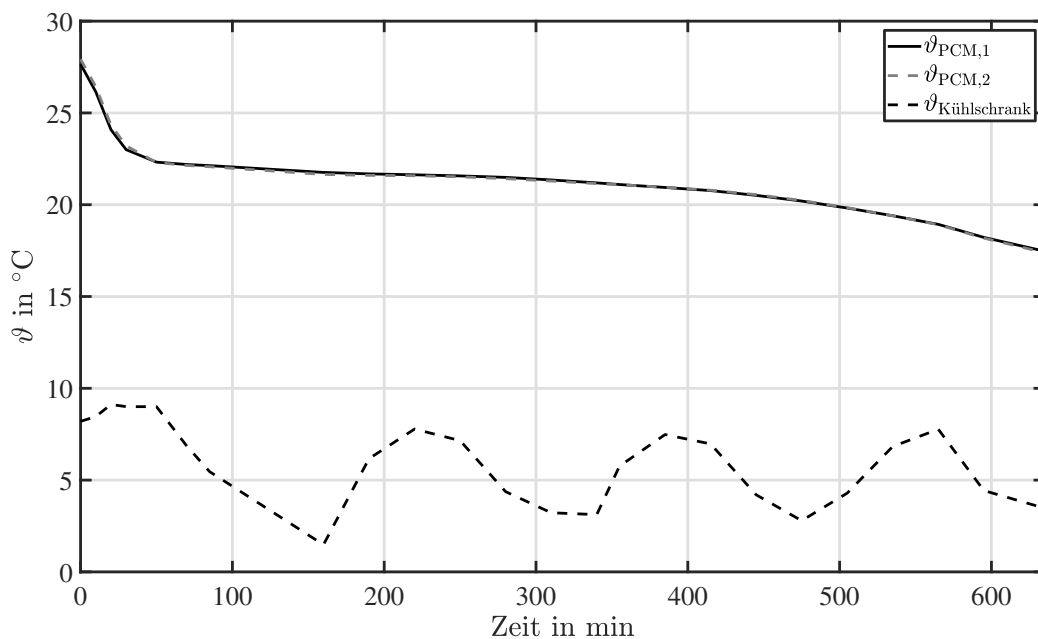


Abbildung 7.4: Verlauf der PCM und Lufttemperaturen bei der Regeneration in einem Kühlschrank

Der Verlauf der Lufttemperatur im Kühlschrank entspricht der normalen Zweipunktregelung eines Kühlschranks und schwankt zwischen ca. 1,5°C und 8°C. Die anfängliche Abweichung nach oben ist der langen Öffnungszeit zur Platzierung der Probenkörper und Widerstandsthermometer geschuldet.

Die Temperatur des PCM liegt zu Beginn der Messung leicht unter der ursprünglichen

Temperierung von 28 °C. Dies ist auf die bereits erfolgte Abkühlung zwischen Temperierung und Start der Messung zurückzuführen. Aufgrund der hohen Teilenthalpien bildet sich ein Temperaturplateau im Bereich von 20 °C bis 23 °C aus. Beim Unterschreiten der Temperaturgrenze von 20 °C nach ca. 500 Minuten liegt der Großteil des PCM im festen Zustand vor. Eine vollständige Regeneration des flüssigen PCM innerhalb des Kühlschranks ist demnach innerhalb von ca. 8 Stunden möglich. Zum Ende der Versuchszeit nach 635 Minuten ist das PCM bei einer Temperatur von 17 °C vollständig erstarrt. Es konnte gezeigt werden, dass eine Regeneration des PCM-Kühlelements über Nacht und somit ein Einsatz am nächsten Tag möglich ist. Um innerhalb eines Tagesverlaufs einen kontinuierlichen Kühlbetrieb zu realisieren, muss aufgrund der langen Regenerationszeit auf mehrere nacheinander zu verwendende Probenkörper zurückgegriffen werden.

7.3 Einsatz des Phasenwechselmaterial-Kühlelements in der Praxis

Das Potential des PCM-Kühlelements konnte anhand von Simulationen und auf dem Versuchsstand bereits gezeigt werden. Daher soll der Einsatz in der praktischen Anwendung von freiwilligen Nutzern, die eine leichte Tätigkeit im Sitzen ausführen, getestet werden. Für die Untersuchungen werden zehn PCM-Kühlelemente verwendet. Die resultierenden PCM-Masse der jeweiligen Prototypen, wobei jeder Prototyp zwei optimierte Probenkörper beinhaltet, ist in Tabelle B.7 dargestellt. Die Abweichungen des Gewichts ergeben sich aufgrund von mehreren Faktoren. So können zum Beispiel bei der Beschichtung mit Kunstharz unterschiedliche Mengen an Rückständen im Probenkörper verbleiben. Zudem variiert die Füllmenge an PCM, da die Probenkörper händisch nach Augenmaß befüllt werden. Als letzter Aspekt ist die Aluminiumbeschichtung zu nennen, die ebenfalls zum Beispiel durch Mehrfachklebung Einfluss auf das Gewicht hat.

Das PCM-Kühlelement wird von den Teilnehmern unter verschiedenen Randbedingungen sowohl in Bürogebäuden als auch in privaten Räumen im Homeoffice verwendet. Bei der Auswertung werden die unterschiedlichen Einsatzbereiche und die daraus resultierenden voneinander abweichenden Randbedingungen nicht weiter berücksichtigt. Die Anwender bestehen aus neun Männern und einer Frau. Das Alter der Teilnehmer liegt zwischen 31 und 66 Jahren. Eine spezielle persönliche Einweisung in die Verwendung des PCM-Kühlelements fand nicht statt. Stattdessen wurde eine ausführliche Bedienungsanleitung beigelegt. Hierdurch soll überprüft werden, ob der Einsatz des PCM-Kühlelements trotz der geringen Komplexität zu Schwierigkeiten in der Anwendung führt.

Zur Auswertung werden die auf der SD-Karte gespeicherten Daten verwendet. Zusätzlich werden von den Teilnehmern Fragebögen zur Bewertung des PCM-Kühlelements ausgefüllt (siehe Abbildung 7.5). Der Fragebogen wird anonymisiert erfasst und kann nur dem jeweiligen Prototypen, aber nicht den einzelnen Teilnehmern zugeordnet werden. Des Weiteren sind die Fragen so formuliert, dass keine Beeinflussung der Nutzer stattfindet. Der Fragebogen orientiert sich somit an den Vorgaben und Beispielen aus den Normen DIN EN 15251 (2012), DIN EN ISO 14505-3 (2006) und insbesondere an der DIN EN ISO 14505-3 (2020).

Fragebogen zur Bewertung des PCM-Kühlelements

Datum: _____

Alter: _____

Uhrzeit: _____

Geschlecht: m w d

Ich trage langärmelig kurzärmelig

1. Mir ist ...

kalt	kühl	leicht kühl	neutral	leicht warm	warm	heiß
<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>

2. Ich empfinde die thermische Umgebung als ...

angenehm	etwas unangenehm	unangenehm	sehr unangenehm	äußerst unangenehm
<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>

3. Ich hätte es lieber ...

viel kälter	kälter	etwas kälter	keine Änderung	etwas wärmer	wärmer	viel wärmer
<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>

4. Für mich persönlich ist das Umgebungsklima ...

eher erträglich als unerträglich	eher unerträglich als erträglich
<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>

5. Die Luftbewegung an meinem Platz empfinde ich als ...

zu gering	angenehm	leicht zugig	zugig	sehr zugig
<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>

Die weiteren Fragen bitte nur bei Betrieb des PCM-Kühlelements beantworten.

6. Ist das PCM-Kühlelement gerade in Betrieb?

ja nein

7. Ich empfinde die Lautstärke des PCM-Kühlelement als ...

nicht belästigend	etwas belästigend	belästigend	sehr belästigend
<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>

8. Folgende Körperteile werden vom PCM-Kühlelement angeströmt ...

Hände	Arme	Brustbereich	Rücken	Hals	Kopf
<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>

9. Folgende Körperteile empfinde ich durch die Anströmung des PCM-Kühlelements als zu kalt ...

Hände	Arme	Brustbereich	Rücken	Hals	Kopf
<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>

10. Weitere Anmerkungen, Kommentare, Hinweise

Vielen Dank! Durch die Beantwortung der Fragen helfen Sie mir sehr!

Abbildung 7.5: Fragebogen zur Bewertung des PCM-Kühlelements durch die Nutzer

7.3.1 Auswertung des Fragebogens im Feldversuch

Innerhalb des Fragebogens werden das aktuelle thermische Empfinden und die bevorzugte thermische Umgebung bzw. Entwicklung abgefragt. Zudem wird die Luftgeschwindigkeit sowie die Lautstärke bei Verwendung des PCM-Kühlelements bewertet. Eine Berücksichtigung der Umgebungslautstärke, die ebenfalls einen Einfluss auf diesen Teil der Bewertung hat, findet nicht statt. Bis auf die Fragen acht und neun ist für alle Fragen nur eine Antwort zulässig. Eine Mehrfachnennung oder keine Antwort ist nur bezüglich der Anzahl bzw. Auswahl der beeinflussten Körperteile durch das PCM-Kühlelement zulässig. Die Aufnahme des Datums und der Uhrzeit dienen der Zuordnung des Fragebogens zu bestimmten Betriebszuständen und Zeitpunkten. Zusätzlich können durch die Abfrage des Alters und des Geschlechts individuelle Einflüsse auf die Bewertung der thermischen Behaglichkeit identifiziert werden (siehe Kapitel 2.2). Als Besonderheit wird die Bekleidungslänge im Armbereich abgefragt, da das PCM-Kühlelement aufgrund des Aufbaus und der zu erwartenden Positionierung im Speziellen diesen Bereich anströmt. Aufgrund der Teilnehmerzahl und der erstmaligen Erprobung des PCM-Kühlelements wird keine statistische sondern eine rein qualitative Auswertung der Fragebögen vorgenommen.

Da die Anzahl an auszufüllenden Fragebögen für den Einsatz des PCM-Kühlelements nicht vorgegeben wurde, variierte die Antwortrate stark. Insgesamt konnten 23 Rückmeldungen zum Betrieb ausgewertet werden. Die Verteilungen der Antworten sind in Abbildung 7.6, Abbildung 7.7 und Abbildung 7.8 gegeben.

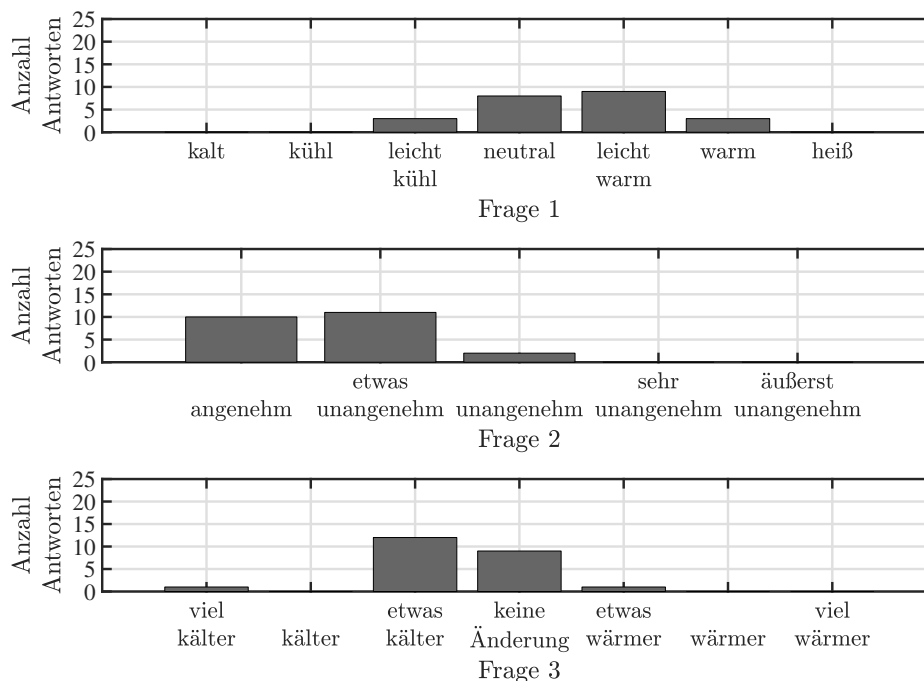


Abbildung 7.6: Auswertung der Fragen 1, 2 und 3

Die Auswertung der Fragebögen zeigt, dass die Grundresonanz des Einsatzes des PCM-Kühlelements positiv ausfällt. Der Großteil der Rückmeldungen zeigt keinen störenden Einfluss sondern eine positive Tendenz der Beeinflussung des thermischen Empfindens

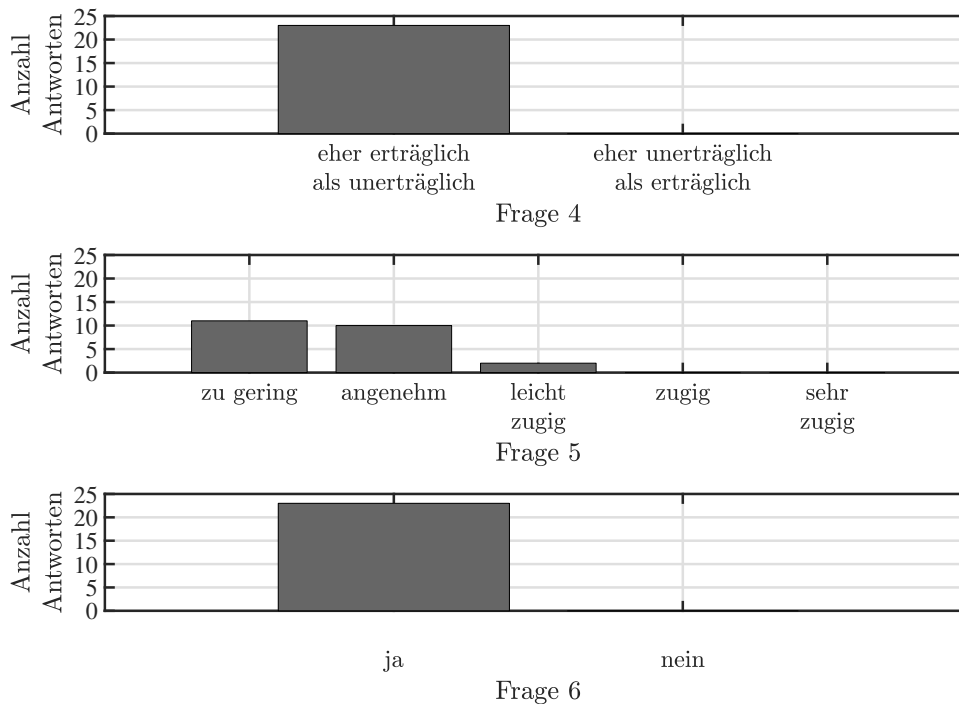


Abbildung 7.7: Auswertung der Fragen 4, 5 und 6

(siehe Abbildung 7.7 Frage 4). Es befinden sich über 90 % der Zeitpunkte im angenehmen oder lediglich etwas unangenehmen Bereich (siehe Abbildung 7.6 Frage 2). Des Weiteren ist zu erkennen, dass die Kühlwirkung durch die Temperaturdifferenz und die Strömungsgeschwindigkeit in etwa 55 % der Fälle nicht ausreichend ist (siehe Abbildung 7.6 Frage 3). Der restliche Anteil wünscht sich keine weitere Änderung des Umgebungszustands. Auffallend ist, dass das PCM-Kühlelement auch im Bereich des leicht kühlen oder neutralen thermischen Empfindens zum Einsatz kommt (siehe Abbildung 7.6 Frage 1). Dies bestätigt die individuelle Ausprägung der thermischen Behaglichkeit. Der Betrieb bei leicht kühlem und neutralem Empfinden lässt gleichzeitig eine hohe Erwartungshaltung an die Kühlwirkung vermuten, die zum Beispiel bei nicht vollständig regenerierten PCM, längerer Betriebszeit oder bei zu niedrigen Raumtemperaturen nicht erfüllt werden kann.

Für ca. 50 % der Nutzer fällt die Geschwindigkeit der erzeugten Luftströmung durch das PCM-Kühlelement zu gering aus (siehe Abbildung 7.7 Frage 5). Diese Einschätzung tritt auch bei kurzärmeliger Bekleidung auf. Dementsprechend ist zu erwarten, dass bei langärmeliger Bekleidung dieser Effekt noch verstärkt wird. Da langärmelige Bekleidung in einer Büroumgebung oftmals den Bekleidungs Vorschriften entspricht, ist dieser Punkt besonders zu beachten. Durch einen anderen Ventilator oder eine abgeänderte Geometrie lässt sich eine Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit bzw. eine Verbesserung des Empfindens erreichen. So könnten eine größere Querschnittsfläche in der Abströmung oder eine Möglichkeit zur Ausrichtung der Strömung weitere Körperteile wie zum Beispiel den Kopf beeinflussen. Als Folge könnten niedrige Strömungsgeschwindigkeiten durch den zusätzlichen Einfluss auf den Kopf oder weitere Bereiche als angenehmer empfunden werden.

Die Körperteile, die am häufigsten beeinflusst werden, sind wie erwartet die Hände, die Arme und der Brustbereich (siehe Abbildung 7.8 Frage 8). Dies entspricht den empfohlenen

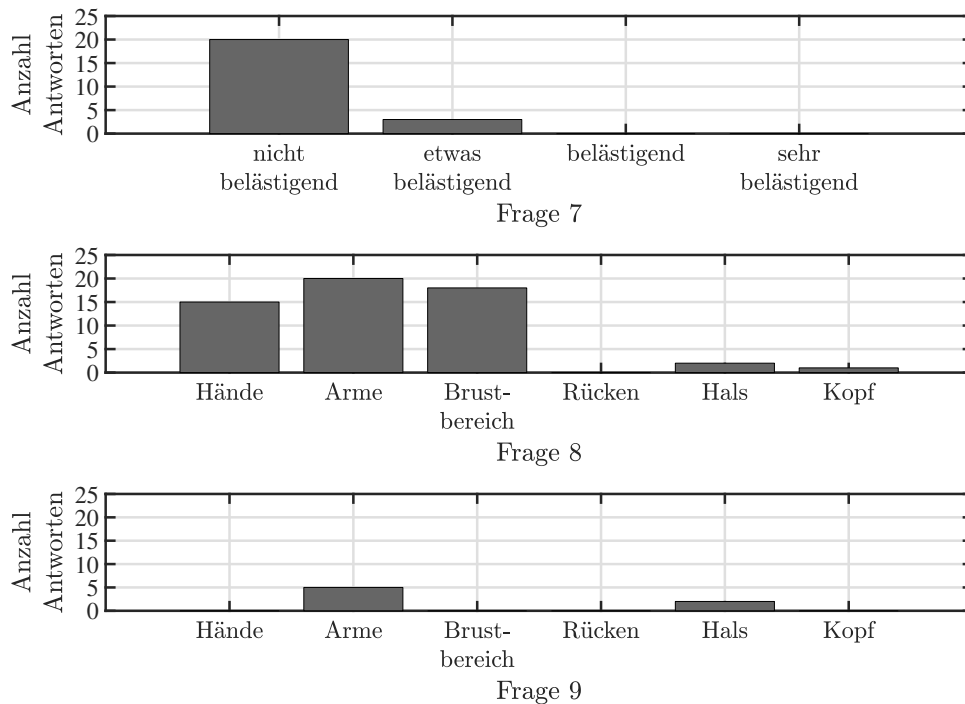


Abbildung 7.8: Auswertung der Fragen 7, 8 und 9

Bereichen aus Kapitel 4.1. In wenigen Fällen empfanden die Nutzer die Anströmung an den Armen als zu kalt (siehe Abbildung 7.8 Frage 9). Anhand der Messdaten sind dies Zeitpunkte mit erhöhtem Volumenstrom oder hoher Temperaturdifferenz bei Inbetriebnahme des PCM-Kühlelements. Abhilfe könnte somit eine andere Positionierung oder die Reduzierung des Volumenstroms verschaffen. Als Alternative bietet sich erneut die Möglichkeit zur Anpassung der Strömungsrichtung durch eine Düse direkt am PCM-Kühlelement. So könnten zum einen als zu kalt empfundene Körperbereiche umgangen werden und gleichzeitig eine individuelle Anpassung erfolgen. Zum anderen sind höhere und lokal fokussierte Strömungsgeschwindigkeiten möglich, die der bereits angesprochenen von einigen Nutzern zu gering empfundenen Luftbewegung entgegen wirkt.

Als letztes Kriterium wird die Lautstärke des PCM-Kühlelements betrachtet (siehe Abbildung 7.8 Frage 7). Als einzige Geräuschquelle ist dabei der Lüfter zu berücksichtigen. Hierbei wird die Lautstärke überwiegend als nicht störend empfunden. Zum Zeitpunkt der verbleibenden 15 % der Antworten, die eine leichte Lärmbelästigung empfinden, wurden hohe Leistungen des Ventilators ausgenutzt und somit auch die höchsten Geräuschpegel erreicht. Für weitere Konstruktionen sind dennoch schallisolierende Maßnahmen als sinnvolle Ergänzung zu betrachten.

7.3.2 Energetische Auswertung im Feldversuch

Zur energetischen Bewertung des Einsatzes des PCM-Kühlelements wird als repräsentativer Messtag der 11.08.2021 ausgewählt. Der Temperaturverlauf sowie die Stellung des Drehwinkelgebers ist in Abbildung 7.9 dargestellt.

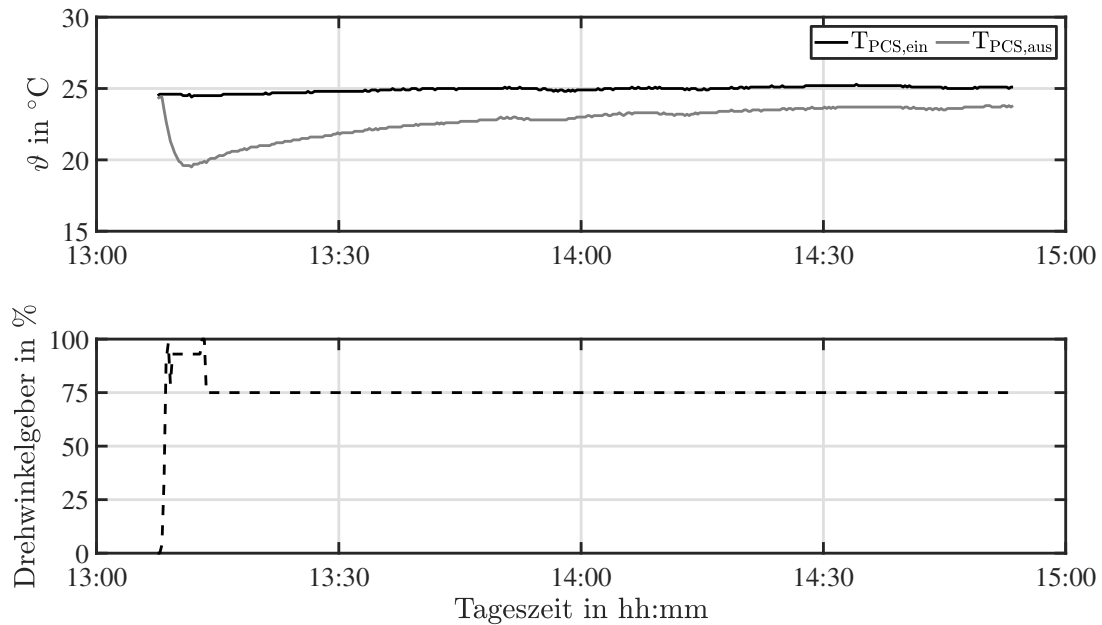


Abbildung 7.9: Verlauf der Ein- und Austrittstemperaturen des PCM-Kühlelements am 11.08.2021. Die Stellung des Drehwinkelgebers korreliert mit der Leistung des Ventilators.

Um 13:08 Uhr wird das PCM-Kühlelement bei einer Raumtemperatur von $(24,6 \pm 0,5)^\circ\text{C}$, also noch unter der normativen Behaglichkeitsgrenze, in Betrieb genommen. Nach anfänglichen Anpassungen des Volumenstroms über den Drehwinkelgeber wird ab 13:15 Uhr ein konstanter Volumenstrom von $24,61\text{ m}^3\text{ h}^{-1}$ bis zum Ende des Betriebs um 14:53 Uhr eingestellt. Die Einsatzdauer beträgt damit eine Stunde und 45 Minuten. Es ist zu berücksichtigen, dass das PCM-Kühlelement vor und nach der Einsatzzeit vom Netzbetrieb getrennt wurde und dementsprechend keine weiteren Messdaten an diesem Tag vorhanden sind.

Die gemessene Umgebungs- bzw. Eintrittstemperatur bleibt über den gesamten Zeitraum bei annähernd konstanten 25°C . Die anfängliche Temperaturabsenkung auf ca. 20°C lässt vermuten, dass das PCM nicht in vollständig erstarrtem Zustand vorliegt. Trotzdem wird eine maximale Temperaturdifferenz von $(5,00 \pm 0,82)\text{ K}$ erreicht (siehe Abbildung 7.10). Durch den im Einsatzzeitraum stattfindenden Phasenwechsel verringert sich das Potential zur Kühlung durch höhere Wandtemperaturen und dementsprechend auch die Temperaturdifferenz. Am Ende des Einsatzes liegt die Temperaturdifferenz bei $(1,30 \pm 0,82)\text{ K}$.

Die maximale Kühlleistung beträgt $(43,13 \pm 8,50)\text{ W}$ und die durchschnittliche Kühlleistung über den gesamten Zeitraum liegt bei $18,15\text{ W}$. Die spezifische Wärmekapazität und die Dichte werden für die Berechnung jeweils anhand der Eintrittstemperatur bestimmt. Eine Berücksichtigung der relativen Feuchte der Luft findet nicht statt. Als durchschnittliche Temperaturdifferenz ergibt sich $2,24\text{ K}$ und entspricht sogar ohne ausreichende Vorconditionierung den geforderten Werten aus der numerischen Optimierung (siehe Kapitel 6.2.3).

In Abbildung 7.11 ist der elektrische Leistungsbedarf sowie der resultierende COP abgebildet. Der maximale COP beträgt $38,52 \pm 6,97$ und wird bei der zugehörigen größten

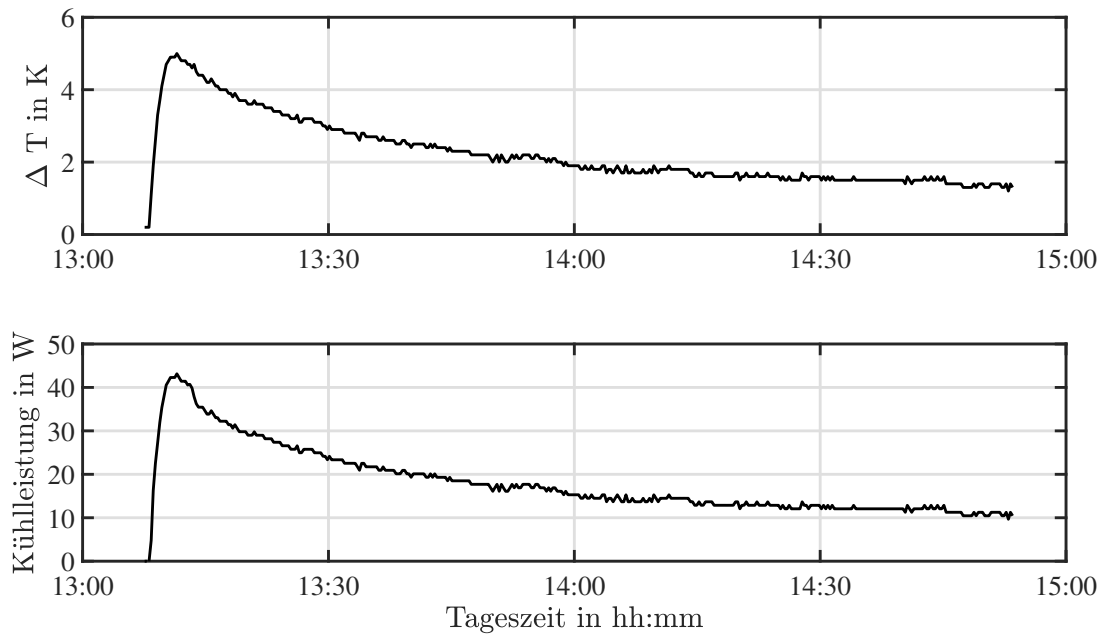


Abbildung 7.10: Temperaturdifferenz und Kühlleistung PCM-Kühlelements am 11.08.2021

Temperaturdifferenz erreicht. Die maximalen Werte sind sehr stark von der Vorkonditionierung abhängig und bieten daher nur eine geringe Aussagekraft. Aufgrund des geringen elektrischen Leistungsbedarfs liegt der COP über den gesamten Zeitraum über dem Wert 10. Der durchschnittliche COP erreicht einen hohen Wert von 18,12. Zu berücksichtigen ist, dass hier die rein technischen Bewertungsgrößen betrachtet werden. Die Kühlwirkung kann anhand der Fragebögen in den meisten Fällen als ausreichend bezeichnet werden. Genauere Untersuchungen unter definierten Randbedingungen sind allerdings unumgänglich.

Neben dem COP ist die Arbeitszahl eine wichtige Kenngröße für das PCM-Kühlelement, da die Regeneration des PCM einen zusätzlichen elektrischen Energiebedarf hervorrufen kann. Die Berechnung der Arbeitszahl erfolgt nach Gleichung 5.4. Hierbei wird angenommen, dass exakt die gleiche Energiemenge, die durch das PCM-Kühlelement bei der Kühlung aufgenommen wird, auch wieder regeneriert werden muss. Über eine luftseitige Bilanz wird dieser Wert aus den Messdaten zu $(32,12 \pm 7,23)$ Wh bestimmt. Eine Plausibilitätsprüfung anhand der gemessenen Austrittstemperaturen in Verbindung mit den zugehörigen Teilenthalpien (siehe Abbildung B.2), sowie der Masse des PCM ergibt einen Wert von ca. 27,02 Wh und liegt damit in der gleichen Größenordnung.

Für die Bestimmung der Arbeitszahl muss der elektrische Energiebedarf zur Regeneration bestimmt werden. Die zwei betrachteten Varianten sind:

- Regeneration außerhalb der Nutzungszone ohne zusätzlichen Energiebedarf,
- Regeneration in einem Kühlschranks.

Für die Regeneration außerhalb der Nutzungszone wird vereinfacht angenommen, dass ausreichend niedrige Temperaturen vorhanden sind und kein zusätzlicher elektrischer

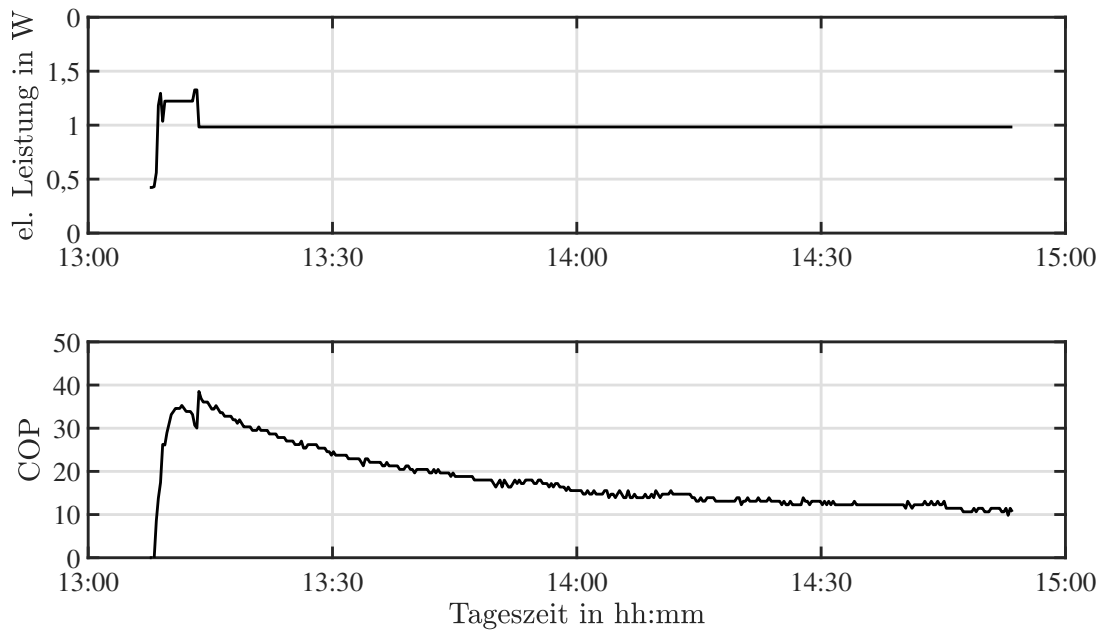


Abbildung 7.11: Darstellung des elektrischen Leistungsbedarfs und des COP des PCM-Kühlelements am 11.08.2021

Tabelle 7.2: Benötigter elektrischer Energiebedarf zur Regeneration des PCM-Kühlelements in Abhängigkeit von verschiedenen Arbeitszahlen

Arbeitszahl konv. Kältemaschine	el. Energiebedarf in Wh
2	16,06
3	10,7
4	8,03
5	6,42

Energiebedarf entsteht. Aufgrund des intermittierenden Betriebs eines Kühlschranks (siehe Abbildung 7.4) ist eine direkte Berechnung des elektrischen Energiebedarfs nicht möglich. Auch sind die Randbedingungen durch das Öffnen und Schließen der Türen sowie weitere Gegenstände oder Lebensmittel uneindeutig. Zusätzlich spielt das Temperaturniveau des Kühlschranks im Zusammenhang mit der Dauer der Regeneration eine Rolle. Aufgrund dieser Ungenauigkeiten wird die Sensitivität gegenüber der benötigten elektrischen Energiemenge anhand von Arbeitszahlen für den Betrieb eines Kühlschranks bzw. einer Kältemaschine abgeschätzt. In Tabelle 7.2 ist der elektrische Energiebedarf für die Regeneration von 32,12 Wh in Abhängigkeit der Arbeitszahl dargestellt.

Durch die Addition des elektrischen Energiebedarfs aus der Regeneration und des Betriebs kann der Gesamtenergiebedarf bestimmt werden. Die resultierenden Arbeitszahlen für das PCM-Kühlelement sind in Tabelle 7.3 zu finden.

Anhand der Arbeitszahl wird deutlich, dass eine Regeneration außerhalb der Nutzungszone erwartungsgemäß die höchste Arbeitszahl mit 18,33 erreicht. Der Wert liegt für diesen Betrachtungsfall um ein Vielfaches höher als die Arbeitszahl von konventionellen Kältemaschinen. Für die stark vereinfachte Annahme der Regeneration in einem Kühlschrank

Tabelle 7.3: Abgeschätzte Arbeitszahlen des PCM-Kühlelements

Arbeitszahl konv. Kältemaschine	$\int (P_{\text{PCS,K,el}}) d\tau$ in Wh	$\int (P_{\text{R,KS,el}}) d\tau$ in Wh	$\int (P_{\text{PCS,K,el}} + P_{\text{R,KS,el}}) d\tau$ in Wh	AZ_{PCS}
-	1,75	-	1,75	18,33
2	1,75	16,06	17,81	1,8
3	1,75	10,7	12,45	2,58
4	1,75	8,03	9,78	3,28
5	1,75	6,42	8,17	3,92

hängt die Arbeitszahl sehr stark von der betrachteten Randbedingung ab. Ab einer Arbeitszahl der Kälteerzeugung von vier liegt das PCM-Kühlelement bereits bei einer guten Arbeitszahl von 3,28. Gleichzeitig ist zu berücksichtigen, dass diese Betrachtungsweise keine Verluste zwischen der Kältebereitstellung und der Regeneration des PCM beinhaltet.

Als weiterer Aspekt ist der Ort der Kältebereitstellung zu beachten. Das PCM-Kühlelement ermöglicht die Beeinflussung direkt in unmittelbarer Umgebung des Nutzers, wohingegen konventionelle Kältemaschinen an einem zentralen Ort in Verbindung mit einem Kältespeicher die Kälteleistung bereitstellen, sodass Leitungs- und Speicherverluste auftreten. Des Weiteren ist nach Kapitel 4.2.2 zu erwarten, dass durch den geringen elektrischen Energiebedarf des PCM-Kühlelements das Zieltemperaturniveau des gesamten Raumes erhöht werden kann. Die daraus resultierende Reduzierung des Energiebedarfs könnte den Mehrbedarf des PCM-Kühlelements egalalisieren. Um eine exaktere Aussage zu treffen, sind demnach noch weitere Untersuchungen insbesondere unter definierten Randbedingungen und intensiveren Befragungen der Nutzer nötig.

Abschließend ist festzuhalten, dass das PCM-Kühlelement eine geeignete Alternative sowohl für den Bestandsbau als auch für den Neubau darstellt. Beim Neubau kann durch Berücksichtigung des Einsatzes des PCM-Kühlelements die geplante Kältemaschine bzw. Klimaanlage kleiner ausfallen. Dies führt sowohl zu reduzierten Investitions- als auch Betriebskosten.

Für den Bestandsbau ist einerseits die bereits angesprochene Erhöhung der Raumtemperatur von Vorteil und andererseits kann ein zusätzliches Kühlpotential ohne Veränderung der Anlagentechnik bereitgestellt werden. Für Bestandsbauten ohne Klimaanlage ist das PCM-Kühlelement eine einfache und kostengünstige Möglichkeit, ohne aufwendige Baumaßnahmen einen positiven Effekt für die thermische Behaglichkeit der Nutzer zu erzielen.

Unabhängig des Gebäudetyps kann ein weiterer positiver Nutzen des PCM-Kühlelements in der Entlastung der elektrischen Netze liegen. Aufgrund des niedrigen elektrischen Energiebedarfs könnte das PCM-Kühlelement mit einem Akku betrieben werden. Dies ermöglicht zu Spitzenlastzeiten die Reduzierung des elektrischen Strombedarfs durch eine Abregelung konventioneller Anlagen. Die Regeneration sowie die Aufladung des Akkus ist dann zu Zeiten niedriger Last möglich.

7.4 Zusammenfassung

Insgesamt ist der Einsatz des PCM-Kühlelements positiv zu bewerten. Hierbei sind insbesondere das einfache Konzept und die leichte Verständlichkeit hervor zu heben. Ohne gesonderte Einweisung oder Schulung ist ausreichend Verständnis zur Anwendung des Prototypen vorhanden. Dabei ist davon auszugehen, dass das PCM-Kühlelement in den meisten Fällen nicht optimal regeneriert oder auf den Einsatz vorbereitet wurde. Für weitere Untersuchungen sollte daher der Ort der Regeneration mit erfasst werden, da die Temperaturmessung an der Halterung des PCM-Kühlelements durch die Möglichkeit der Entnahme der Verkapselung nicht zwangsläufig die entsprechenden Temperaturen für die Regeneration widerspiegelt. Hierdurch erschwert sich die Leistungsbewertung, da der anfängliche Aggregatzustand nicht bekannt ist und die Leistung stark von diesem abhängt.

Neben den Feldversuchen sollte eine Untersuchung des PCM-Kühlelements unter kontrollierten Temperaturrandbedingungen durchgeführt werden. Zwar beeinflusst die Durchführung innerhalb eines Labors oftmals die individuelle Bewertung des thermischen Empfindens, ermöglicht aber die genaue energetische Bewertung des PCM-Kühlelements. Gleichzeitig können aufgrund der exakten Erfassung der Umgebungszustände die groben Einsatzgrenzen besser abgeschätzt werden. Zusätzlich ist dann eine Auswertung bezüglich der Effekte der Allästhesie (siehe Kapitel 4.3.3) möglich.

Auch wenn eine Regeneration zum Beispiel im Außenbereich an einigen Tagen im Jahr aufgrund von tropischen Nächten nicht möglich ist, zeigt sich das große Potential des PCM-Kühlelement. Die Arbeitszahl liegt für diesen Fall um ein Vielfaches höher als die von konventionellen Kältemaschinen. Gleichzeitig ist die Kühlleistung ohne Verluste direkt im Nahbereich des Nutzers vorhanden. Für den Einsatz konventioneller Kältemaschinen entstehen in der Regel weitere Verluste, zum Beispiel Leitungsverluste, da das niedrige Temperaturniveau zentral und nicht beim Nutzer bereitgestellt wird.

Entscheidend für den Einsatz des PCM-Kühlelements ist die kleine, leichte und damit mobile Konstruktionsweise, sodass eine Regeneration ohne zusätzlichen Energiebedarf erfolgen kann. Gleichzeitig ist eine Skalierung in gewissen Grenzen problemlos durchzuführen und ermöglicht eine Anpassung an verschiedene Kühlaufgaben. Das Hauptaugenmerk ist hierbei auf einen niedrigen Druckverlust bei gleichzeitig langen Strömungswegen zu legen.

8 Zusammenfassung und Ausblick

Der Anteil der Gebäudekühlung an den globalen Treibhausgasemissionen steigt in den letzten Jahren stetig an. Der steigende Kühlbedarf hat einen hohen elektrischen Energiebedarf und eine zusätzliche Belastung der Stromnetze zur Folge. Gleichzeitig führen gesellschaftliche und klimatische Veränderungen zu einer weiter erhöhten Nachfrage an konventionellen Klimaanlageanlagen, die oftmals Kältemittel mit hohem Treibhauspotential beinhalten. Vor diesem Hintergrund wird als alternative Anwendung der Einsatz von personenorientierten Komfortsystemen mit niedrigem Energiebedarf und ohne die Verwendung von Kältemitteln experimentell und numerisch untersucht.

Um eine individuelle Einflussnahme auf die Raumklimabedingungen zu ermöglichen, können personenorientierte Komfortsysteme eingesetzt werden. Durch derartige Systeme wird das konditionierte Raumvolumen auf den Wirkungsbereich eines Nutzers oder vereinzelter Körperteile beschränkt. Die größtmöglichen Auswirkungen werden dabei durch die thermische Beeinflussung des Kopf- und Halsbereichs sowie des Torsos und der Hände erreicht. Neben dem Potential zur Steigerung der Leistungsfähigkeit durch eine Verbesserung des thermischen Komforts ist die Reduzierung des Energiebedarfs zur Kühlung eines Gebäudes durch die Fokussierung auf lokale Bereiche ein zentrales Ziel des Einsatzes von personenorientierten Komfortsystemen.

Anhand von zwei Alternativen der lokalen Kühlung wird die Möglichkeit zur Steigerung des thermischen Komforts untersucht. Die Bereitstellung der Kühlleistung wird durch die Verwendung von Phasenwechselmaterialien realisiert, sodass keine Kältemaschine und kein Kältemittel benötigt werden. Bei Raumluftzuständen außerhalb des Behaglichkeitsbereichs strömt warme Raumluft über eine Verkapselung mit integriertem Phasenwechselmaterial. Aufgrund der annäherungsweise konstanten Temperatur während des Phasenwechsels wird die Raumluft abgekühlt und steht auf einem niedrigerem Temperaturniveau zur Verfügung.

Hierbei stellt die erste Variante, als Phasenwechselmaterial-Turm bezeichnet, ein Mikroklima im gesamten Wirkungsbereich des Nutzers ein. Durch die Verwendung des Phasenwechselmaterial-Turms ist eine Einhaltung der Behaglichkeitskennwerte und der Temperatur für einen Zeitraum von bis zu drei Stunden nach Überschreiten der Behaglichkeitsgrenze von 25,5 °C möglich. Dabei wird ein durchschnittlicher COP von 4,8 erreicht. Trotz der mobilen Gestaltung ist aufgrund des hohen Gewichts von über 54 kg eine Regeneration des Phasenwechselmaterials außerhalb der Nutzungszone nicht realistisch. Als Folge der thermischen Trägheit von Gebäuden ist die Regeneration außerhalb der Nutzungszeiten aufgrund zu hoher Raumtemperaturen nur unter großem Zeitaufwand oder gar nicht möglich. Die Auswirkungen zeigen sich in einer Arbeitszahl von 0,97.

Aus den Ergebnissen des Phasenwechselmaterial-Turms lässt sich ableiten, dass leichtere und kompaktere Konstruktionsweisen zu bevorzugen sind. Unter Berücksichtigung der zu bevorzugenden Körperregionen zur lokalen Kühlung wird ein Phasenwechselmaterial-Kühlelement konzipiert und untersucht, das die Kühlung der Hände und des Torsos ermöglicht. Anhand von zwei Versuchsständen zur Untersuchung des Druckverlusts, der Kühlleistung und der Eindringtiefe einer Strömung in den Raum werden validierte CFD-Simulationsmodelle erstellt. Die numerische Optimierung bezüglich des Druckverlusts und der Kühlleistung erfolgt für einen festgelegten Betriebszeitraum von drei Stunden. Um geeignete Geometrien zu erreichen, ist die Wahl der geeigneten Zielgrößen von entscheidender Bedeutung. Die im Rahmen dieser Arbeit gewählten Zielgrößen sind die Minimierung des Druckverlusts, die Maximierung der durchschnittlichen Temperaturdifferenz sowie die Maximierung der Temperaturdifferenz am Ende des Betrachtungszeitraums. Aufgrund des Zielkonflikts der Optimierungsgrößen ist keine eindeutige Lösung zu erreichen. Die ausgewählte Geometrie hat eine quadratische Grundfläche mit einer Kantenlänge von 120 mm bei einer Gesamtlänge von 250 mm mit drei horizontalen und sechs vertikalen Luftkanälen. Die durchschnittliche Temperaturdifferenz innerhalb des Betriebszeitraums beträgt 2,5 K. Der Druckverlust liegt bei nur 5 Pa.

Der Einsatz des Phasenwechselmaterial-Kühlelements wird in einer Feldstudie untersucht und sowohl durch Fragebögen zur thermischen Behaglichkeit als auch energetisch bewertet. Anhand der Fragebögen lässt sich eine positive Bilanz bezüglich des Einsatzes feststellen. Der größte Kritikpunkt lag dabei in einer teilweise als zu gering empfundenen Luftströmung. Die erreichte Kühlleistung von durchschnittlich 18,15 W und die durchschnittliche Temperaturdifferenz von 2,24 K ist für den betrachteten Fall ausreichend. Der durchschnittliche COP beträgt 18,12. Allerdings zeigt die energetische Bewertung, dass die Arbeitszahl stark von der Regeneration des Phasenwechselmaterials abhängt. Bei einer Regeneration ohne zusätzlichen Energiebedarf, zum Beispiel bei niedrigen Temperaturen im Außenbereich, ist eine Arbeitszahl von 18,33 möglich. Bei der Regeneration in einem externen Kühlaggregat liegt die Arbeitszahl zwischen 1,8 und 3,92.

Zukünftig sollten weitere Untersuchungen des Phasenwechselmaterial-Kühlelements unter definierten Randbedingungen erfolgen. Dadurch ist neben einer Eingrenzung des energetisch sinnvollen Einsatzbereichs der Einfluss auf den thermischen Komfort besser abzuschätzen. Mittels Parameterstudien ist anhand der erstellten Modelle eine Skalierung der Geometrie und die Erprobung bezüglich anderer Einsatzbereiche sinnvoll. Außerdem sind konstruktive Veränderungen zur Ausrichtung der ausströmenden Luft zu untersuchen. Durch die zusätzliche Einflussnahme der Nutzer und die damit mögliche individuelle Anpassung könnte die Akzeptanz eines derartigen Kühlsystems gesteigert werden.

Insgesamt bietet das Phasenwechselmaterial-Kühlelement eine alternative Kühlmethode, die ohne bauliche Eingriffe den thermischen Komfort des Nutzers positiv beeinflussen kann. Dies ist in Form von weiteren Feldstudien mit größerer Teilnehmerzahl zu bestätigen. Zusätzlich sind weitere Optimierungspotentiale vorhanden, die sowohl zu einer Reduzierung des elektrischen Energiebedarfs als auch zu einer Verringerung der Investitionskosten unter Beibehaltung der lokalen Kühlwirkung führen können.

Literaturverzeichnis

Die Literaturangaben sind alphabetisch geordnet. Quellen von mehr als einem Autor sind nach dem ersten Autor einsortiert. Standardwerke, deren Titel im Alltagsgebrauch geläufig ist, sind zur besseren Lesbarkeit des Textes unter diesem Titel einsortiert.

- ALTOMONTE, S., ALLEN, J., BLUYSSSEN, P. M., BRAGER, G., HESCHONG, L.,
LODER, A., SCHIAVON, S., VEITCH, J. A., WANG, L. UND WARGOCKI, P. (2020):
„Ten questions concerning well-being in the built environment“.
In: *Building and Environment*, Band 180 (106949).
- ÁLVAREZ, S., CABEZA, L. F., RUIZ-PARDO, A., CASTELL, A. UND TENORIO, J. A.
(2013):
„Building integration of PCM for natural cooling of buildings“.
In: *Applied Energy*, Band 109, Seiten 514–522.
- AMAI, H., TANABE, S. UND AKIMOTO T. GENMA, T. (2007):
„Thermal sensation and comfort with different task conditioning systems“.
In: *Building and Environment*, Band 42 (12), Seiten 3955–3964.
- ANSI/ASHRAE STANDARD 55 (2010):
Thermal environmental conditions for human occupancy. Atlanta, Georgia/USA.
- ARAÚJO, V. M. D. UND ARAÚJO, E. H. S. (1999):
„The applicability of ISO 7730 for the assessment of the thermal conditions of users of
the buildings in Natal, Brazil“.
In: *Indoor Air 99, Proceedings of the 8th International Conference on Indoor Air
Quality and Climate, Edingburgh, Schottland, 8-13 August 1999*, Band 2,
Seiten 148–153.
- ARENS, E., ZHANG, H. UND HUIZENGA, C. (2006):
„Partial- and whole-body thermal sensation and comfort - Part II: Non-uniform
environmental conditions“. In: *Journal of Thermal Biology*, Band 31 (1-2),
Seiten 60–66.
- ARENS, E., ZHANG, H., PASUT, W., WARNEKE, A., BAUMAN, F. UND HIGUCHI, H.
(2011):
„Thermal comfort and perceived air quality of a PEC system“.
In: *Indoor Air 2011, Proceedings of the 12th International Conference on Indoor Air
Quality and Climate, Austin, Texas, USA, 5-10 Juni 2011*, Band 1, Seiten 865–870.
- ATTHAJARIYAKUL, S. UND LERTSATITTANAKORN, C. (2008):
„Small fan assisted air conditioner for thermal comfort and energy saving in
Thailand“. In: *Energy Conversion and Management*, Band 49 (10), Seiten 2499–2504.

- BAUMAN, F. S., CARTER, T. G., BAUGHMAN, A. V. UND ARENS, E. A. (1998):
„Field Study of the Impact of a Desktop Task/Ambient Conditioning System in Office Buildings“. In: *ASHRAE Transactions*, Band 104.
- BESHIR, M. Y. UND RAMSEY, J. D. (1981):
„Comparison between male and female subjective estimates of thermal effects and sensations“. In: *Applied Ergonomics*, Band 12 (1), Seiten 29–33.
- BIENERT, K. UND NEHRING, D. (2005):
Behälter aus Kunststoff zum Transport und Lagern von Gütern bei gleichbleibender Temperatur und Verfahren zur Herstellung der Behälter.
Deutsches Patent- und Markenamt.
102 16 263.8: <https://register.dpma.de/DPMAregister/pat/register?AKZ=102162638>,
Abgerufen: 20.12.2021.
- BOCCARDO, L. B., KAZANCI, O. B., ALLERHAND, J. Q. UND OLESEN, B. W. (2019):
„Economic comparison of TABS, PCM ceiling panels and all-air systems for cooling offices“. In: *Energy and Buildings*, Band 205 (109527).
- BOERSTRA, A. C. (2016):
„Personal control over indoor climate in offices: impact on comfort, health and productivity“. Dissertation. Technische Universität Eindhoven.
- BOGATU, D., BOURDAKIS, E., KAZANCI, O. B. UND OLESEN, B. W. (2019):
„Experimental Comparison of Radiant Ceiling Panels and Ceiling Panels Containing Phase Change material (PCM)“. In: *CLIMA 2019, 13th REHVA World Congress, Bukarest, Rumänien, 26-29 Mai 2019*, Band 111 (01072).
- BOITING, B. UND HOLLENBECK, P. (2013):
„PCM-Kühldecken“. In: *HLH Klimatechnik*, Band 64 (6), Seiten 74–76.
- BRAGER, G., ZHANG, H. UND ARENS, E. (2015):
„Evolving opportunities for providing thermal comfort“.
In: *Building Research & Information*, Band 43 (3), Seiten 274–287.
- BRAGER, G. S. UND DE DEAR, R. J. (1998):
„Thermal adaption in the built environment: a literature review“.
In: *Energy and Buildings*, Band 27 (1), Seiten 83–96.
- BRAGER, G. S., PALIAGA, G. UND DE DEAR, R. (2004):
„Operable Windows, Personal Control, and Occupant Comfort“.
In: *ASHRAE Transactions*, Band 110 (2), Seiten 17–35.
- BUBB, H. (2003):
„Komfort und Diskomfort“. In: *Ergonomie aktuell*, Band 4, Seiten 5–8.
- BUNDESANSTALT FÜR ARBEITSSCHUTZ UND ARBEITSMEDIZIN (2010):
ASR A3.5 Raumtemperatur. Version März 2021.
Bundesanstalt für Arbeitsschutz und Arbeitsmedizin (BAuA).
URL: <https://www.baua.de/DE/Angebote/Rechtstexte-und-Technische-Regeln/Regelwerk/ASR/ASR-A3-5.html> (besucht am 02.07.2021).

-
- CALMA, J. (2019):
During deadly heat wave, New York utility cut power to high-risk neighborhoods.
Grist. URL: <https://grist.org/article/during-deadly-heat-wave-new-york-utility-cut-power-to-high-risk-neighborhoods/> (besucht am 02.09.2021).
- CANDIDO, C. UND DE DEAR, R. (2012):
„From thermal boredom to thermal pleasure: a brief literature review“.
In: *Ambiente Construído*, Band 12 (1), Seiten 81–90.
- CCAC (2021):
Hydrofluorocarbons (HFCs). Climate & Clean Air Coalition.
URL: <https://www.ccacoalition.org/en/slcp/hydrofluorocarbons-hfcs>
(besucht am 02.09.2021).
- CENA, K. UND DE DEAR, R. (2001):
„Thermal comfort and behavioural strategies in office buildings located in a hot-arid climate“.
In: *Journal of Thermal Biology*, Band 26 (4-5), Seiten 409–414.
- CHEN, X., ZHANG, Q., ZHAI, Z. J. UND MA, X. (2019):
„Potential of ventilation systems with thermal energy storage using PCMs applied to air conditioned buildings“.
In: *Renewable Energy*, Band 138, Seiten 39–53.
- CHEUNG, T., SCHIAVON, S., PARKINSON, T., LI, P. UND BRAGER, G. (2019):
„Analysis of the accuracy on PMV – PPD model using the ASHRAE Global Thermal Comfort Database II“.
In: *Building and Environment*, Band 153, Seiten 205–217.
- CONCA, J. (2016):
Fighting Air Conditioning’s Peak Demand With Thermal Energy Storage.
Forbes Media LLC.
URL: <https://www.forbes.com/sites/jamesconca/2016/07/07/fighting-air-conditionings-peak-demand-with-thermal-energy-storage> (besucht am 02.09.2021).
- DA CONCEIÇÃO PEREIRA, P. F. UND BRODAY, E. E. (2021):
„Determination of Thermal Comfort Zones through Comparative Analysis between Different Characterization Methods of Thermally Dissatisfied People“.
In: *Buildings*, Band 11 (8), Seiten 2075–5309.
- DALEWSKI, M., MELIKOV, A. K. UND VESELY, M. (2014):
„Performance of ductless personalized ventilation in conjunction with displacement ventilation: Physical environment and human response“.
In: *Building and Environment*, Band 81, Seiten 354–364.
- DE DEAR, R. (2011):
„Revisiting an old hypothesis of human thermal perception: alliesthesia“.
In: *Building Research & Information*, Band 39 (2), Seiten 108–117.
- DE DEAR, R. J. UND BRAGER, G. S. (2002):
„Thermal comfort in naturally ventilated buildings: revisions to ASHRAE Standard 55“.
In: *Energy and Buildings*, Band 34 (6), Seiten 549–561.

- DHUMANE, R., MALLOW, A., QIAO, Y., GLUESENKAMP, K. R., GRAHAM S. LING, J. UND RADERMACHER, R. (2018):
„Enhancing the thermosiphon-driven discharge of a latent heat thermal storage system used in a personal cooling device“.
In: *International Journal of Refrigeration*, Band 88, Seiten 599–613.
- DIN 33403-2 (2000):
Klima am Arbeitsplatz und in der Arbeitsumgebung – Teil 2: Einfluss des Klimas auf den Wärmehaushalt des Menschen. Berlin, Deutschland.
- DIN EN 15251 (2012):
Eingangsparameter für das Raumklima zur Auslegung und Bewertung der Energieeffizienz von Gebäuden – Raumluftqualität, Temperatur, Licht und Akustik; Deutsche Fassung EN 15251:2007. Berlin, Deutschland.
- DIN EN ISO 14505-3 (2006):
Ergonomie der thermischen Umgebung – Bewertung der thermischen Umgebungen in Fahrzeugen – Teil 3: Bewertung der thermischen Behaglichkeit durch Versuchspersonen (ISO 14505-3:2006); Deutsche Fassung EN ISO 14505-3:2006. Berlin, Deutschland.
- DIN EN ISO 14505-3 (2020):
Ergonomie des Umgebungsklimas – Subjektive Bewertungsskalen für die Beurteilung der physikalischen Umgebung (ISO 10551:2019); Deutsche Fassung EN ISO 10551:2019. Berlin, Deutschland.
- DIN EN ISO 7730 (2006):
Ergonomie der thermischen Umgebung – Analytische Bestimmung und Interpretation der thermischen Behaglichkeit durch Berechnung des PMV- und des PPD-Indexes und Kriterien der lokalen thermischen Behaglichkeit (ISO 7730:2005); Deutsche Fassung EN ISO 7730:2005. Berlin, Deutschland.
- DIN EN ISO 8996 (2005):
Ergonomie der thermischen Umgebung – Bestimmung des körpereigenen Energieumsatzes (ISO 8996:2004); Deutsche Fassung EN ISO 8996:2004. Berlin, Deutschland.
- DIN EN ISO 9241-306 (2018):
Ergonomie der Mensch-System-Interaktion - Teil 306: Vor-Ort-Bewertungsverfahren für elektronische optische Anzeigen (ISO 9241-306:2018). Berlin, Deutschland.
- DIN EN ISO 9241-5 (1999):
Ergonomische Anforderung für Bürotätigkeiten mit Bildschirmgeräten - Teil 5: Anforderungen an Arbeitsplatzgestaltung und Körperhaltung (ISO 9241-5:1998). Berlin, Deutschland.

-
- DU, Y., MUEHLBAUER, J., LING, J., AUTE, V., HWANG, Y. UND RADERMACHER, R. (2016):
„Rechargeable Personal Air Conditioning Device“.
In: *ASME 2016, 10th International Conference on Energy Sustainability collocated with the ASME 2016 Power Conference and the ASME 2016 14th International Conference on Fuel Cell Science, Engineering and Technology, Charlotte, North Carolina, USA, 26-30 Juni 2016*, Band 1 (V001T11A006).
- EN ISO 7726 (2002):
Umgebungs-klima – Instrumente zur Messung physikalischer Größen.
Berlin, Deutschland.
- ESKELAND, G. S. UND MIDEKSA, T. K. (2010):
„Electricity demand in a changing climate“.
In: *Mitigation and Adaption Strategies for Global Change*, Band 15, Seiten 877–897.
- FADEN, M., KÖNIG-HAAGEN, A., HÖHLEIN, S. UND BRÜGGEMANN, D. (2018):
„An implicit algorithm for melting and settling of phase change material inside macrocapsules“. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Band 117, Seiten 757–767.
- FANGER, P. O. (1970):
Thermal comfort: analysis and applications in environmental engineering. 1. Auflage.
New York, USA: McGraw-Hill.
- FANGER, P. O. (2000):
„Menschliche Anforderungen an zukünftige zu klimatisierende Umgebungen“.
In: *KI – Luft- und Kältetechnik*, Band 3, Seiten 114–119.
- FANGER, P. O. UND LANGKILDE, G. (1975):
„Interindividual differences in ambient temperatures preferred by seated persons“.
In: *ASHRAE Transactions*, Band 81, Seiten 140–147.
- FANGER, P. O., MELIKOV, A. K., HANZAWA, H. UND RING, J. (1988):
„Air Turbulence and Sensation of Draught“. In: *Energy and Buildings*, Band 12 (1), Seiten 21–39.
- FISK, W. J. UND ROSENFELD, A. H. (1997):
„Estimates of Improved Productivity and Health from Better Indoor Environments“.
In: *Indoor Air*, Band 7 (3), Seiten 158–172.
- FOUNTAIN, M., BRAGER, G. UND DE DEAR, R. (1996):
„Expectations of indoor climate control“. In: *Energy and Buildings*, Band 24 (3), Seiten 179–182.
- GAGUA, F. (2013):
South Korea bans air conditioning to cope with worsening power crisis.
Charlton Media Group.
URL: <https://www.asian-power.com/environment/in-focus/south-korea-bans-air-conditioning-cope-worsening-power-crisis> (besucht am 02.09.2021).

- GAO, C., KUKLANE, K., WANG, F. UND HOLMÉR, I. (2012):
„Personal cooling with phase change materials to improve thermal comfort from a heat wave perspective“. In: *Indoor Air*, Band 22 (6), Seiten 523–530.
- GENG, Y., JI, W., LIN, B. UND ZHU, Y. (2017):
„The impact of thermal environment on occupant IEQ perception and productivity“. In: *Building and Environment*, Band 121, Seiten 158–167.
- GHAIB, K. (2017):
„Latentwärmespeicher: Speichermaterialien, Wärmeübertragung und Anwendungen“. In: *Chemie Ingenieur Technik*, Band 89 (9), Seiten 1115–1125.
- GHOLAMIBOZANJANI, G. UND FARID, M. (2020):
„Peak load shifting using a price-based control in PCM-enhanced buildings“. In: *Solar Energy*, Band 211, Seiten 661–673.
- GODITHI, S. B., SACHDEVA, E., GARG, V., BROWN, R. UND KOHLER C. RAWAL, R. (2019):
„A review of advances for thermal and visual comfort controls in personal environmental control (PEC) systems“. In: *Intelligent Buildings International*, Band 11 (2), Seiten 75–104.
- GOEKE, J. (2021):
Thermische Energiespeicher in der Gebäudetechnik.
Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH.
- GOSSAUER, E. (2008):
„Nutzerzufriedenheit in Bürogebäuden - Eine Feldstudie“. Dissertation. Universität Karlsruhe.
- GOSSAUER, E. UND WAGNER, A. (2007):
„Post-occupancy Evaluation and Thermal Comfort: State of the Art and New Approaches“. In: *Advances in Building Energy Research*, Band 1 (1), Seiten 151–175.
- GÜNTHER, E., HIEBLER, S., MEHLING, H. UND REDLICH, R. (2009):
„Enthalpy of Phase Change Materials as a Function of Temperature: Required Accuracy and Suitable Measurement Methods“. In: *International Journal of Thermophysics*, Band 30, Seiten 1257–1269.
- HAUSSMANN, T. (2018):
„Passive Gebäudekühlung mit PCM-Wandelementen in einem Kindergarten, Systemperformance und Regenerationsverhalten durch Nachtauskühlung“. In: *PCM Symposium 2018, Würzburg, 14 - 15 März 2018*.
- HE, Y., LI, N., WANG, X., HE, M. UND HE, D. (2017):
„Comfort, Energy Efficiency and Adoption of Personal Cooling Systems in Warm Environments: A Field Experimental Study“. In: *International Journal of Environmental Research and Public Health*, Band 14 (1408) (11).
- HEDGE, A., ERICKSON, W. A. UND GAIL, R. (1996):
„Predicting sick building syndrome at the individual and aggregate levels“. In: *Environment International*, Band 22 (1), Seiten 3–19.

-
- HEIDARINEJAD, M., DALGO, D. A., MATTISE, N. W. UND SREBRIC, J. (2018):
„Personalized cooling as an energy efficiency technology for city energy footprint reduction“. In: *Journal of Cleaner Production*, Band 171, Seiten 491–505.
- HELLWIG, R. T. (2015):
„Perceived control in indoor environments: a conceptual approach“.
In: *Building Research & Information*, Band 43 (3), Seiten 302–315.
- HELLWIG, R. T., NÖSKE, I., BRASCHE, S., BISCHOF, W., GEBHARDT, H. UND LEVCHUK, I. (2012):
Hitzebeanspruchung und Leistungsfähigkeit in Büroräumen bei erhöhten Außentemperaturen.
Dortmund/Berlin/Dresden: Bundesanstalt für Arbeitsschutz und Arbeitsmedizin.
- HERWIG, H. UND MOSCHALLSKI, A. (2019):
Wärmeübertragung. 4., überarbeitete und erweiterte Auflage.
Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH.
- HOWELL, W. C. UND KENNEDY, P. A. (1979):
„Field Validation of the Fanger Thermal Comfort Model“.
In: *Human Factors*, Band 21 (2), Seiten 229–239.
- HOYT, T., ARENS, E. UND ZHANG, H. (2015):
„Extending air temperature setpoints: Simulated energy savings and design considerations for new and retrofit buildings“.
In: *Building and Environment*, Band 88, Seiten 89–96.
- HOYT, T., HO, K., ZHANG, H., ARENS, E. UND WEBSTER, T. (2009):
„Energy savings from extended air temperature setpoints and reductions in room air mixing“. In: *Proceedings of the 13th International Conference on Environmental Ergonomics, Boston, Massachusetts, USA, 2-7 August 2009*, Band 1, Seiten 608–611.
- HUMPHREYS, M. A. UND HANCOCK, M. (2007):
„Do people like to feel 'neutral'? Exploring the variation of the desired thermal sensation on the ASHRAE scale“. In: *Energy and Buildings*, Band 39 (7),
Seiten 867–874.
- HUMPHREYS, M. A. UND NICOL, J. F. (2002):
„The validity of ISO-PMV for predicting comfort votes in every-day thermal environments“. In: *Energy and Buildings*, Band 34 (6), Seiten 667–684.
- HWANG, R. L. UND CHEN, C. P. (2010):
„Field study on behaviors and adaptation of elderly people and their thermal comfort requirements in residential environments“. In: *Indoor Air*, Band 20 (3),
Seiten 235–245.
- IEA (2018):
The Future of Cooling – Opportunities of energy-efficient air conditioning.
Paris, France: International Energy Agency (IEA). URL:
<https://www.iea.org/reports/the-future-of-cooling> (besucht am 02.09.2021).

IEA (2020a):

Cooling. Paris, France: International Energy Agency (IEA).

URL: <https://www.iea.org/reports/cooling> (besucht am 02.09.2021).

IEA (2020b):

Tracking Buildings 2020. Paris, France: International Energy Agency (IEA).

URL: <https://www.iea.org/reports/tracking-buildings-2020> (besucht am 02.09.2021).

IPCC, Herausgeber (2014):

Climate Change 2014: Synthesis Report.

Genf, Schweiz: Contribution of Working Groups I, II und III to the Fifth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change.

IPCC (2018):

IPCC Special Report on the Impacts of Global Warming of 1,5 °C Above Pre-Industrial Levels. Intergovernmental Panel on Climate Change.

URL: <https://www.ipcc.ch/sr15/> (besucht am 02.09.2021).

JCGM (2008):

Evaluation of measurement data – Guide to the expression of uncertainty in measurement. Version JCGM 100:2008.

Joint Committee for Guides in Metrology (JCGM).

URL: http://www.bipm.org/utils/common/documents/jcgm/JCGM_100_2008_E.pdf (besucht am 05.08.2020).

JENSEN, K. L., TOFTUM, J. UND FRIIS-HANSEN, P. (2009):

„A Bayesian Network approach to the evaluation of building design and its consequences for employee performance and operational costs“.

In: *Building and Environment*, Band 44 (3), Seiten 456–462.

KALMÁR, F. (2017):

„An indoor environment evaluation by gender and age using an advanced personalized ventilation system“.

In: *Building Services Engineering Research and Technology*, Band 38 (5), Seiten 505–521.

KALNÆS, S. E. UND JELLE, B. P. (2015):

„Phase change materials and products for building applications: A state-of-the-art review and future research opportunities“. In: *Energy and Buildings*, Band 94, Seiten 150–176.

KALZ, D., HÖLZENBEIN, F., PFAFFEROTT, J. UND VOGT, G. (2013):

„Nutzerzufriedenheit mit dem thermischen Komfort in Bürogebäuden mit Umweltenergiekonzepten“. In: *Bauphysik*, Band 35 (6), Seiten 377–391.

KARJALAINEN, S. (2012):

„Thermal comfort and gender: a literature review“. In: *Indoor Air*, Band 22 (2), Seiten 96–109.

-
- KIM, J., SCHIAVON, S. UND BRAGER, G. (2018):
„Personal comfort models – A new paradigm in thermal comfort for occupant-centric environmental control“. In: *Building and Environment*, Band 132, Seiten 114–124.
- KINGMA, B., FRIJNS, A. UND VAN MARKEN LICHTENBELT, W. (2012):
„The thermoneutral zone: implications for metabolic studies“.
In: *Frontiers in Bioscience (Elite edition)*, Band 4, Seiten 1975–1985.
- KOSCHENZ, M. UND LEHMANN, B. (2004):
„Development of a thermally activated ceiling panel with PCM for application in lightweight and retrofitted buildings“. In: *Energy and Buildings*, Band 36 (6),
Seiten 567–578.
- KRIST, R. (1993):
„Modellierung des Sitzkomforts - Eine experimentelle Studie“.
Dissertation. Katholische Universität Eichstätt.
- LAN, L., LIAN, Z. UND LIU, W. (2008):
„Investigation of gender difference in thermal comfort for Chinese people“.
In: *European Journal of Applied Physiology*, Band 102 (4), Seiten 471–480.
- LAN, L., LIAN, Z. UND PAN, L. (2010):
„The effects of air temperature on office workers' well-being, workload and productivity-evaluated with subjective ratings“. In: *Applied Ergonomics*, Band 42 (1),
Seiten 29–36.
- LAN, L., WARGOCKI, P. UND LIAN, Z. (2011):
„Quantitative measurement of productivity loss due to thermal discomfort“.
In: *Energy and Buildings*, Band 43 (5), Seiten 1057–1062.
- LÄNDERAUSSCHUSS FÜR ARBEITSSCHUTZ UND SICHERHEITSTECHNIK (2011):
Kenngrößen zur Beurteilung raumklimatischer Grundparameter. Deutschland.
- LEAMAN, A. UND BORDASS, B. (1999):
„Productivity in buildings: the 'killer' variables“.
In: *Building Research & Information*, Band 27 (1), Seiten 4–19.
- LEAMAN, A. UND BORDASS, B. (2017):
Creating the Productive Workplace. Chapter: Productivity in buildings – The killer variables: twenty years on. 3rd Edition. London: Routledge.
- LU, Y., WEI, F., LAI, D., SHI, W., WANG, F., GAO, C. UND SONG, G. (2015):
„A novel personal cooling system (PCS) incorporated with phase change materials (PCMs) and ventilation fans: An investigation on its cooling efficiency“.
In: *Journal of Thermal Biology*, Band 52, Seiten 137–146.
- LYDING, H. (2018):
„PCM-Kühldecke für Bürogebäude am Beispiel des LVM“.
In: *PCM Symposium 2018, Würzburg, 14 - 15 März 2018*.

- MARIN, P., SAFFARI, M., DE GRACIA, A., ZHU, X., FARID, M. M. UND CABEZA, L. F. (2016):
„Energy savings due to the use of PCM for relocatable lightweight buildings passive heating and cooling in different weather conditions“.
In: *Energy and Buildings*, Band 129, Seiten 274–283.
- MASLOW, A. H. (1970):
Motivation and Personality. 2nd Edition. New York: Harper und Row.
- MAYER, E. (1998):
„Ist die bisherige Zuordnung von PMV und PPD noch richtig?“
In: *KI Klima-Kälte-Heizung*, Band 34 (12), Seiten 575–577.
- MCCARTNEY, K. J. UND HUMPHREYS, M. A. (2002):
„Thermal Comfort And Productivity“.
In: *Indoor Air 2002, Proceedings of the 9th International Conference on Indoor Air Quality and Climate, Monterey, Kalifornien, USA, 30 June - 5 July 2002*, Seiten 822–827.
- MEHLING, H. UND CABEZA, L. F., Herausgeber (2008):
Heat and cold storage with PCM. Berlin/Heidelberg, Deutschland: Springer Verlag.
- MELIKOV, A. K. (2004):
„Personalized ventilation“. In: *Indoor Air*, Band 14 (s7), Seiten 157–167.
- MELIKOV, A. K., KREJCIRÍKOVÁ, B., KACZMARCZYK, J., DUSZYK, M. UND SAKOI, T. (2013):
„Human response to local convective and radiant cooling in a warm environment“.
In: *HVAC&R Research*, Band 19 (8), Seiten 1023–1032.
- MELIKOV, A. K. UND ZHOU, G. (1996):
„Air movement at the neck of the human body“.
In: *Indoor Air 96, Proceedings of the 7th International Conference on Indoor Air Quality and Climate, Nagoya, Japan, 21-26 Juli 1996*, Band 1, Seiten 209–214.
- MENDELL, M. J. (1993):
„Non-Specific Symptoms In Office Workers: A Review And Summary Of The Epidemiologic Literature“. In: *Indoor Air*, Band 3 (4), Seiten 227–236.
- MOUSAVI, S., RISMANCHI, B., BREY, S. UND AYE, L. (2021):
„PCM embedded radiant chilled ceiling: A state-of-the-art review“.
In: *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Band 151 (111601).
- NAKAMURA, M., YODA, T., CRAWSHAW, L. I., YASUHARA, S., SAITO, Y., KASUGA, M., NAGASHIMA, K. UND KANOSUE, K. (2008):
„Regional differences in temperature sensation and thermal comfort in humans“.
In: *Journal of Applied Physiology*, Band 105 (6), Seiten 1897–1906.
- NAKANO, J., TANABE, S. UND KIMURA, K. (2002):
„Differences in perception of indoor environment between Japanese and non-Japanese workers“. In: *Energy and Buildings*, Band 34 (6), Seiten 615–621.

-
- NATSUME, K., OGAWA, T., SUGENOYA, J., OHNISHI, N. UND IMAI, K. (1992):
„Preferred ambient temperature for old and young men in summer and winter“.
In: *International Journal of Biometeorology*, Band 36, Seiten 1–4.
- NIEMANN, P. (2022):
„Untersuchung und Bewertung sorptionsgestützter Klimatisierung im
Ganzjahresbetrieb“. Dissertation. Technische Universität Hamburg.
- O’NEILL, M. J. UND MILLER, H. (1992):
„Effects of Workspace Design and Environmental Control on Office Workers’
Perceptions of Air Quality“.
In: *Proceedings of the Human Factors Society Annual Meeting*, Band 36 (11),
Seiten 890–894.
- OSTERMAN, E., TYAGI, V. V., BUTALA, V., RAHIM, N. A. UND STRITIH, U. (2012):
„Review of PCM based cooling technologies for buildings“.
In: *Energy and Buildings*, Band 49, Seiten 37–49.
- PARKINSON, T., DE DEAR, R. UND CANDIDO, C. (2012):
„Perception of Transient Thermal Environments: pleasure and alliesthesia“.
In: *Proceedings of the 7th Windsor Conference: The changing context of comfort in an
unpredictable world, Windsor, Großbritannien, 12-15 April 2012*.
- PARKINSON, T., DE DEAR, R. UND CANDIDO, C. (2015):
„Thermal pleasure in built environments: alliesthesia in different thermoregulatory
zones“. In: *Building Research & Information*, Band 44 (1), Seiten 20–33.
- PARKINSON, T., ZHANG, H., ARENS, E., HE, Y., DE DEAR, R., ELSON, J.,
PARKINSON, A., MARANVILLE, C. UND WANG, A. (2021):
„Predicting thermal pleasure experienced in dynamic environments from simulated
cutaneous thermoreceptor activity“. In: *Indoor Air*, Band 31 (6), Seiten 2266–2280.
- POP, O. G., TUTUNARU, L. F., BODE, F., ABRUDAN, A. C. UND BALAN, M. C.
(2018):
„Energy efficiency of PCM integrated in fresh air cooling systems in different climatic
conditions“. In: *Applied Energy*, Band 212, Seiten 976–996.
- RAL DEUTSCHES INSTITUT FÜR GÜTESICHERUNG UND KENNZEICHNUNG E.V.
(2018):
Phase Change Materials. Gütesicherung. RAL-GZ 896. Berlin, Deutschland.
- RANDAZZO, T., DE CIEN, E. UND MISTRY, M. N. (2020):
„Air conditioning and electricity expenditure: The role of climate in temperate
countries“. In: *Economic Modelling*, Band 1590, Seiten 273–287.
- RATHGEBER, C., SCHMIT, H., MIRÓ, L., CABEZA, L. F., GUTIERREZ, A.,
USHAK S. N. HIEBLER, S. UND HAUER, A. (2015):
„Analysis of supercooling of phase change materials with increased sample size“.
In: *13th International Conference on Energy Storage, Peking, China, 19-21 Mai 2015*.

- RAWAL, R., SCHWEIKER, M., KAZANCI, O. B., VARDHAN, V., JIN, Q. UND DUANMU, L. (2020):
„Personal comfort systems: A review on comfort, energy and, economics“.
In: *Energy and Buildings*, Band 214 (109585).
- ROELOFSEN, C. P. G. (2001):
„The design of the workplace as a strategy for productivity enhancement“. In: *CLIMA 2000, 7th REHVA World Congress, Neapel, Italien, 15-18 September 2001*, Band 1.
- SAROFIM, M. C., SAHA, S., HAWKINS, M. D., MILLS, D. M., HESS, J., HORTON, R., KINNEY, P., SCHWARTZ, J. UND JULIANA, A. S. (2016):
Ch.2: Temperature-Related Death and Illness. The Impacts of Climate Change on Human Health in the United States: A Scientific Assessment.
Washington, DC, USA: U.S. Global Change Research Program.
URL: <http://dx.doi.org/10.7930/JOMG7MDX> (besucht am 02.09.2021).
- SCHAUDIENST, F. UND VOGDT, F. U. (2017):
„Fanger’s model of thermal comfort: a model suitable just for men?“
In: *Energy Procedia*, Band 132, Seiten 129–134.
- SCHELLEN, L., LOOMANS, M. G. L. C., DE WIT, M., OLESEN, B. W. UND VAN MARKEN LICHTENBELT, W. D. (2012):
„The influence of local effects on thermal sensation under non-uniform environmental conditions – Gender differences in thermophysiology, thermal comfort and productivity during convective and radiant cooling“.
In: *Physiology & Behavior*, Band 107 (2), Seiten 252–261.
- SCHIAVON, S. UND MELIKOV, A. K. (2009b):
„Evaluation of the Cooling Fan Efficiency index for a desk fan and a computer fan“.
In: *Proceedings of the 11th International conference on air distribution in Rooms - Roomvent 2009, Busan, Republik Korea, 24-27 Mai 2009*.
- SCHIAVON, S. UND MELIKOV, A. K. (2009a):
„Introduction of a Cooling-Fan Efficiency Index“.
In: *HVAC&R Research*, Band 15 (6), Seiten 1121–1144.
- SCHMIDT, C. (2016):
„Entwicklung eines Modellansatzes zur Bewertung der thermischen Behaglichkeit unter inhomogenen Klimabedingungen“. Dissertation. Technische Hochschule Aachen.
- SCHMIDT, R. F., LANG, F. UND HECKMANN, M. (2010):
Physiologie des Menschen mit Pathophysiologie.
31., überarbeitete und aktualisierte Auflage. Heidelberg: Springer Medizin Verlag.
- SCHMITZ, G. (2021):
Klimaanlagen. Vorlesungsskript. Hamburg.
- SCHOSSIG, P. (2005):
„Mikroverkapselte Phasenwechselmaterialien in Wandverbundsystemen“.
Dissertation. Universität Karlsruhe.

-
- SEPPÄNEN, O., FISK, W. J. UND FAULKNER, D. (2003):
„Cost benefit analysis of the night-time ventilative cooling in office building“.
In: *Proceedings of the Healthy Buildings 2003 Conference, Singapur*, Band 3,
Seiten 394–399.
- SEPPÄNEN, O., FISK, W. J. UND LEO, Q. H. (2006):
„Room temperature and productivity in office work“. In: *LBNL-60952*,
Lawrence Berkely National Laboratory.
- SOLGI, E., KARI, B. M., FAYAZ, R. UND TAHERI, H. (2017):
„The impact of phase change materials assisted night purge ventilation on the indoor
thermal conditions of office buildings in hot-arid climates“.
In: *Energy and Buildings*, Band 150, Seiten 488–498.
- STEVENS, J. C. UND CHOO, K. K. (1998):
„Temperature sensitivity of the body surface over the life span“.
In: *Somatosensory & Motor Research*, Band 15 (1), Seiten 13–28.
- TAYLOR, N. A. S., ALLSOPP, N. K. UND PARKES, D. G. (1995):
„Preferred Room Temperature of Young vs Aged Males: The Influence of Thermal
Sensation, Thermal Comfort, and Affect“.
In: *The Journals of Gerontology: Series A*, Band 50A (4), Seiten 216–221.
- TEMPLE, J. (2020):
*Air conditioning technology is the great missed opportunity in the fight against climate
change*. MIT Technology Review. URL:
[https://www.technologyreview.com/2020/09/01/1007762/air-conditioning-
grid-blackouts-california-climate-change/](https://www.technologyreview.com/2020/09/01/1007762/air-conditioning-grid-blackouts-california-climate-change/) (besucht am 02.09.2021).
- TESTO (2013):
*Messunsicherheitsfibel: Praxisgerechte Bestimmung von Messunsicherheiten nach
GUM (bei Kalibrierungen)*. Version 0980.4233/R/08.2013.
Testo Industrial Services GmbH.
URL: [https://www.testotis.de/fileadmin/testotis.de/downloads/fibeln/
Testo_Industrial_Services_GmbH_Messunsicherheitsfibel.pdf](https://www.testotis.de/fileadmin/testotis.de/downloads/fibeln/Testo_Industrial_Services_GmbH_Messunsicherheitsfibel.pdf) (besucht am
20.01.2021).
- TODDE, V. (2000):
„Perception and Sensitivity to Horizontal Turbulent Air Flows at the Head Region“.
In: *Indoor Air*, Band 10 (4), Seiten 297–305.
- TOFTUM, J. (2004):
„Air movement – good or bad?“ In: *Indoor Air*, Band 14 (s7), Seiten 40–45.
- TOFTUM, J., ZHOU, G. UND MELKIOV, A. K. (1997):
„Effect of airflow direction on human perception of draught“. In: *Proceedings of Clima
2000 Conference, Brüssel, Belgien, 30 August - 02 September 1997* (366).

- TSUZUKI, K. UND OHFUKU, T. (2002):
„Thermal Sensation and Thermoregulation in Elderly Compared to Young People in Japanese Winter Season“.
In: *Indoor Air 2002, Proceedings of the 9th International Conference on Indoor Air Quality and Climate, Monterey, Kalifornien, USA, 30 June - 5 July 2002*,
Seiten 659–664.
- UĞURSAL, A. UND CULP, C. H. (2013):
„The effect of temperature, metabolic rate and dynamic localized airflow on thermal comfort“. In: *Applied Energy*, Band 111, Seiten 64–73.
- UNITED NATIONS (2015):
Paris Agreement. Version 12. Dezember 2015. United Nations.
URL: https://unfccc.int/sites/default/files/english_paris_agreement.pdf
(besucht am 09.02.2021).
- URLAUB, S. (2015):
„Der Einfluss von moderater Wärmebelastung auf die Leistungsfähigkeit von Menschen im besonderen Kontext der Büroarbeit“.
Dissertation. Universität Stuttgart.
- USGCRP (2018):
Impacts, Risks, and Adaptation in the United States: Fourth National Climate Assessment, Volume II.
Washington, DC, USA: U.S. Global Change Research Program.
URL: 10.7930/NCA4.2018 (besucht am 02.09.2021).
- VAN HOOF, J. (2008):
„Forty years of Fanger’s model of thermal comfort: comfort for all?“
In: *Indoor Air*, Band 18 (3), Seiten 182–201.
- VDI 2164 (2016):
PCM-Energiespeichersysteme in der Gebäudetechnik. Berlin, Deutschland.
- VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE (VDI) ABSCHNITT N7, Herausgeber (2019):
VDI-Wärmeatlas. 12. Auflage. Berlin/Heidelberg, Deutschland: Springer Vieweg.
- VESELÝ, M. UND ZEILER, W. (2014):
„Personalized conditioning and its impact on thermal comfort and energy performance – A review“. In: *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Band 34,
Seiten 401–408.
- VIDI, S., MEHLING, H., HEMBERGER, F., HAUSMANN, T. UND LAUBE, A. (2015):
„Round-Robin Test of Paraffin Phase-Change Material“.
In: *International Journal of Thermophysics*, Band 36, Seiten 2518–2522.
- VIMALANATHAN, K. UND BABU, T. R. (2014):
„The effect of indoor office environment on the work performance, health and well-being of office workers“.
In: *Journal of Environmental Health Science & Engineering*, Band 12.

-
- WAGNER, A., GOSSAUER, E., MOOSMANN, C., GROPP, T. UND LEONHART, R. (2007):
„Thermal comfort and workplace occupant satisfaction – Results of field studies in German low energy office buildings“. In: *Energy and Buildings*, Band 39 (7), Seiten 758–769.
- WANG, D., ZHANG, H., ARENS, E. UND HUIZENGA, C. (2007):
„Observations of upper-extremity skin temperature and corresponding overall-body thermal sensations and comfort“. In: *Building and Environment*, Band 42 (12), Seiten 3933–3943.
- WANG, Z., DE DEAR, R., LUO, M., LIN, B., HE, Y., GHAHRAMANI, A. UND ZHU, Y. (2018):
„Individual difference in thermal comfort: A literature review“. In: *Building and Environment*, Band 138, Seiten 181–193.
- WARGOCKI, P., FRONTCZAK, M., SCHIAVON, S., GOINS, J., ARENS, E. UND ZHANG, H. (2012):
„Satisfaction and self-estimated performance in relation to indoor environmental parameters and building features“. In: *Proceedings of 10th International Conference on Healthy Buildings, Brisbane, Queensland, Australien*, Band 1.
- WARGOCKI, P. UND WYON, D. P. (2017):
„Ten questions concerning thermal and indoor air quality effects on the performance of office work and schoolwork“. In: *Building and Environment*, Band 112, Seiten 359–366.
- WARGOCKI, P., WYON, D. P., BAIK, Y. K. UND CLAUSEN G. FANGER, P. O. (1999):
„Perceived Air Quality, Sick Building Syndrome (SBS) Symptoms and Productivity in an Office with Two Different Pollution Loads“. In: *Indoor Air*, Band 9 (3), Seiten 165–179.
- WARTHMAN, A., WÖLKI, D., METZMACHER, H. UND VAN TREECK, C. (2019):
„Personal Climatization Systems – A Review on Existing and Upcoming Concepts“. In: *Applied Sciences*, Band 9 (35) (1).
- WATANABE, S., SHIMOMURA, T. UND MIYAZAKI, H. (2009):
„Thermal evaluation of a chair with fans as an individually controlled system“. In: *Building and Environment*, Band 44 (7), Seiten 1392–1398.
- WEINLÄDER, H., KLINKER, F. UND YASIN, M. (2016):
„PCM cooling ceilings in the Energy Efficiency Center – passive cooling potential of two different system designs“. In: *Energy and Buildings*, Band 119, Seiten 93–100.
- WEINLÄDER, H., KLINKER, F. UND YASIN, M. (2017):
„PCM cooling ceilings in the Energy Efficiency Center – Regeneration behaviour of two different system designs“. In: *Energy and Buildings*, Band 156, Seiten 70–77.
- WEINLÄDER, H., KÖRNER, W. UND STRIEDER, B. (2014):
„A ventilated cooling ceiling with integrated latent heat storage – Monitoring results“. In: *Energy and Buildings*, Band 82, Seiten 65–72.

- WHO (2021):
Heatwaves. World Health Organization.
URL: <https://www.who.int/health-topics/heatwaves> (besucht am 02.09.2021).
- WILSON, S. (1987):
„The office environment survey“. In: *Facilities*, Band 5 (6), Seiten 12–13.
- WONG, L. T., FONG, K. N. K., MUI, K., WONG, W. W. Y. UND LEE, L. W. (2009):
„A Field Survey of the Expected Desirable Thermal Environment for Older People“. In: *Indoor and Built Environment*, Band 18 (4), Seiten 336–345.
- WYON, D. P. (1974):
„The Effects of Moderate Heat Stress on Typewriting Performance“. In: *Ergonomics*, Band 17 (3), Seiten 309–317.
- WYON, D. P. (1996):
„Individual microclimate control: required range, probable benefits and current feasibility“. In: *Indoor Air 96, Proceedings of the 7th International Conference on Indoor Air Quality and Climate, Nagoya, Japan, 21-26 Juli 1996*, Band 1, Seiten 1067–1072.
- WYON, D. P., ANDERSEN, I. B. UND LUNDQVIST, G. R. (1979):
„The effects of moderate heat stress on mental performance“. In: *Scandinavian Journal of Work, Environment & Health*, Band 5 (4), Seiten 352–361.
- YAO, Y., LIAN, Z., LIU, W. UND SHEN, Q. (2007):
„Experimental Study on Skin Temperature and Thermal Comfort of the Human Body in a Recumbent Posture under Uniform Thermal Environments“. In: *Indoor and Built Environment*, Band 16 (6), Seiten 505–518.
- YOON, D. W., SOHN, J. Y. UND CHO, K. H. (1999):
„The comparison on the thermal comfort sensation between the results of questionnaire survey and the calculation of the PMV values“. In: *Indoor Air 99, Proceedings of the 8th International Conference on Indoor Air Quality and Climate, Edingburgh, Schottland, 8-13 August 1999*, Band 2, Seiten 137–141.
- ZALBA, B., MARIN, J. M., CABEZA, L. F. UND MEHLING, H. (2004):
„Free-cooling of buildings with phase change materials“. In: *International Journal of Refrigeration*, Band 27 (8), Seiten 839–849.
- ZHANG, H. (2003):
„Human Thermal Sensation and Comfort in Transient and Non-Uniform Thermal Environments“. Dissertation. University of California, Berkeley, USA.
- ZHANG, H., ARENS, E., FARD, S. A., HUIZENGA, C., PALIAGA, G. UND BRAGER G. ZAGREUS, L. (2007b):
„Air movement preferences observed in office buildings“. In: *International Journal of Biometeorology*, Band 51, Seiten 349–360.

-
- ZHANG, H., ARENS, E., HUIZENGA, C. UND HAN, T. (2010b):
„Thermal sensation and comfort models for non-uniform and transient environments, part II: Local comfort of individual body parts“.
In: *Building and Environment*, Band 45 (2), Seiten 389–398.
- ZHANG, H., ARENS, E., HUIZENGA, C. UND HAN, T. (2010c):
„Thermal sensation and comfort models for non-uniform and transient environments, part III: Whole-body sensation and comfort“.
In: *Building and Environment*, Band 45 (2), Seiten 399–410.
- ZHANG, H., ARENS, E., HUIZENGA, C. UND HAN, T. (2010a):
„Thermal sensation and comfort models for non-uniform and transient environments: Part I: Local sensation of individual body parts“.
In: *Building and Environment*, Band 45 (2), Seiten 380–388.
- ZHANG, H., ARENS, E. UND PASUT, W. (2011):
„Air temperature thresholds for indoor comfort and perceived air quality“.
In: *Building Research & Information*, Band 39 (11), Seiten 134–144.
- ZHANG, H., ARENS, E. UND ZHAI, Y. (2015):
„A review of the corrective power of personal comfort systems in non-neutral ambient environments“. In: *Building and Environment*, Band 91, Seiten 15–41.
- ZHANG, L., HELANDER, M. G. UND DRURY, C. G. (1996):
„Identifying Factors of Comfort and Discomfort in Sitting“.
In: *Human Factors*, Band 38 (3), Seiten 377–389.
- ZHANG, Y., JIANG, Y. UND JIANG, Y. (1999):
„A simple method, the T-history method, of determining the heat of fusion, specific heat and thermal conductivity of phase-change materials“.
In: *Measurement Science and Technology*, Band 10 (3), Seiten 201–205.
- ZHANG, Y. UND ZHAO, R. (2007a):
„Effect of local exposure on human responses“.
In: *Building and Environment*, Band 42 (7), Seiten 2737–2745.
- ZHOU, X., OUYANG, Q., LIN, G. UND ZHU, Y. (2006):
„Impact of dynamisc airflow on human thermal response“.
In: *Indoor Air*, Band 16 (5), Seiten 348–355.
- ZÜRCHER, C. UND FRANK, T. (2018):
Bauphysik. 5. überarbeitete Auflage. Zürich, Schweiz: vdf Hochschulverlag AG.

A Zusätzliche Informationen für den Phasenwechselmaterial-Turm

A.1 Temperatur-Enthalpie-Diagramm für das Phasenwechselmaterial ATS 25

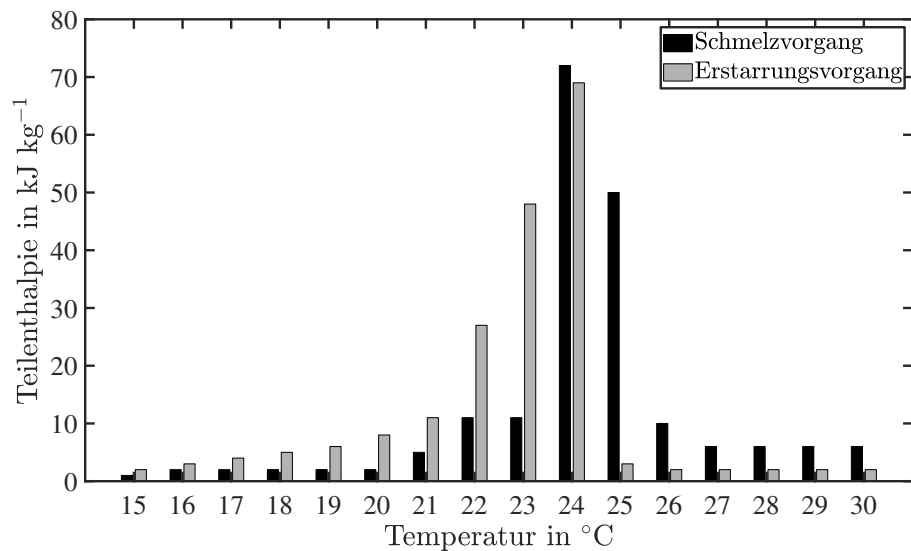


Abbildung A.1: Temperatur-Enthalpie-Diagramm für das Phasenwechselmaterial ATS 25

A.2 Investitionskosten eines PCM-Turms

Tabelle A.1: Materialkosten eines PCM-Turms

Komponente	Preis pro Stück in EUR	Anzahl	Kosten in EUR
Lüfter SilverStone SST-AP181	14,99	5	74,95
Arduino Uno	19,90	1	19,90
DC Kupplung	2,99	1	2,99
DC Stecker	2,10	1	2,10
Netzteil 12 V/3 A	15,10	1	15,10
Spannungsregler 5 V	1,20	1	1,20
Spannungsregler 9 V	0,33	1	0,33
Kühlkörper	0,64	2	1,28
Schraubklemmen	2,62	1	2,62
Verlängerungskabel	5,35	1	5,35
Metallschichtwiderstand	0,05	1	0,05
Wippschalter	0,99	1	0,99
Folienkondensator	0,20	2	0,40
Elektrolytkondensator	0,20	2	0,40
Distanzhülsen	0,03	12	0,36
Platine	1,15	1	1,15
3-Pin Verlängerungskabel	4,10	5	20,50
3-Pin Y-Kabel	3,98	2	7,96
DHT22 Temperatur- und Feuchtigkeitssensor	4,70	2	9,40
Relaiskarte, 2 Kanal, 5 V	4,70	1	4,70
LCD Modul	6,90	1	6,90
Holz	-	-	45,24
Rollen	2,3	4	9,2
Sonstiges	10,00	1	10,00
PCM Platten	3,00	250	750
Gesamtkosten			938,63

A.3 Darstellung des PCM-Turms im Massivbau

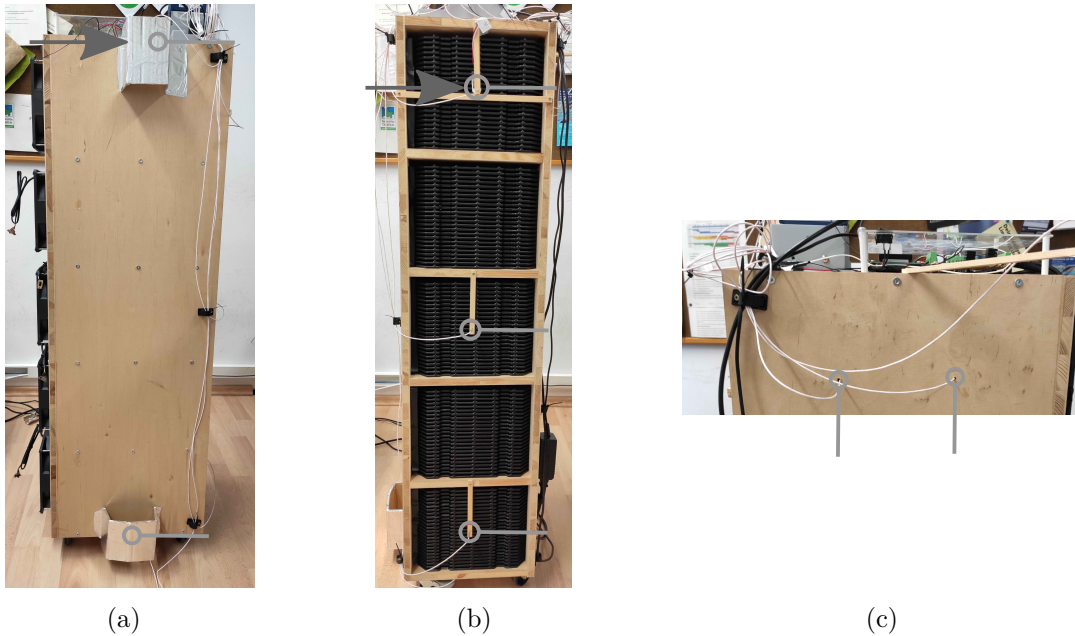


Abbildung A.2: Darstellung der rechten Seite (a), der Vorderseite (b) und des oberen Fachs auf der linken Seite (c) des PCM-Turms im Massivbau inklusive Kennzeichnung der Temperaturmesspunkte der Steuerung (Pfeil) und der Messdatenerfassung (Kreis)

A.4 Quellcode der Steuerung des PCM-Turms

Quellcode A.1: Darstellung des vollständigen Quellcodes der Steuerung des PCM-Turms. Die Zeiterfassung erfolgt mittels des internen Quarzoszillators.

```
1 //Author: Finn Richter , finnrichter@gmx.de , 2018
2
3 //include library for temperature sensor
4 #include "DHT.h"
5
6 //Wire library for LCD
7 #include <Wire.h>
8
9 //library for LCD
10 #include <LiquidCrystal_I2C.h>
11
12 DHT dht1(2, DHT22);
13 DHT dht2(3, DHT22);
14 LiquidCrystal_I2C lcd(0x27, 2, 1, 0, 4, 5, 6, 7, 3, POSITIVE);
15
16 int casePCM = 0;
17 int counter = 0;
18 float P_stack = 0;
19 float P_board = 0;
20 float COP =0;
21 bool blockUnload = true;
22 bool blockLoad = true;
23 unsigned long firstTimeInBlockThree = 0;
24 unsigned long currentTimeCaseThreeBlocked = 0;
25 int timeBlockCasePCMThree = 0;
26 int counterOfRunsCasePCMThree = 0;
27 float denominatorForTimeInCase = 1;
28 float coolingFanRuntime =0;
29 unsigned long bufferForCoolingFanRunTime =0;
30 unsigned long bufferForRegenFanRunTime =0;
31 int timeBlockCoolingFan = 0;
32 int timeBlockRegenFan = 0;
33 unsigned long remainderCoolingTime=0;
34 unsigned long remainderRegenTime =0;
35 unsigned long currentTimeInCaseOne = 0;
36 unsigned long currentTimeInCaseThreeRegen = 0;
37 float loadingFanRuntime =0;
38 unsigned long previousMillis = 0;
39 unsigned long currentMillis = 0;
40 unsigned long basicCheckMillis=0;
41 unsigned long currentCheckMillis=0;
42 unsigned long firstTimeInCaseThree = 0;
```

```
43 unsigned long currentTimeInCaseThree = 0;
44 int timeBlock = 0;
45
46 void setup() {
47     dht1.begin();
48     dht2.begin();
49
50     lcd.begin(20,4);
51
52     pinMode(13, OUTPUT);
53     pinMode(8,INPUT);
54 }
55
56 void loop() {
57     const float volumeFlow = 0.0107;
58     const float P_fan = 4;
59     float P_board_minimum_required = 50;
60     unsigned long basicBlockTimeOfAllCases = 600000;
61     unsigned long blockTimeTwoHours = 7200000;
62     unsigned long blockTimeFourHours = 28800000;
63     const int numberOfcompartments = 5;
64     const long timeBeforeCaseEnterIntervall = 300000;
65     const long timeInCase = 28800000;
66     const long basicWaitingTime = 120000;
67     const long basicWaitingTimeInCases = 180000;
68     float upperStartingLimit = 24.5;
69     float lowerStartingLimit = 23;
70
71     digitalWrite(13, LOW);
72     casePCM = 0;
73
74     basicCheckMillis = millis();
75     do{
76         if(digitalRead(8)==1){
77             lcd.backlight();
78         }else{
79             lcd.noBacklight();
80         }
81         currentCheckMillis=millis();
82     }while(currentCheckMillis-basicCheckMillis<=basicWaitingTime);
83
84     float temperature_inlet = dht1.readTemperature();
85     float temperature_outlet = dht2.readTemperature();
86     float humidity_inlet = dht1.readHumidity();
87     float humidity_outlet = dht2.readHumidity();
88
```

```
89   displayEverything(casePCM, humidity_inlet, temperature_inlet,
    temperature_outlet, P_board, COP, coolingFanRuntime,
    loadingFanRuntime);
90
91   if (temperature_inlet > upperStartingLimit &&
    temperature_outlet > upperStartingLimit && blockUnload)
92   {
93     if (timeBlock == 0)
94     { previousMillis = millis();
95       timeBlock = 100;
96     }
97     currentMillis = millis();
98     if (currentMillis - previousMillis >=
    timeBeforeCaseEnterIntervall && timeBlock != 0)
99     { casePCM = 1;
100      timeBlock = 0;
101    }
102  }
103  else if (temperature_inlet < lowerStartingLimit &&
    temperature_outlet < lowerStartingLimit && blockLoad)
104  {
105    if (timeBlock == 0)
106    { previousMillis = millis();
107      timeBlock = 100;
108    }
109    currentMillis = millis();
110    if (currentMillis - previousMillis >=
    timeBeforeCaseEnterIntervall && timeBlock != 0)
111    { casePCM = 3;
112      timeBlock = 0;
113    }
114  }
115  else
116  { timeBlock = 0;
117    casePCM = 0;
118  }
119
120  switch (casePCM) {
121    case 1:
122      currentTimeInCaseOne = millis();
123      displayEverything(casePCM, humidity_inlet, temperature_inlet
    , temperature_outlet, P_board, COP, coolingFanRuntime,
    loadingFanRuntime);
124      do{
125        if (timeBlockCoolingFan == 0)
```

```

126     { bufferForCoolingFanRunTime = currentTimeInCaseOne-
127         remainderCoolingTime;
128         timeBlockCoolingFan = 100;
129     }
130     currentTimeInCaseOne = millis ();
131
132     digitalWrite (13,HIGH);
133
134     previousMillis = millis ();
135     do{
136         if (digitalRead (8)==1){
137             lcd.backlight ();
138         }else {
139             lcd.noBacklight ();
140         }
141
142         if ( millis () >=4294967295-180000){
143             do{
144                 if (digitalRead (8)==1){
145                     lcd.backlight ();
146                 }else {
147                     lcd.noBacklight ();
148                 }
149             }while ( millis () >=4294967295-180000);
150             bufferForCoolingFanRunTime=millis ();
151             timeBlockCoolingFan=100;
152             coolingFanRuntime = coolingFanRuntime+0.05+
153                 remainderCoolingTime/3600000;
154             remainderCoolingTime =0;
155             currentTimeInCaseOne = millis ();
156         }
157
158         currentMillis=millis ();
159     }while ( currentMillis-previousMillis<=
160         basicWaitingTimeInCases);
161
162     temperature_inlet=dht1.readTemperature ();
163     temperature_outlet=dht2.readTemperature ();
164     P_stack=1.2*volumeFlow*1000*(temperature_inlet-
165         temperature_outlet);
166     P_board=P_stack * numberOfcompartments;
167     COP=P_stack/P_fan;
168
169     if (temperature_inlet>upperStartingLimit && P_board >=
170         P_board_minimum_required)
171         {counter = 0;

```

```
167         } else
168         {counter = counter +1;}
169
170     if (currentTimeInCaseOne-bufferForCoolingFanRunTime
171         >=3600000){
172         coolingFanRuntime = coolingFanRuntime+1;
173         remainderCoolingTime = currentTimeInCaseOne-3600000-
174             bufferForCoolingFanRunTime;
175         bufferForCoolingFanRunTime=currentTimeInCaseOne;
176         timeBlockCoolingFan =0;
177     }
178
179     displayEverything(casePCM, humidity_inlet ,
180         temperature_inlet , temperature_outlet , P_board, COP,
181         coolingFanRuntime , loadingFanRuntime);
182
183     }while(counter <3);
184
185     digitalWrite(13, LOW);
186
187     remainderCoolingTime = currentTimeInCaseOne-
188         bufferForCoolingFanRunTime;
189     timeBlockCoolingFan = 0;
190
191     blockUnload = false;
192     counter = 0;
193     counterOfRunsCasePCMThree = 0;
194     break;
195
196 case 3:
197     currentTimeInCaseThreeRegen = millis();
198     displayEverything(casePCM, humidity_inlet , temperature_inlet
199         , temperature_outlet , P_board, COP, coolingFanRuntime ,
200         loadingFanRuntime);
201
202     if(counterOfRunsCasePCMThree == 1) {
203         denominatorForTimeInCase=2;
204     } else if(counterOfRunsCasePCMThree>=2){
205         denominatorForTimeInCase=4;
206     } else {
207         denominatorForTimeInCase=1;
208     }
209
210     do {
211         if (timeBlockRegenFan == 0)
```

```

206     { bufferForRegenFanRunTime = currentTimeInCaseThreeRegen
207         -remainderRegenTime;
208         timeBlockRegenFan = 100;
209     }
210     currentTimeInCaseThreeRegen = millis();
211
212     digitalWrite(13, HIGH);
213
214     if (timeBlock == 0)
215     { firstTimeInCaseThree = millis();
216         timeBlock = 100;
217     }
218     currentTimeInCaseThree = millis();
219
220     previousMillis = millis();
221     do{
222         if(digitalRead(8)==1){
223             lcd.backlight();
224         }else{
225             lcd.noBacklight();
226         }
227
228         if(millis() >=4294967295-180000){
229             do{
230                 if(digitalRead(8)==1){
231                     lcd.backlight();
232                 }else{
233                     lcd.noBacklight();
234                 }
235             }while(millis() >=4294967295-180000);
236             bufferForRegenFanRunTime=millis();
237             timeBlockRegenFan=100;
238             loadingFanRuntime = loadingFanRuntime+0.05+
                remainderRegenTime/3600000;
239             remainderRegenTime =0;
240             currentTimeInCaseThreeRegen = millis();
241         }
242
243         currentMillis=millis();
244     }while(currentMillis-previousMillis<=
        basicWaitingTimeInCases);
245
246     temperature_inlet = dht1.readTemperature();
247     temperature_outlet = dht2.readTemperature();
248

```

```
249     if (temperature_inlet <= lowerStartingLimit && abs(
250         temperature_inlet - temperature_outlet) > 0.75 &&
251         timeInCase/denominatorForTimeInCase >=
252         currentTimeInCaseThree-firstTimeInCaseThree)
253         {counter = 0;
254         } else
255         {counter = counter +1;}
256
257     if (currentTimeInCaseThreeRegen-bufferForRegenFanRunTime
258         >=3600000){
259         loadingFanRuntime = loadingFanRuntime+1;
260         remainderRegenTime = currentTimeInCaseThreeRegen
261             -3600000-bufferForRegenFanRunTime;
262         bufferForRegenFanRunTime=currentTimeInCaseThreeRegen;
263         timeBlockRegenFan =0;
264     }
265
266     displayEverything (casePCM, humidity_inlet ,
267         temperature_inlet , temperature_outlet , P_board, COP,
268         coolingFanRuntime , loadingFanRuntime);
269
270     } while (counter <3);
271     digitalWrite (13, LOW);
272
273     remainderRegenTime = currentTimeInCaseThreeRegen-
274         bufferForRegenFanRunTime;
275     timeBlockRegenFan = 0;
276
277     blockLoad = false;
278
279     timeBlock = 0;
280     counter = 0;
281     counterOfRunsCasePCMThree = counterOfRunsCasePCMThree+1;
282
283     break;
284
285     default :
286         digitalWrite (13, LOW);
287         casePCM = 0;
288         break;
289 }
290 casePCM = 0;
291 displayEverything (casePCM, humidity_inlet , temperature_inlet ,
292     temperature_outlet , P_board, COP, coolingFanRuntime ,
293     loadingFanRuntime);
294
```

```
285 | if (blockUnload == false)
286 | { previousMillis = millis();
287 |   do{
288 |     if(digitalRead(8)==1){
289 |       lcd.backlight();
290 |     }else{
291 |       lcd.noBacklight();
292 |     }
293 |
294 |     currentMillis=millis();
295 |   }while(currentMillis-previousMillis<=
      |     basicBlockTimeOfAllCases);
296 |   blockUnload = true;
297 | }
298 |
299 | if (blockLoad == false && counterOfRunsCasePCMThree == 1)
300 | { if (timeBlockCasePCMThree == 0)
301 |   { firstTimeInBlockThree = millis();
302 |     timeBlockCasePCMThree = 100;
303 |   }
304 |   currentTimeCaseThreeBlocked = millis();
305 |   if(currentTimeCaseThreeBlocked - firstTimeInBlockThree >=
      |     blockTimeTwoHours){
306 |     timeBlockCasePCMThree = 0;
307 |     blockLoad = true;
308 |   }
309 | } else if(blockLoad == false && counterOfRunsCasePCMThree
      |   >=2) {
310 |   if (timeBlockCasePCMThree == 0)
311 |     { firstTimeInBlockThree = millis();
312 |       timeBlockCasePCMThree = 100;
313 |     }
314 |     currentTimeCaseThreeBlocked = millis();
315 |     if(currentTimeCaseThreeBlocked - firstTimeInBlockThree >=
      |       blockTimeFourHours){
316 |       timeBlockCasePCMThree = 0;
317 |       blockLoad = true;
318 |     }
319 |   }
320 | else if(counterOfRunsCasePCMThree==0 && blockLoad==false)
321 |   {basicCheckMillis = millis();
322 |     do{
323 |       if(digitalRead(8)==1){
324 |         lcd.backlight();
325 |       }else{
326 |         lcd.noBacklight();
```

```
327         }
328
329         currentCheckMillis=millis();
330     }while (currentCheckMillis-basicCheckMillis<=
        basicWaitingTime);
331     blockLoad = true;
332     timeBlockCasePCMThree=0;
333 }
334 }
335
336 void displayEverything(int casePCM, float h1,float t1, float t2
    , float P_board, float COP, float coolingFanRunTime, float
    loadingFanRuntime){
337     int bufferForLCDPrint = 0;
338
339     lcd.setCursor(0,0);
340     lcd.print("                ");
341     lcd.setCursor(0,1);
342     lcd.print("                ");
343     lcd.setCursor(0,2);
344     lcd.print("                ");
345     lcd.setCursor(0,3);
346     lcd.print("                ");
347
348     //Zeile 1
349     lcd.setCursor(0,0);
350     if(casePCM==0){
351         lcd.print(" Standby        ");
352     } else if (casePCM==1){
353         lcd.print(" Cooling        ");
354     } else if (casePCM==3){
355         lcd.print(" Regen.         ");
356     }
357     lcd.print("rH:");
358     lcd.print(h1);
359
360     //Zeile 2
361     lcd.setCursor(0,1);
362     lcd.print("Tin:");
363     lcd.print(t1);
364     lcd.print(" ");
365     lcd.print("Tou:");
366     lcd.print(t2);
367     lcd.print(" ");
368
369     //Zeile 3
```

```
370 lcd.setCursor(0,2);
371 if(casePCM==1){
372     if(P_board <0){
373         P_board=0;
374     }
375     bufferForLCDPrint=P_board;
376     lcd.print("Pth:");
377     lcd.print(bufferForLCDPrint);
378     if(bufferForLCDPrint <10){
379         lcd.print("W      ");
380     } else if(bufferForLCDPrint <100){
381         lcd.print("W      ");
382     } else {
383         lcd.print("W      ");
384     }
385     bufferForLCDPrint=COP;
386     lcd.print("COP:");
387     lcd.print(bufferForLCDPrint);
388 } else {
389     P_board=0;
390     bufferForLCDPrint=P_board;
391     lcd.print("Pth:");
392     lcd.print(bufferForLCDPrint);
393     lcd.print("W      ");
394     COP=0;
395     bufferForLCDPrint=COP;
396     lcd.print("COP:");
397     lcd.print(bufferForLCDPrint);
398 }
399
400 //Zeile 4
401 lcd.setCursor(0,3);
402 lcd.print("CT:");
403 bufferForLCDPrint=coolingFanRuntime;
404 lcd.print(bufferForLCDPrint);
405 if(bufferForLCDPrint <10){
406     lcd.print("h      ");
407 } else if(bufferForLCDPrint <100){
408     lcd.print("h      ");
409 } else if(bufferForLCDPrint <1000){
410     lcd.print("h      ");
411 } else {
412     lcd.print("h      ");
413 }
414 lcd.print("RT:");
415 bufferForLCDPrint=loadingFanRuntime;
```

```
416     lcd.print(bufferForLCDPrint);  
417     lcd.print("h");  
418 }
```

B Zusätzliche Informationen für das Phasenwechselmaterial-Kühlelement

B.1 Temperatur-Enthalpie-Diagramm für das Phasenwechselmaterial RT26

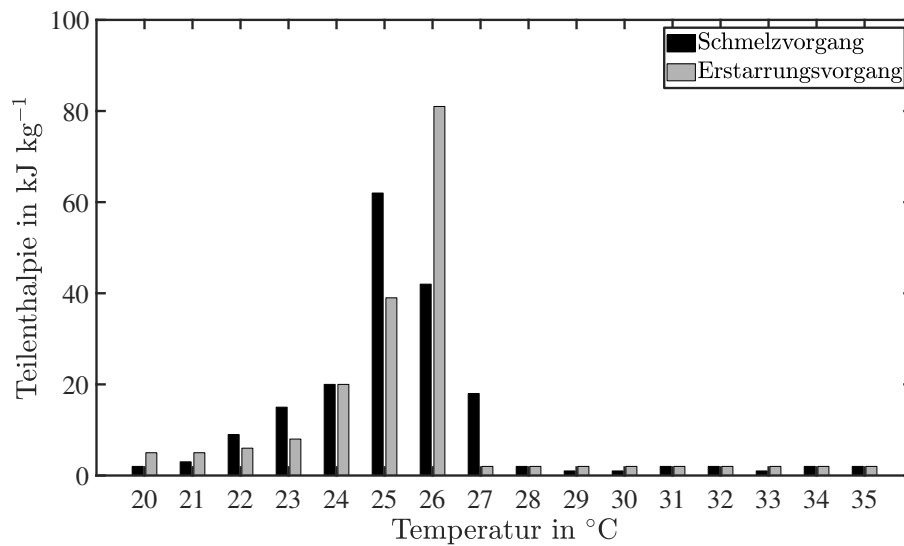


Abbildung B.1: Temperatur-Enthalpie-Diagramm für das Phasenwechselmaterial RT26

B.2 Randbedingungen der Simulation und Materialkenndaten für RT22HC

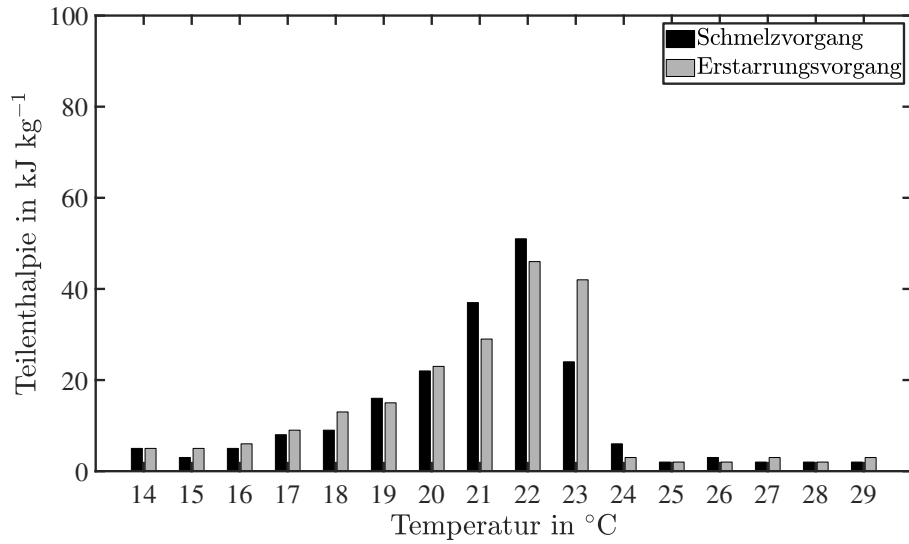


Abbildung B.2: Temperatur-Enthalpie-Diagramm für das Phasenwechselmaterial RT22HC

Tabelle B.1: Eigenschaften des Phasenwechselmaterials RT22HC

Eigenschaft	Wert
Schmelztemperaturbereich	17 °C – 23 °C
Erstarrungstemperaturbereich	17 °C – 24 °C
maximale Arbeitstemperatur	50 °C
spezifische Wärmekapazität	2 kJ kg ⁻¹ K ⁻¹
Wärmeleitfähigkeit	0,2 W m ⁻¹ K ⁻¹
Dichte (flüssig)	700 kg m ⁻³
Volumenausdehnung	12,5 %

Tabelle B.2: Stoffdaten der Verkapselung und des PCM RT22HC für die numerische Simulation

	Verkapselung	PCM
Dichte	1270 kg m ⁻³	700 kg m ⁻³
spezifische Wärmekapazität	1,2 kJ kg ⁻¹ K ⁻¹	2 kJ kg ⁻¹ K ⁻¹
Wärmeleitfähigkeit	0,29 W m ⁻¹ K ⁻¹	0,2 W m ⁻¹ K ⁻¹
Schmelzenthalpie		173 kJ kg ⁻¹

Tabelle B.3: Diskretisierung des Schmelzvorgangs von RT22HC für die numerische Simulation

Temperatur in °C	Phasenanteil	
17	1	<i>fest</i>
18	0,9537	
19	0,9017	
20	0,8092	
21	0,6820	
22	0,4682	
23	0,1734	
24	0,0346	
25	0	<i>flüssig</i>

B.3 Vergleich der Temperaturdifferenz der Simulation und der Messdaten für Probenkörper Variante II

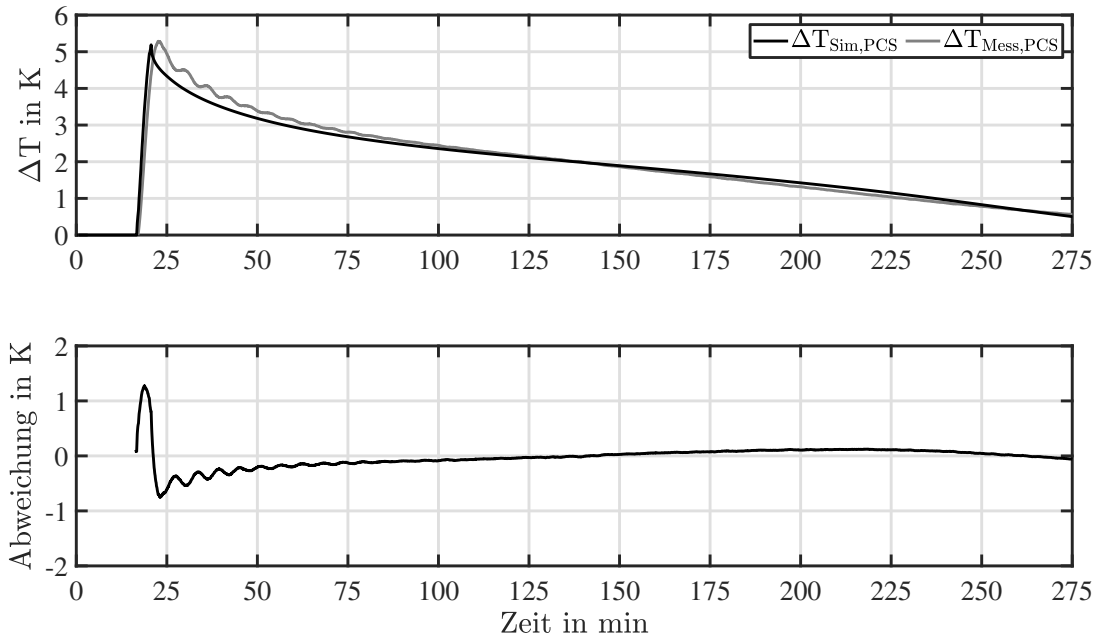


Abbildung B.3: Vergleich der Temperaturdifferenz der Simulation und der Messdaten für Probenkörper Variante II. Die untere Darstellung zeigt die Abweichung der Temperaturdifferenz zwischen der Simulation und den Messdaten.

B.4 Quellcode der Steuerung des PCM-Kühlelements

Quellcode B.1: Darstellung des vollständigen Quellcodes der Steuerung des PCM-Kühlelements. Die Zeiterfassung erfolgt mittels externem RTC Modul.

```

1 //Author: Finn Richter , finnrichter@gmx.de , 2021
2
3 //include library for temperature sensors
4 #include "DHT.h"
5 DHT dht1(3, DHT22);
6 DHT dht2(7, DHT22);
7
8 //Library for Clock
9 #include "RTCLib.h"
10 RTC_DS3231 rtc;
11
12 //Library SD Card
13 #include <SPI.h>
14 #include <SD.h>
15
16 //Filename on SD card
17 char filename[] = "YMMDD.csv";
18
19 //Library for LCD
20 #include <Wire.h>
21 #include <LiquidCrystal_I2C.h>
22 LiquidCrystal_I2C lcd(0x27, 2, 1, 0, 4, 5, 6, 7, 3, POSITIVE);
23
24 //Setup for Rotary Encoder Modul KY-040
25 int Counter = 0;
26 int Pin_clk_Letzter;
27 int Pin_clk_Aktuell;
28 int pin_clk = 6;
29 int pin_dt = 5;
30
31 unsigned long basicCheckMillis=0;
32 unsigned long currentCheckMillis=0;
33
34 //PWM Output for Fan
35 int PWMsignal=0;
36 int PWMANzeige=0;
37 int PWMPin=9;
38
39 //Performance calculation
40 float volumeFlowm3h=0;
41 float coolingPower=0;
42 float currentDrain=0;

```

```
43 float COP=0;
44 int bufferForLCDPrint=0;
45
46 void setup() {
47     Serial.begin(115200);
48
49     #ifndef ESP8266
50         while (!Serial);
51     #endif
52
53     if (!rtc.begin()){
54         Serial.println("Couldn't find RTC");
55         Serial.flush();
56         abort();
57     }
58
59     dht1.begin();
60     dht2.begin();
61
62     Serial.print("Initializing SD card...");
63     if (!SD.begin(4)) {
64         Serial.println("Card failed, or not present");
65         while (1);
66     }
67     Serial.println("card initialized.");
68
69     lcd.begin(20,4);
70
71     pinMode(pin_clk,INPUT);
72     pinMode(pin_dt,INPUT);
73     digitalWrite(pin_clk, true);
74     digitalWrite(pin_dt, true);
75     Pin_clk_Letzter = digitalRead(pin_clk);
76
77     pinMode(PWMPin,OUTPUT);
78 }
79
80 void loop() {
81     DateTime aktuelleZeit = rtc.now();
82
83     char buf1 [] = "DD.MM.YY, hh:mm:ss ";
84     char buf2 [] = "YYMMDD";
85
86     aktuelleZeit.toString(buf1);
87     aktuelleZeit.toString(buf2);
88     float temperatureEin=dht1.readTemperature();
```

```
89     float temperatureAus=dht2.readTemperature();
90
91     String dataString = "";
92     dataString += String(buf1);
93     dataString += ",";
94     dataString += String(temperatureEin);
95     dataString += ",";
96     dataString += String(temperatureAus);
97     dataString += ",";
98     dataString += String(Counter);
99
100    for(int i =0; i<6;i++){
101        filename[i]=buf2[i];
102    }
103
104    File dataFile = SD.open(filename , FILE_WRITE);
105    if (dataFile){
106        dataFile.println(dataString);
107        dataFile.close();
108    }
109    else {
110        Serial.println("error opening datalog.txt");
111    }
112
113    lcd.setCursor(0,0);
114    lcd.print("                ");
115    lcd.setCursor(0,0);
116    lcd.print(buf1);
117    lcd.setCursor(0,1);
118    lcd.print("                ");
119    lcd.setCursor(0,1);
120    lcd.print("TE=");
121    lcd.print(temperatureEin);
122    lcd.print("C");
123    lcd.print(" ");
124    lcd.print("TA=");
125    lcd.print(temperatureAus);
126    lcd.print("C");
127    lcd.setCursor(0,2);
128    lcd.print("                ");
129    lcd.setCursor(0,2);
130    lcd.print("dotV=");
131    lcd.print(volumeFlowm3h);
132    lcd.print("m3h-1,");
133    lcd.print(PWMAnzeige);
134    lcd.print("%");
```

```
135 lcd.setCursor(0,3);
136 lcd.print("                ");
137 lcd.setCursor(0,3);
138 lcd.print("dotQ=");
139 bufferForLCDPrint=coolingPower;
140 lcd.print(bufferForLCDPrint);
141 lcd.print("W, COP=");
142 lcd.print(COP);
143
144 basicCheckMillis = millis();
145 do{
146     Pin_clk_Aktuell = digitalRead(pin_clk);
147     if (Pin_clk_Aktuell != Pin_clk_Letzter)
148     {
149         if (digitalRead(pin_dt) != Pin_clk_Aktuell)
150         {
151             // Pin_CLK changed first
152             Counter ++;
153             if (Counter >=100){Counter=100;}
154         }
155         else
156         { Counter --;
157           if (Counter <=0){Counter=0;}
158         }
159
160         PWMsignal=255*Counter/100;
161         PWMAnzeige=Counter;
162         volumeFlowm3h=-0.001*Counter+0.3661*Counter;
163         if (Counter <=10){
164             PWMsignal=0;
165             PWMAnzeige=0;
166             volumeFlowm3h=0;
167         }
168         analogWrite(PWMPin, PWMsignal);
169
170         lcd.setCursor(0,2);
171         lcd.print("                ");
172         lcd.setCursor(0,2);
173         lcd.print("dotV:");
174         lcd.print(volumeFlowm3h);
175         lcd.print("m3h-1,");
176         lcd.print(PWMAnzeige);
177         lcd.print("%");
178     }
179     currentCheckMillis=millis();
180 }while(currentCheckMillis-basicCheckMillis <=15000);
```

```
181     coolingPower=(volumeFlowm3h/3600)*1.168*1007*(
        temperatureEin-temperatureAus);
182     if (volumeFlowm3h==0){coolingPower=0;}
183     currentDrain=0.00008*Counter*Counter + 0.0016*Counter +
        0.4188;
184
185     if (volumeFlowm3h==0){
186         COP=0;
187     }
188     else {
189     COP=coolingPower/currentDrain;
190     }
191     if (COP<0){COP=0;}
192     if (coolingPower <0){coolingPower=0;}
193 }
```

B.5 Elektrischer Leistungsbedarf des PCM-Kühlelements

Tabelle B.4: Leistungsbedarf des PCM-Kühlelements in Abhängigkeit des Volumenstroms. Die Spannungsversorgung erfolgte dabei mit 5 V

Stellung Drehwinkelgeber in %	Volumenstrom in $\text{m}^3 \text{h}^{-1}$	Strombedarf		Leistungsbedarf in W
		Lüfter in mA	Gesamt in mA	
0	0	$3,36 \pm 0,08$	$84,5 \pm 1,57$	$0,42 \pm 0,018$
10	$1,9 \pm 1,13$	$8,78 \pm 0,16$	$89,3 \pm 1,64$	$0,45 \pm 0,018$
20	$6,5 \pm 1,21$	$17,3 \pm 0,29$	$96,5 \pm 1,75$	$0,48 \pm 0,019$
30	$11,3 \pm 1,29$	$27,2 \pm 0,44$	$105,4 \pm 1,88$	$0,52 \pm 0,020$
40	$14,98 \pm 1,35$	$43,7 \pm 0,68$	$119,8 \pm 2,09$	$0,59 \pm 0,22$
50	$18,26 \pm 1,41$	$63 \pm 0,97$	$136,5 \pm 2,35$	$0,68 \pm 0,023$
60	$21,59 \pm 1,47$	$87,8 \pm 1,34$	$158,8 \pm 2,68$	$0,79 \pm 0,026$
70	$24,39 \pm 1,52$	$115,2 \pm 1,758$	$183,6 \pm 3,05$	$0,92 \pm 0,028$
80	$27,25 \pm 1,57$	$145,6 \pm 2,21$	$210,7 \pm 3,46$	$1,05 \pm 0,031$
90	$29,29 \pm 1,61$	$175,5 \pm 2,66$	$236,9 \pm 3,85$	$1,18 \pm 0,034$
100	$31,86 \pm 1,65$	$210,7 \pm 3,19$	$266,8 \pm 4,3$	$1,33 \pm 0,037$

B.6 Investitionskosten eines PCM-Kühlelements

Tabelle B.5: Materialkosten eines PCM-Kühlelements

Komponente	Preis pro Stück in EUR	Anzahl	Kosten in EUR
Lüfter Noctua NF-A12x25 5V PWM	27,99	1	27,99
Arduino Uno	23,20	1	23,20
DC Kupplung	3,65	1	3,65
Schraubklemmen	1,4	1	1,40
Netzteil 5 V/1,2 A	6,99	1	6,99
USB Typ B	3,20	1	3,20
Distanzhülsen	0,03	15	0,42
Mikro SDHC Karte	3,20	1	3,20
Mikro SD-Karten Modul	1,70	1	1,70
Drehwinkelgeber	1,70	1	1,70
DHT22	5,90	2	11,80
RTC DS3231	2,70	1	2,70
LCD Modul	7,90	1	7,90
Sonstiges	20,54	1	23,82
CPE Transparent	49,95	1,36	67,93
PCM RT22HC	13,97	1,47	20,54
Gesamtkosten			208,14

B.7 Gewichtsrandbedingungen der Prototypen

Tabelle B.6: Verwendete PCM-Masse innerhalb der zehn Prototypen

Prototyp Nr.	Gewicht Verkapselung in g	Gewicht PCM in g	Gesamtgewicht in g
1	400,95	726,10	1127,05
	400,82	746,88	1147,70
2	407,76	665,21	1072,97
	408,18	681,42	1089,60
3	402,57	679,24	1081,81
	410,65	677,65	1088,30
4	404,77	669,83	1074,60
	409,72	679,76	1089,48
5	413,96	664,25	1078,21
	409,57	672,37	1081,94
6	400,97	674,35	1075,32
	409,57	669,94	1079,51
7	403,65	672,47	1076,12
	404,85	664,86	1069,71
8	402,50	675,48	1077,98
	420,60	669,86	1090,46
9	406,90	664,35	1071,25
	405,84	668,92	1074,76
10	404,31	666,67	1070,98
	407,53	673,93	1081,46