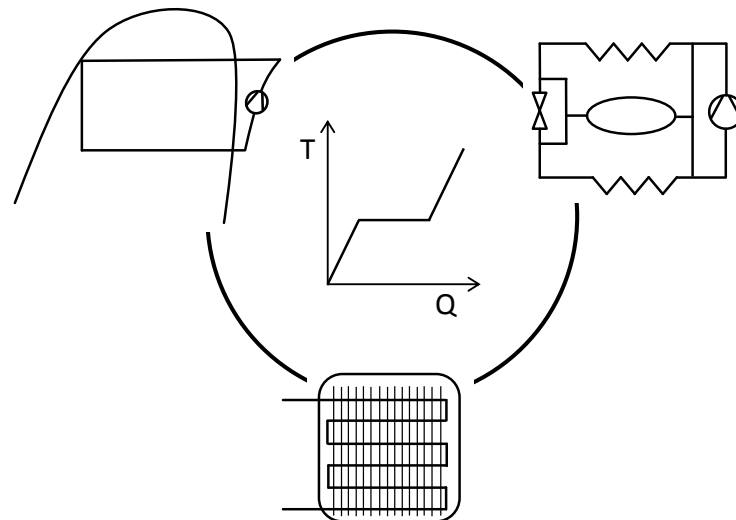


Technische Universität München
Lehrstuhl für Energiesysteme
Prof. Dr.-Ing. habil. H. Spliethoff



Dissertation

Latentwärmespeicher in Wärmepumpensystemen – Speicherkonzepte und thermische Auslegung

Felix Michael Loistl

Technische Universität München



Fakultät für Maschinenwesen

Lehrstuhl für Energiesysteme

Latentwärmespeicher in Wärmepumpensystemen –
Speicherkonzepte und thermische Auslegung

Felix Michael Loistl

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Maschinenwesen der Technischen Universität
München zur Erlangung des akademischen Grades eines

Doktor-Ingenieurs

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Prof. Dr.-Ing. K. Stahl

Prüfer der Dissertation: 1. Prof. Dr.-Ing. habil. H. Spliethoff

2. Prof. Dr. rer. nat. C. Schweigler (Hochschule München)

Die Dissertation wurde am 19.09.2018 bei der Technischen Universität München eingereicht
und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 17.01.2019 angenommen.



Vorwort

Die vorliegende Doktorarbeit entstand während meiner Zeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter im Kooperativen Graduiertenkolleg (KGk.) “Gebäudetechnik und Energieeffizienz“ der Hochschule München. Das Kooperative Graduiertenkolleg ist eine Kooperation der Hochschule München und der Technischen Universität München und wurde finanziell gefördert durch das Bayerische Staatsministerium für Bildung und Kultus, Wissenschaft und Kunst. Hiermit möchte ich mich bei allen Verantwortlichen bedanken, die das Gelingen des kooperativen Graduiertenkollegs ermöglicht haben.

Ganz besonders danke ich Herrn Professor Dr. Christian Schweigler für das starke Engagement und die hervorragende Betreuung. Der intensive wissenschaftliche Austausch und die zahlreichen Anregungen haben maßgeblich zum Erfolg dieser Arbeit beigetragen. Seine immerzu optimistische Sichtweise war dabei über die Jahre stets eine Inspiration für mich.

Ebenfalls bedanke ich mich herzlich beim Leiter des Lehrstuhls für Energiesysteme, Herrn Professor Dr. Hartmut Spliethoff für seine Unterstützung und die Übernahme der Betreuung.

Großer Dank gilt auch allen meinen Kollegen vom kooperativen Graduiertenkolleg, die mich immer unterstützt haben. Die gute Zusammenarbeit untereinander, der fachliche Austausch und die angenehme Atmosphäre habe ich sehr geschätzt. Ich werde die gemeinsame Zeit an der Hochschule dank Euch immer in guter Erinnerung behalten. Außerdem danke ich auch den Professoren der Hochschule München für die fachlichen Anregungen und die wertvollen Gespräche. Den Mitarbeitern vom Bayerischen Zentrum für angewandte Energieforschung (ZAE-Bayern) danke ich für die gute Zusammenarbeit im Forschungsprojekt „SolarSplit“ und den interessanten wissenschaftlichen Austausch.

Mein besonderer Dank gilt meinen Freunden, die mich bei dieser Arbeit durch Anregungen und Korrekturlesen unterstützt haben und auch all denen, die mir stets mit motivierenden Worten zur Seite standen.

Mein größter Dank gebührt meinen Eltern, die mich auf meinem Weg und bei meinen Entscheidungen immer bedingungslos unterstützen und mir Rückhalt geben. Danke!

Kurzfassung

Für eine zukunftsorientierte Energieversorgung von Gebäuden sind Wärmepumpensysteme mit flexiblem Anlagenbetrieb zur Nutzung von regenerativem Strom essentiell. In der Ausführungsform als luftbasierte Klimageräte werden sie häufig in der Gebäudeklimatisierung eingesetzt. Diese Systeme mit direktem Wärmeübertrag von Kältemittel auf den Luftstrom bieten bisher keine Option der thermischen Energiespeicherung. Die Einbringung eines Latentwärmespeichers in den Wärmepumpenkreislauf soll es erlauben, thermische Energie auf nahezu konstanter Temperatur zu bevorraten, um damit auf günstigere technische oder wirtschaftliche Betriebsbedingungen reagieren zu können.

In der vorliegenden Dissertation wird der Einsatz von Latentwärmespeichern in Wärmepumpensystemen in einer direkten Kopplung mit dem Kältekreislauf theoretisch und experimentell untersucht. Für die Integration des Speichers werden eine umfassende Systematik entwickelt und verschiedene Speicheranwendungen im Zusammenhang mit dem Wärmepumpensystem diskutiert. Ebenfalls werden die unterschiedlichen Betriebsstrategien eines Speichers aufgezeigt und im Zuge dessen das Speichern von ungenutzten Energieströmen bei Heiz- / Kühlanwendungen in Gebäuden im Detail untersucht.

Mit einer thermodynamischen Betrachtung werden die wichtigsten Einflussgrößen für die Auslegung eines kältemittelbeaufschlagten Latentwärmespeichers ermittelt. Mithilfe eines gekoppelten Modells zur Beschreibung der Wärmeübertragung von der Kältemittelseite auf das Phasenwechselmaterial wurde ein erster Testspeicher entwickelt, bei dem ein Lamellen-Wärmeübertrager in einen Paraffin-gefüllten Speicherbehälter eingesetzt wird. Es wurde eine spezielle Versuchskälteanlage konzipiert, die das Erproben von Latentwärmespeichern im Wärmepumpenkreislauf in verschiedenen Betriebsweisen erlaubt. Durch die Untersuchung des entworfenen Testspeichers konnte die Funktionsweise von direkt im Kältekreislauf betriebenen Latentwärmespeichern demonstriert und die theoretische Beschreibung anhand von Experimenten bestätigt werden.

Die Arbeit leistet folglich durch das Beleuchten und Bewerten der verschiedenen Einsatzgebiete, das Aufstellen und Analysieren neuer Systemkonzepte sowie durch die theoretische und experimentelle Untersuchung der thermischen Abläufe einen Beitrag für die Planung und Anwendung von Latentwärmespeichern in Wärmepumpenkreisläufen.

Abstract

Heat pump systems with high flexibility for using renewable energy have gained increasing importance for a future-oriented thermal energy supply. In their embodiment as direct expansion split air conditioning units, they are frequently used for heating and cooling applications in buildings. These systems with direct heat transfer from air to refrigerant usually do not have any capability for storing thermal energy. The integration of a latent heat storage in an air-conditioning system provides a storage concept with high energy density at a nearly-constant temperature to respond to more favorable technical or economical operating conditions.

The present dissertation deals with the theoretical and experimental investigation of latent heat storage in heat pump systems directly linked to the refrigeration cycle. For the integration of the storage, novel system concepts are developed and various storage applications are discussed regarding the operational characteristic of the heat pump system. Furthermore, the different operating strategies are shown, followed by a detailed analysis of storing unused thermal energy in heating and cooling applications.

With a thermodynamic analysis, the main influencing factors of the design of latent heat storage in heat pump cycles are determined. Using a coupled thermodynamic model to describe the heat transfer from the refrigerant side to the phase change material, a first storage configuration is designed comprising a finned tube heat exchanger in a storage container filled with paraffin. A refrigeration test rig was constructed and experimental investigations carried out for latent heat storage in heat pump cycles in different operating modes. The performance of the designed storage facility is examined and evaluated. Consequently, the functionality of latent heat storage operated directly in the refrigeration cycle is demonstrated and the theoretical assumptions are confirmed by the experiments.

This thesis contributes to the planning and development of future applications of latent heat storages in heat pump cycles by examining and evaluating the various fields of application, setting up and analyzing new system concepts, as well as investigating the thermal behavior theoretically and experimentally.

Inhaltsverzeichnis

Vorwort	III
Kurzfassung	IV
Abstract	V
Inhaltsverzeichnis	VI
Nomenklatur	IX
1 Einleitung	1
1.1 Zielsetzung	2
1.2 Gliederung der Arbeit	3
2 Latentwärmespeicher in der Kältetechnik	4
2.1 Grundlagen der Kältetechnik	4
2.1.1 Kennzahlen und Größen der Kältetechnik	7
2.1.2 Wärmeübertragung	8
2.1.3 Anlagentechnik	14
2.2 Grundlagen der Wärmespeicherung	22
2.2.1 Materialklassen und Eigenschaften.....	27
2.2.2 Wärmeübertragung bei Latentwärmespeichern	29
2.2.3 Kenngrößen der thermischen Speicherung	31
2.3 Einsatz von Latentwärmespeichern in Wärmepumpensystemen	33
2.3.1 Hinführung und Überblick von PCM-Anwendungen.....	33
2.3.2 Speicheranwendungen in Wärmepumpensystemen.....	35
2.4 Kurzzusammenfassung	43
3 Forschungsbedarf und Methodik	44
4 Systemkonzepte und Analyse von PCM-Speichern	48
4.1 Betriebsstrategien von Speichern	48
4.2 Systemkonzepte	53
4.2.1 Örtliche Einbausituation	54
4.2.2 Wärmeein- und -auskopplung und hydraulische Integration des Speichers	55
4.2.2.1. Konzepte der hydraulischen Kopplung	56
4.2.2.2. Wärmeübertragungsmechanismen	57
4.2.2.3. Interne Integrationsvarianten.....	58
4.2.2.4. Matrix der Kopplungsmöglichkeiten	62
4.3 Analyse der Speichereinsatzarten	64
4.3.1 Kältespeicher und Wärmespeicher	65

4.3.2	Wärmequelle.....	73
4.3.3	Wärmesenke	75
4.3.4	Wärmequelle/ -senke	80
4.4	Potential der Wärmeverschiebung	82
4.4.1	Hinführung und Grundlagen der Gebäude- und Anlagensimulation	82
4.4.1.1.	Gebäudetypen	83
4.4.1.2.	Gebäudemodellierung.....	84
4.4.1.3.	Modellierung der Anlagentechnik	85
4.4.2	Energetische Gebäudeanalyse und Untersuchung der Wärmeverschiebung.....	87
4.4.2.1.	Direkte Wärmeverschiebung	88
4.4.2.2.	Erweiterte Wärmeverschiebung durch thermische Speicherung.....	90
4.4.2.3.	Ökonomische Bewertung der thermischen Speicherung	95
4.5	Kurzzusammenfassung.....	98
5	Thermodynamische Modellierung und experimentelle Untersuchung.....	99
5.1	Thermodynamische Modellierung und wärmetechnische Auslegung.....	100
5.1.1	Analyse der Wärmewiderstände.....	100
5.1.2	Einführung in die Modellierung von Latentwärmespeichern.....	103
5.1.2.1.	Modellierung des Phasenwechselmaterials	103
5.1.2.2.	Kältekreis-Modell mit Phasenwechselmaterial	104
5.1.3	Vereinfachtes 1D-Modell zur Ermittlung der Einflussgrößen	106
5.1.3.1.	Annahmen und Simulationsmethode	106
5.1.3.2.	Untersuchung der Einflussgrößen.....	110
5.1.4	Dynamisches 2D-Modell mit Finite-Volumen-Verfahren	115
5.1.4.1.	Vergleich 2D-Modell mit vereinfachtem 1D-Modell.....	119
5.1.4.2.	2D-Modell mit Lamellen	120
5.1.5	Auslegung des Testspeichers.....	123
5.1.5.1.	Wahl des Phasenwechselmaterials.....	123
5.1.5.2.	Anforderungen an den Testspeicher	124
5.1.5.3.	Thermische Auslegung	126
5.1.5.4.	Gestaltung des Speicherbehälters	130
5.2	Untersuchung eines Latentwärmespeichers in einer Versuchskälteanlage	131
5.2.1	Aufbau der Laborinstallation.....	131
5.2.1.1.	Versuchskälteanlage	131
5.2.1.2.	Hydraulische Wärmeversorgung und -abgabe.....	132
5.2.1.3.	Funktionen und Schaltungsvarianten der Versuchsanlage	133
5.2.2	Experimente und Bewertung	137
5.2.2.1.	Methodik der Auswertung	137
5.2.2.2.	Auswertung der Versuche.....	138
5.2.2.3.	Vergleich Messdaten und Simulationsmodell	144

5.3 Kurzzusammenfassung	146
6 Zusammenfassung und Ausblick.....	147
7 Literaturverzeichnis	151
Abbildungsverzeichnis.....	159
Tabellenverzeichnis.....	166
Anhang A	167
Anhang B	169
Anhang C	177

Nomenklatur

Lateinische Formelzeichen

A	Fläche	[m ²]
c_p	isobare spezifische Wärmekapazität	[kJ/(kg K)]
d	Durchmesser	[m]
\dot{E}	Exergiestrom	[W]
f	Frequenz	[Hz]
G	Massenstromdichte	[kg/(m ² s)]
h	spezifische Enthalpie	[kJ/kg]
i	Zinssatz	[%]
L	Länge	[m]
m	Masse	[kg]
\dot{m}	Massenstrom	[kg/s]
n	Anzahl	[-]
p	Druck	[Pa]
P	Elektrische Leistung	[W]
Q	Energie	[J]
\dot{Q}	Leistung	[W]
q	Wärmestromdichte	[W/m ²]
r	Radius	[m]
R	Wärmewiderstand	[K/W]
s	Dicke	[m]
S	Entropie	[J/K]
\dot{S}	Entropiestrom	[W/K]
T	Temperatur	[°C]
t	Zeit	[s]
U	Wärmedurchgangskoeffizient	[W/(m ² K)]
UA	Übertragungsfähigkeit	[W/K]
x	Dampfgehalt	[-]
X	Parameter für Rippenkörper	[-]

Griechische Formelzeichen

α	Wärmeübergangskoeffizient	[W/(m ² K)]
ε	Leistungszahl	[-]
η	Güte, Wirkungsgrad	[-]
λ	Wärmeleitfähigkeit	[W/(m K)]
ν	Volumenanteil	[-]
ρ	Dichte	[kg/m ³]
σ	Phasenänderungsanteil	[-]
ϕ	Leistungsdichte	[W/m ³]
φ	Rechengröße für Rippenkörper	[-]
ω	Energiedichte	[J/m ³]

Indizes

0	Niederdruck, Außen
1	Hochdruck
a	Außenluft
aeq	äquivalent
C	Carnot
Eb	Energiebereitstellung
el	Elektrisch
Ent	Enthitzung
erw	erweitert
fe	fest
fl	flüssig
G	Güte
Geb	Gebäude
ges	Gesamt
Hg	Heißgas
i	innen
Inv	Investition
isen	isentrop

K	Kondensation
Komp	Kompressor
Kü	Kühlen
Kw	Kaltwasser
lat	latent
m	Mittelwert
N	Nutztemperatur, Nutzungsdauer
nom	Wert bei nominalen Bedingungen
Phw	Phasenwechsel
R	Raum, Rippe
sek	sekundär
sens	sensibel
Sp	Speicher
U	Umgebung
Ü	Überhitzung
Uk	Unterkühlung
V	Verdampfung
v	Volumenspezifisch

Abkürzungen

Abw	Abwärme
AE	Außeneinheit
COP	Coefficient of Performance
DK	Direktkondensation
DV	Direktverdampfung
EER	Energy Efficiency Ratio
EXV	Expansionsventil
FP	Förderpumpe
HD	Hochdruckseitig
IE	Inneneinheit
KM	Kältemaschine, Kältemittel

M	Mehraufwand
ND	Niederdruckseitig
PCM	Phase change material
PR	Part load ratio
PV	Photovoltaik
Reg	Regenerativ
Rev	Reversibel
SCOP	Seasonal Coefficient of Performance
SEER	Seasonal Energy Efficiency Ratio
Sekm	Sekundärmedium
SOC	State of Charge
Sp	Speicher
TP	Thermosiphon
Ü	Überhitzung
Uk	Unterkühlung
VRF	Variable Refrigerant Flow
WK	Wärmeein- und -auskopplungskonzept
WP	Wärmepumpe
WQ	Wärmequelle
WS	Wärmesenke
WT	Wärmeübertrager
WTF	Wärmeträgerfluid
Wv	Wärmeverschiebung

1 Einleitung

Die Europäische Union hat sich bis 2050 mit der Senkung der Treibhausgasemissionen um mindestens 80 % im Vergleich zu 1990 ein ambitioniertes Ziel für den Klimaschutz gesetzt [1]. Eine solche massive Reduzierung und die verstärkte Nutzung erneuerbarer Energien erfordern vielseitige Maßnahmen in diversen Handlungsfeldern [2, S.7]. Im Gebäudesektor können Wärmepumpensysteme ressourcenschonend heizen und kühlen. Werden diese Anlagen bei der Wärme- und Kälteerzeugung mit hauptsächlich regenerativ erzeugtem Strom angetrieben, kann ein wichtiger Beitrag zur Verminderung der Kohlenstoffdioxidemissionen geleistet werden [3, S.291]. Die Anzahl an Wärmepumpensystemen wird daher für eine erfolgreiche Energie- und Wärmewende in Zukunft deutlich zunehmen [4, S.10].

Unter den mechanischen Wärmepumpen sind Luft-Wärmepumpen, vor allem in Büro- und Gewerbegebäuden, stark verbreitet. Diese nutzen Umgebungsluft als Wärmequelle und können daher mit geringem Aufwand unabhängig von den örtlichen Gegebenheiten eingesetzt werden. Als klassische Variante der Split-Klimasysteme sind diese direktverdampfend und leisten einen direkten Wärmetransport vom Kältemittel an die Raumluft. Aufgrund des direkten Wärmetransports wird Energie zeitgleich passend zum Verlauf des Gebäudeenergiebedarfs bereitgestellt. Ein flexibler Anlagenbetrieb mit einer zeitversetzten Energiebereitstellung ist daher nicht zu verwirklichen. Eine aussichtsreiche Lösung, um dieses Verhalten zu verbessern, ist der Einsatz eines thermischen Speichers. Mit diesem lässt sich die Erzeugung vom Verbrauch zeitlich entkoppeln, wodurch das System an Flexibilität gewinnt und neue Betriebsweisen ermöglicht werden. Die Anreize für einen thermischen Speicher in einem Wärmepumpensystem können dabei verschieden sein. Grundsätzlich erlaubt ein Speicher, die Energieeffizienz des Klimatisierungssystems zu steigern, regenerativen Strom verbessert auszuschöpfen oder ungenutzte thermische Energieströme zu einem späteren Zeitpunkt zu verwenden [5].

Luftbasierte Wärmepumpensysteme, deren Leistungsfähigkeit stark von der Umgebungstemperatur abhängig ist, können so zu Zeiten günstigerer Umgebungsbedingungen betrieben werden und damit effizienter Energie bereitstellen. Ferner kann als Gegenstück zu einem elektrischen Speicher auch mit einem thermischen Speicher auf die Fluktuation des regenerativen Stromangebots reagiert werden und damit beispielsweise der Eigenverbrauch bei photovoltaischer Stromerzeugung erhöht werden [6, S.3]. Des Weiteren können mit einem Speicher bisher ungenutzte thermische Energieströme zwischengespeichert werden. Dies kann vor allem bei modernen Split-Klimasystemen, den sogenannten „Variable Refrigerant Flow“ (VRF)-Systemen, sinnvoll sein. VRF-Systeme können ihre Energieerzeugung durch frequenzgeregelte Verdichter der Last des Gebäudes anpassen und besitzen die Möglichkeit, Wärme von einem Raum in einen anderen zu verschieben [7]. Besonders im Modus der Wärmeverschiebung kann die Anlage durch zeitgleiches Heizen und Kühlen verschiedener Gebäudeteile sehr effizient betrieben werden. Allerdings tritt eine Gleichzeitigkeit von Wärme- und Kältebedarf nur vereinzelt auf (s. Abb. 1.1, direkte Überschneidung) und ein ungenutztes Potential besteht

durch thermische Energien, die zeitversetzt auftreten. Mit der Einbringung eines Speichers in das Anlagensystem ließe sich hier die Energieverschiebung und somit die Effizienz maßgeblich steigern (siehe Abb. 1.1, Ausnutzung der Verdampferenergie Q_V durch einen Kältespeicher).

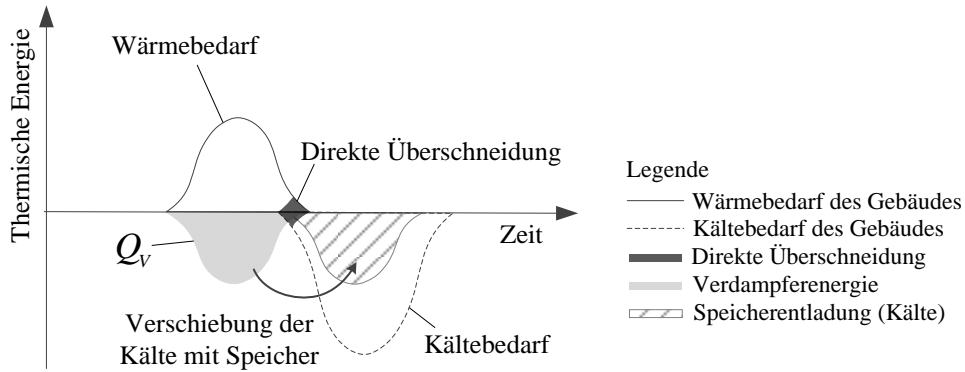


Abb. 1.1: Schematische Darstellung der Wärmeverschiebung mit einem Kältespeicher bei VRF-Systemen.

Da Split-Klimasysteme direkt mit dem Kältemittel die Raumluft aufwärmen oder abkühlen, besitzen diese keine unmittelbare Speicheroption. Eine einfache Variante, ohne die Notwendigkeit von zusätzlichen Sekundärkreisläufen oder Wärmeträgermedien, ist die direkte Integration eines thermischen Speichers in den Kältekreislauf. Um das Speichervolumen gering zu halten und eine kompakte Bauweise zu erreichen, bieten sich Latentwärmespeicher mit ihrer hohen Energiedichte an. Diese Speicher beinhalten ein Phasenwechselmaterial, das mit der Ausnutzung der latenten Wärme eine große Energiemenge bei nahezu konstanter Temperatur speichern kann [8]. Daher kommen Latentwärmespeicher in Kombination mit Wärmepumpensystemen immer häufiger zum Einsatz, beispielsweise in Form eines Eisspeichers, der als Wärmequelle für eine Luft-Wärmepumpe bei sehr tiefen Außentemperaturen dient [9, S.36] oder als Kältespeicher mit makroverkapseltem Phasenwechselmaterial für eine erhöhte Speicherkapazität [10]. Latentwärmespeicher mit direkter Kopplung mit dem internen Kreislauf einer Kältemaschine oder Wärmepumpe sind hingegen bisher kaum diskutiert und wissenschaftlich untersucht.

1.1 Zielsetzung

Ziel dieser Arbeit ist es, neue Lösungsansätze für Latentwärmespeicher in luftbasierten Wärmepumpensystemen zu entwickeln, um diese Systeme flexibler betreiben zu können und den Einsatzbereich zu erweitern. Der Schwerpunkt der Entwicklung liegt auf dem Entwerfen und Bewerten neuer Konzepte für die Speicherintegration, der wärmetechnischen Auslegung des Latentwärmespeichers mit einer Ermittlung der thermodynamischen Einflussgrößen sowie auf der experimentellen Untersuchung eines Latentwärmespeichers in einer dafür konzipierten Versuchsanlage. Vor allem für die bisher noch wenig wissenschaftlich untersuchten Latentwärmespeicher in Wärmepumpenkreisläufen sollen Erfahrungen und Erkenntnisse gesammelt

werden, die als Grundlage für zukünftige Speicherentwicklungen und weitere Anwendungsfälle dienen können.

Als Einsatzfall wird im Rahmen dieser Arbeit das Potential einer erhöhten Wärmeverschiebung durch einen Speicher genauer analysiert. Parallel zu der Dissertation läuft das Forschungsprojekt *SolarSplit*¹. In diesem Forschungsprojekt wird die verstärkte Nutzung von regenerativen Energien mit dem Fokus untersucht, den Eigenverbrauch von Solarstrom zu erhöhen sowie die Netzbelastung durch den Einsatz von thermischen Speichern zu reduzieren.

1.2 Gliederung der Arbeit

Die vorliegende Dissertation gliedert sich in vier wesentliche Kapitel:

In Kapitel 2 wird eine Einführung in die Grundlagen der beiden betrachteten Hauptgebiete der Kältetechnik und der thermischen Speicherung gegeben. Bei der Kältetechnik werden die wichtigsten physikalischen Kenngrößen und das Klimatisierungssystem in seinem Aufbau und seiner Funktionsweise beschrieben. Für die thermische Speicherung werden Latentwärmespeicher mit ihren Eigenschaften und ihrem Verhalten dargelegt. Anschließend wird der momentane Stand des Wissens von Latentwärmespeichern in Wärmepumpensystemen aufgeführt.

Kapitel 3 stellt, basierend auf dem Stand des Wissens, den vorhandenen Forschungsbedarf und die verwendeten Methoden der Arbeit vor.

Kapitel 4 beinhaltet eine Kategorisierung verschiedener Speicheranwendungen in Wärmepumpensystemen. Für die Speicheranwendungen werden diverse Konzepte entwickelt, um den Speicher hydraulisch in die Anlagentechnik einzubinden und effektiv be- und entladen zu können. Ferner werden die energetischen Vorteile der einzelnen Speicheranwendungen mit einfachen thermodynamischen Zusammenhängen unter Einbeziehung der Kältetechnik analysiert. Mit einer dynamischen Gebäudesimulation von repräsentativen Gebäuden wird das Potential von Wärme- und Kältespeichern in verschiedenen Gebäudetypen betrachtet.

In Kapitel 5 werden theoretische Modelle für die Berechnung und den Entwurf von Latentwärmespeichern in Wärmepumpenkreisläufen aufgestellt und die maßgebenden Einflussgrößen für die Speicherentwicklung herausgearbeitet. Ein erster Testspeicher wird ausgelegt und in einer dafür entworfenen Versuchsanlage untersucht. Abschließend erfolgt ein Vergleich von einer Versuchsreihe mit einem Simulationsmodell.

¹Das Verbundvorhaben „*Solar Split - Solar-elektrisch angetriebenes Heizen und Kühlen mit thermischen Speichern und optimierter Netzkopplung*“ wird gefördert durch das Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (Förderkennzeichen 0325900B) und besitzt eine Laufzeit von 01.01.2016 – 31.12.2018. Die Projektpartner bestehen aus den Forschungseinrichtungen der Hochschule München, dem Bayerischen Zentrum für Angewandte Energieforschung e.V. (ZAE Bayern) und dem Institut für Luft- und Kältetechnik (ILK Dresden) sowie aus den beiden Herstellerfirmen Swegon Climate Systems Germany GmbH und Thermofin GmbH.

2 Latentwärmespeicher in der Kältetechnik

In diesem Kapitel werden die Grundlagen der Kältetechnik und der thermischen Energiespeicherung aufgezeigt. Dazu wird zunächst auf die Technologie der Kompressionskältemaschinen und ihre physikalischen Zusammenhänge eingegangen. Im Anschluss wird die hier fokussierte Anlagentechnik – Split-Klima-Systeme – in ihrem Aufbau und der Funktion detailliert erläutert. Bei den Grundlagen der thermischen Energiespeicher werden eine Einführung in Latentwärmespeicher und ein Überblick über relevante Phasenwechselmaterialien gegeben. Weiterhin werden die wichtigsten Kenngrößen der thermischen Speicherung aufgeführt. Nach den Grundlagen wird der momentane Stand der Wissenschaft und Technik von Wärmepumpensystemen mit Latentwärmespeichern dargestellt.

2.1 Grundlagen der Kältetechnik

Das aktive Kühlen von Gütern und Räumen hat eine lange Historie. Während in der früheren Verwendung das Konservieren von Lebensmitteln im Vordergrund stand, nahm im Laufe der Zeit mit den steigenden Komfortbedürfnissen der Menschen die Gebäudekühlung zu.

Kühlen im eigentlichen Sinne bedeutet das Abführen von Wärme über eine räumliche Systemgrenze, um so die Temperatur an einer Stelle durch Wärmeentzug zu senken und die entzogene Wärme an eine räumlich getrennte Stelle abzugeben.

Eine aktive Erzeugung von Kälte kann mit verschiedenen Verfahren erreicht werden. Die gebräuchlichsten sind:

- Kompressionskälteprozess (Kaltdampf-, Kaltluft-, Dampfstrahlkälteprozess)
- Sorptionskälteprozesse (Absorptions- und Adsorptionskälteprozess)
- Thermoelektrischer Kälteprozess

Das am häufigsten vorkommende und etablierteste Verfahren ist der Kompressionskälteprozess mit Kaltdampf [11, S.1756]. Der Kaltdampf-Kompressionskälteprozess basiert auf dem linksläufigen Kreisprozess, mit dessen Funktionsweise Jacob Perkins bereits 1834 die erste Dampfkomppressionsmaschine zur künstlichen Eisproduktion baute [12, S.11]. Diese mit Ether als Kältemittel betriebene Anlage wies allerdings eine erhöhte Explosionsgefahr auf. Die erste zuverlässig laufende Kompressionskältemaschine mit Ammoniak wurde 1876 von Carl von Linde entwickelt [13, S.9].

Das Grundprinzip der Kaltdampfkompensation beruht auf der Änderung des Aggregatzustandes eines Arbeitsfluids zwischen flüssig und gasförmig, um bei niedrigem Druck Wärme durch Verdampfung aufzunehmen und bei hohem Druck Wärme durch Kondensation abzugeben. Für den Prozess dient als Arbeitsfluid Kältemittel, das in einem geschlossenen Kreislauf durch Veränderung des Druckniveaus bei dem gewünschten Temperaturlagen siedet und kondensiert. Ist der Nutzen des Kompressionsprozesses die Verdampferleistung \dot{Q}_0 , handelt es

sich um eine Kältemaschine (KM); wird hingegen die Wärmeabgabe am Kondensator \dot{Q}_1 verwendet, spricht man von einer Wärmepumpe (WP). Im Rahmen dieser Arbeit wird der Begriff „Wärmepumpensystem“ als Überbegriff für Kältemaschinen und Wärmepumpen verwendet.

Um das Arbeitsfluid auf eine höhere Drucklage zu „fördern“, leistet ein mechanischer Kompressor Verdichtungsarbeit an dem gasförmigen Kältemittel. Der grundlegende Vorteil einer Wärmepumpe liegt darin, Energie von einem niedrigen Temperaturniveau auf ein höheres nutzbares Niveau zu bringen, wobei der Hauptteil der Energieaufnahme während des Phasenübergangs beim Verdampfen stattfindet und die anschließende Verdichtungsarbeit des Gases nur einen geringen energetischen Anteil einnimmt. Die Verdichtung bewirkt dabei eine Aufwertung der Energie. Die Qualität der Energie kann mit der Exergie² beschrieben werden. So kann scheinbar unbrauchbare Wärme (Anergie) aus der Umgebung durch Einbringen von hochwertiger Energie in Form von mechanischer Arbeit (Exergie) zu Heizzwecken verwendet werden. Die Lage der internen Temperaturen des Wärmepumpen- beziehungsweise Kältemaschinenbetriebs werden vorrangig durch die extern anliegenden Temperaturbedingungen bestimmt. Wie in Abbildung 2.1 dargestellt, spielen bei beiden Betriebsweisen die Umgebungstemperatur und die Raumtemperatur eine maßgebliche Rolle. Durch diese werden die Kondensations- und Verdampfungstemperatur und somit auch der benötigte Temperaturhub festgelegt, den die Kältemaschine oder die Wärmepumpe erbringen muss.

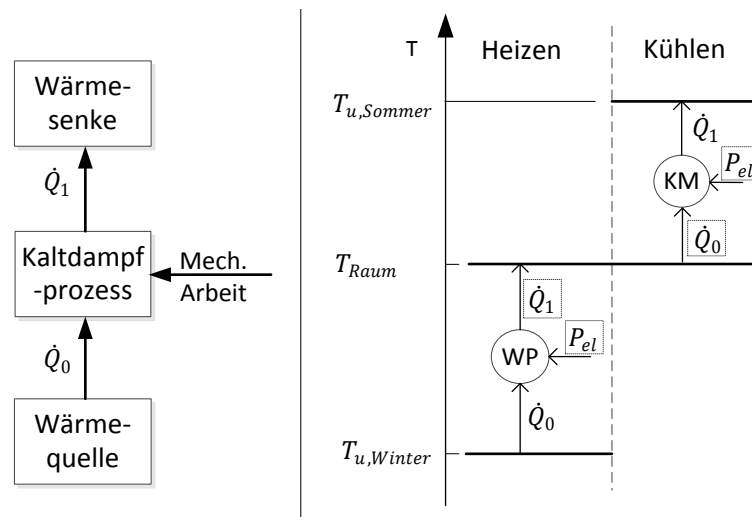


Abb. 2.1: Kaldampfkompressionsprozess (links) und Energieflüsse mit externen Temperaturen bei einer Wärmepumpe im Winter und einer Kältemaschine im Sommer (rechts), angelehnt an [14, S.563].

Für einen Wärmefluss zwischen den externen und den internen Temperaturen muss eine Temperaturdifferenz vorhanden sein. Während des Heizens mit einer Wärmepumpe im Winter muss für die Wärmeaufnahme die Verdampfungstemperatur unterhalb der tiefen Umgebungstemperatur $T_{u,Winter}$ liegen und für die Wärmeabgabe die Kondensationstemperatur oberhalb der Raumtemperatur T_{Raum} sein. Das Kühlen mit einer Kältemaschine im Sommer

²Exergie ist unbeschränkt umwandelbare Energie, die sich in jede andere Energieform umwandeln lässt [14].

erfordert hingegen für den Wärmeentzug eine Siedetemperatur unterhalb der Raumtemperatur und um Wärme abzuführen eine Kondensationstemperatur über der hohen Umgebungstemperatur $T_{u,Sommer}$. Analog zu Abbildung 2.1 wird in Abbildung 2.2 die Lage der internen Temperaturen im Wärmepumpenbetrieb im Winter und im Kältemaschinenbetrieb im Sommer verdeutlicht. Weiterhin ist für beide Anlagenbetriebe der notwendige interne Temperaturhub ΔT_{Hub} , den der Verdichter erbringen muss, abgebildet.

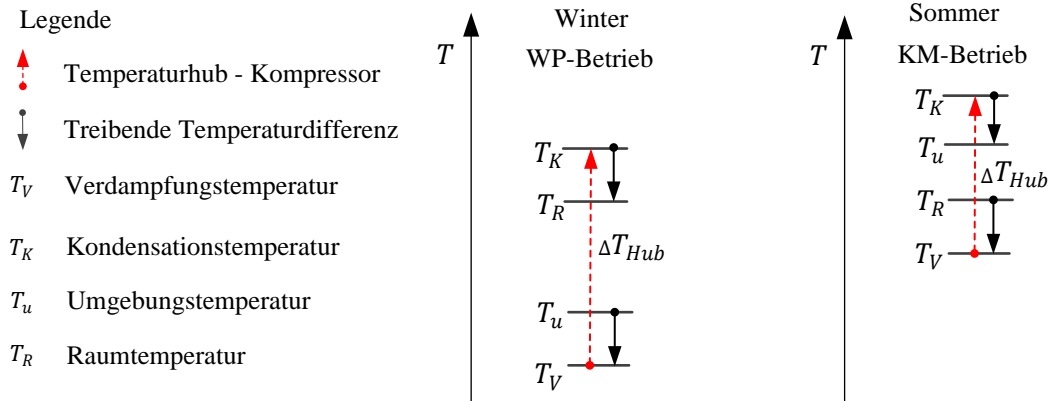


Abb. 2.2: Temperaturniveaus, Wärmepumpenbetrieb (Winter) und Kältemaschinenbetrieb (Sommer).

Die prinzipielle Funktionsweise des linksläufigen Kaltdampfprozesses lässt sich durch Abbildung 2.3 mit einem Kälteanlagenschema und mit einem Druck-Enthalpie-Zustandsdiagramm vereinfacht darstellen.

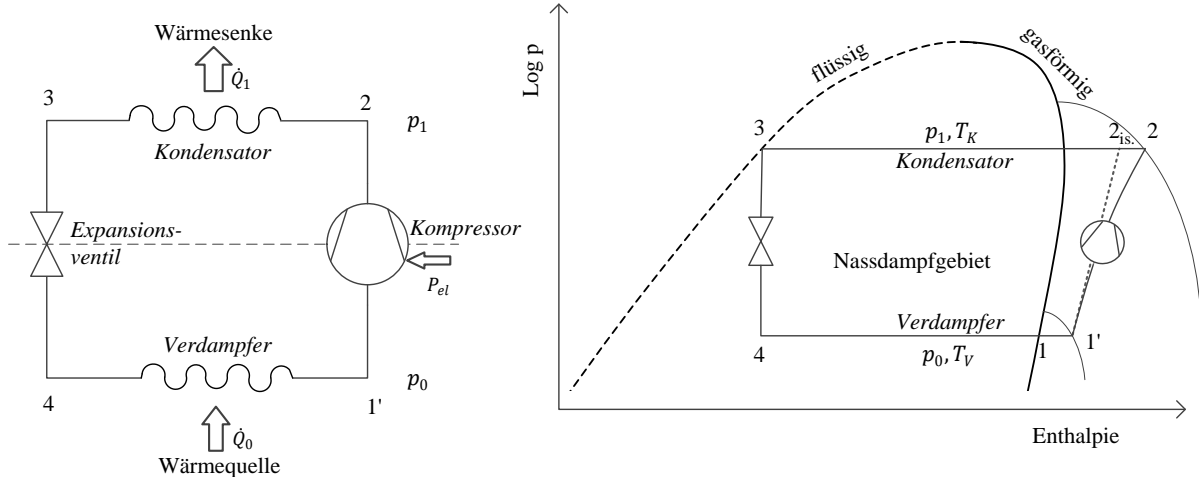


Abb. 2.3: Kälteanlagenschema (links) und theoretischer Kältemittelkreislauf im Log p, h-Diagramm (rechts).

Grundlegend besteht der Kältemittelkreislauf aus vier Hauptkomponenten und arbeitet auf zwei unterschiedlichen Drucklagen. Die Komponenten bestehen aus dem Verdampfer auf der Niederdruckseite p_0 , dem Kondensator auf der Hochdruckseite p_1 , dem Kompressor für die Druckerhöhung und dem Expansionsventil für die Druckminderung. Das Kältemittel durchläuft während des Kaltdampfprozesses verschiedene thermodynamische Zustände.

Im Zustandspunkt 4 gelangt teils gasförmiges Kältemittel auf niedrigem Druck mit einer niedrigen Temperatur in den Verdampfer. Dem Kältemittel wird beim Durchströmen des Verdampfers Wärme aus einer Quelle mit höherer Temperatur zugeführt, wodurch es siedet und vollständig in den gasförmigen Zustand (1) übergeht. Eine zusätzliche Überhitzung des trockenen gesättigten Dampfes führt zum Zustandspunkt 1'. Die Überhitzung im Wärmeübertrager ist notwendig um Flüssigkeitsschläge im Verdichter zu vermeiden. Das überhitzte gasförmige Kältemittel wird vom Verdichter angesaugt und erfährt bei der Kompression eine Druck- und Temperaturerhöhung (2). Anschließend tritt das nun heiße, gasförmige Kältemittel auf hohem Druck in den Verflüssiger ein. In diesem wird die Wärme an eine Wärmesenke mit niedrigerer Temperatur abgegeben, indem zunächst eine Enthitzung des Gases bis zum Sättigungszustand und anschließend eine vollständige Verflüssigung (bis 3) stattfindet. Daraufhin gelangt das flüssige Kältemittel in das Drosselorgan, in welchem es durch eine Druckminderung wieder auf die niedrige Drucklage des Verdampfers gebracht wird, um erneut Wärme aufnehmen zu können. Während der Drosselung erfährt das Kältemittel eine Teilverdampfung und tritt dabei in das Zweiphasengebiet ein (4).

Abweichend vom idealen Kreisprozess ist der reale Kreisprozess durch die Entropieerzeugung an den Komponenten verlustbehaftet. Die nichtisentrope Verdichtung, die irreversible Wärmeübertragung und die nichtisentrope Drosselung machen somit den realen Kreisprozess irreversibel [15, S.121].

2.1.1 Kennzahlen und Größen der Kältetechnik

Anhand des Kälteprozesses aus Abbildung 2.1 und Abbildung 2.3 lassen sich mit den Gleichungen (2.1)–(2.5) die Energiebilanz und die Leistungszahl beschreiben.

Die Kondensatorleistung \dot{Q}_1 wird bestimmt aus dem Produkt der Enthalpiedifferenz des Kältemittels am Verflüssiger und dem Kältemittelmassenstrom \dot{m} .

$$\dot{Q}_1 = \dot{m} \cdot (h_2 - h_3) \quad (2.1)$$

Die Verdampferleistung \dot{Q}_0 ergibt sich aus dem Enthalpieunterschied des Kältemittels zwischen Verdampferaus- und -eintritt.

$$\dot{Q}_0 = \dot{m} \cdot (h_{1'} - h_4) \quad (2.2)$$

Die elektrische Leistung P_{el} als Aufwand der Verdichtung wird mit der Enthalpiedifferenz bei der Kompression gebildet.

$$P_{el} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_{1'}) \quad (2.3)$$

Um die Effizienz des linksläufigen Kreisprozesses zu bewerten, ist die Leistungszahl eine wichtige Größe. Sie beschreibt das Verhältnis von nutzbringender Leistung zur zugeführten Arbeit und wird bei Wärmepumpen unter Verwendung der Kondensatorleistung als COP

(Coefficient of Performance) und bei Kältemaschinen mit der Nutzung der Verdampferleistung als EER (Energy Efficiency Ratio) bezeichnet.

Leistungszahl einer Wärmepumpe:

$$COP = \frac{\dot{Q}_1}{P_{el}} \quad (2.4)$$

Leistungszahl einer Kältemaschine:

$$EER = \frac{\dot{Q}_0}{P_{el}} \quad (2.5)$$

Die maximal erreichbare Leistungszahl einer Wärmepumpe oder Kältemaschine kann mit Gl. (2.6) als Kehrwert des Carnot-Wirkungsgrads dargestellt werden. Mit der idealen Leistungszahl bezogen auf die tatsächliche Leistungszahl lässt sich weiterführend die Güte des Prozesses bewerten (Gl. (2.7)).

Wärmepumpe	Kältemaschine
$\varepsilon_{WP} = \frac{T_K}{T_K - T_V}$	$\varepsilon_{KM} = \frac{T_V}{T_K - T_V}$

$\eta_{G,WP} = \frac{COP}{\varepsilon_{WP}}$	$\eta_{G,KM} = \frac{EER}{\varepsilon_{KM}}$
--	--

Zudem lässt sich der Wirkungsgrad der Verdichtung nach Gleichung (2.8) mit dem isentropen Wirkungsgrad bestimmen. Er bildet sich aus dem Verhältnis der Enthalpiedifferenzen von der idealen Verdichtung (isentrop, ohne Entropieerzeugung)³ zu der realen Verdichtung.

$$\eta_{isen} = \frac{\Delta h_{ideal}}{\Delta h_{real}} = \frac{h_{2,isen} - h_{1'}}{h_2 - h_{1'}} \quad (2.8)$$

2.1.2 Wärmeübertragung

Um Wärme am Kondensator und Verdampfer von einem Medium auf ein anderes zu transportieren, werden Wärmeübertrager eingesetzt. Die Leistung der Wärmeübertragung wird durch den mittleren Wärmedurchgangskoeffizienten U , der Wärmeübertragerfläche A und der effektiven mittleren Temperaturdifferenz ΔT_m nach Gleichung (2.9) bestimmt.

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T_m \quad (2.9)$$

Die mittlere Temperaturdifferenz kann durch die logarithmisch gemittelte Temperaturdifferenz beschrieben werden. Diese bildet sich aus den Temperaturdifferenzen zwischen den Medienströmen an den Ein- und Ausgängen des Wärmeübertragers (siehe Abb. 2.4). Die Effekti-

³ siehe Abb. 2.3 gestrichelte Linie der Verdichtung.

vität eines Wärmeübertragers ist dabei maßgeblich vom Stromführungsprinzip abhängig. Gleichung (2.10) gibt exemplarisch die logarithmische Temperaturdifferenz einer Verdampfung in einem Wärmeübertrager im Gegenstromprinzip an.

$$\Delta T_{log} = \frac{\Delta T_{gro\beta} - \Delta T_{klein}}{\ln \frac{\Delta T_{gro\beta}}{\Delta T_{klein}}} = \frac{(T_{ein} - T_V) - (T_{aus} - T_V)}{\ln \frac{(T_{ein} - T_V)}{(T_{aus} - T_V)}} \quad (2.10)$$

Abbildung 2.4 zeigt hierzu eine Gegenüberstellung der Temperaturverläufe eines Verdampfers und eines Wärmeübertragers mit zwei Fluiden, die sich im Gegenstromprinzip sensibel erwärmen bzw. abkühlen.

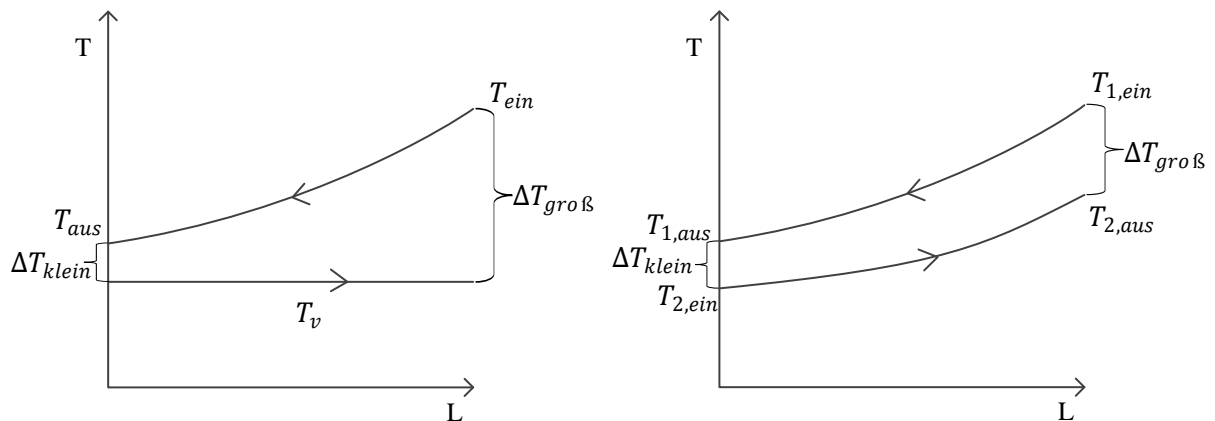


Abb. 2.4: Temperaturverlauf im Gegenstrom beim verdampfenden Medium (links) gegenüber der Wärmeübertragung mit sensibler Erwärmung der Medienströme (rechts).

Die Übertragungsfähigkeit des Wärmeübertragers $U \cdot A$ kann mit den Wärmewiderständen des Wärmetransports von der Primär- zur Sekundärseite formuliert werden. Beispielhaft für ein Wärmeübertragerrohr ergibt sich der Gesamtwärmewiderstand nach Gl. (2.11) aus der konvektiven Wärmeübertragung des primärseitigen Fluids, der Wärmeleitung des Rohrs und dem äußeren konvektiven Wärmeübergang auf der Sekundärseite.

$$\frac{1}{U \cdot A} = R_{ges} = R_i + R_{Rohr} + R_a = \frac{1}{\alpha_i \cdot A_i} + \frac{\ln \frac{d_a}{d_i}}{\pi \cdot L \cdot 2 \cdot \lambda_{Rohr}} + \frac{1}{\alpha_a \cdot A_a} \quad (2.11)$$

Für die Wärmezufuhr bzw. abfuhr gilt die Energiebilanz des Sekundärmediums nach Gl. (2.12) mit c_p als spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck und ΔT als Temperaturdifferenz zwischen dem Ein- und Austritt des Mediums.

$$\dot{Q}_{sek} = \dot{m}_{sek} \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (2.12)$$

Weiterhin lässt sich eine Energiebilanz für die Primärseite aufstellen, die bei einer Kondensation mit Gl. (2.1) und bei einer Verdampfung mit Gl. (2.2) formuliert werden kann.

Verdampfer

Betrachtet man den Vorgang im Verdampfer, entzieht das Kältemittel dem zu kühlenden Medium die Energie, wodurch das Arbeitsmittel in den gasförmigen Zustand gebracht wird (siehe Abb. 2.5). Der Wärmeübertrager kann hierbei vereinfacht in zwei Regionen, die zweiphasige und die gasförmige Strömung, unterteilt werden.

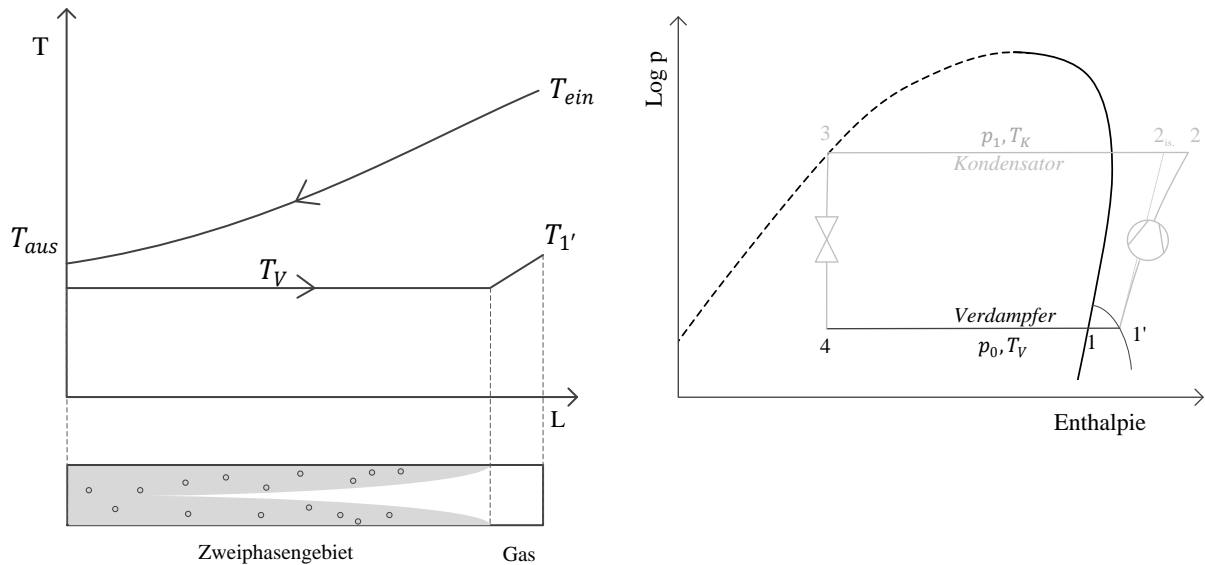


Abb. 2.5: Temperaturverlauf beim Verdampfen im Gegenstromprinzip mit Phasenzustand im Rohr (links) und Phasenzustandspunkte im schematischen $\log p, h$ -Diagramm (rechts).

Im Zweiphasengebiet durchläuft das Kältemittel beim Sieden verschiedene Strömungsformen, die sich auf den konvektiven Wärmeübergang auswirken. Abbildung 2.6 zeigt schematisch die Strömungsformen in einem horizontalen Verdampferrohr vom flüssigen Zustand bei einem Dampfgehalt von $x = 0$ bis zum gasförmigen Zustand mit $x = 1$. Für die üblicherweise verwendeten Kältemittel gibt es Strömungsformenkarten, welche die auftretenden Strömungsformen in Abhängigkeit von physikalisch wichtigen Kenngrößen wiedergeben.

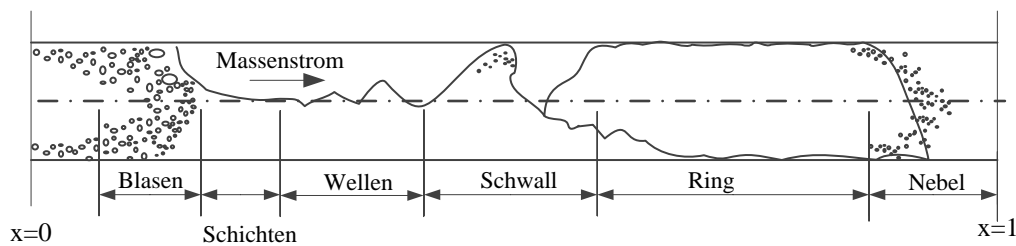


Abb. 2.6: Strömungsformen beim Siedevorgang in einem horizontalen Rohr (modifiziert von VDI-Wärmeatlas, Abschnitt Hbb [16, S.2]).

Unterhalb des kritischen Siedezustands kann in dem horizontalen Rohr konvektives Sieden oder Blasensieden vorkommen (VDI-Wärmeatlas, Abschnitt Hbb [16, S.1]). Bei einer erzwungenen Strömung beeinflussen mehrere Größen den Wärmeübergang und die Strömungsform. Maßgebliche Parameter sind die Differenz zwischen der Wand- zur Siedetemperatur, die Eigenschaften der Flüssigkeit, wie ihre Dichte und Viskosität sowie die Beschaffenheit

der Fläche des Wärmeübertragers. Weiterhin sind die Strömungsgeschwindigkeit, die Art der Phasenverteilung und der Dampfgehalt wichtige Einflussgrößen [17, S.554].

Kondensator

Im Kondensator wird die sensible Wärme des überhitzten Kältemittels bis zum gesättigten Zustand abgegeben (Enthitzung); anschließend vollzieht es unter Wärmeabgabe bei der Kondensation einen Phasenwechsel von gasförmig zu flüssig. Gegebenenfalls wird das Kältemittel noch durch das weitere Abgeben von sensibler Wärme im flüssigen Zustand unterkühlt (dargestellt in Abb. 2.7, 3-3'). Der Kondensator lässt sich somit vereinfacht in die 3 Regionen, der Gasphase, der Zweiphasenströmung und der flüssigen Phase unterteilen. Der Wärmeübergang der Kondensation in einer erzwungenen Rohrströmung folgt dabei ähnlichen Gesetzmäßigkeiten wie bei der Verdampfung (siehe dazu VDI-Wärmeatlas, Abschnitt Ja [16]).

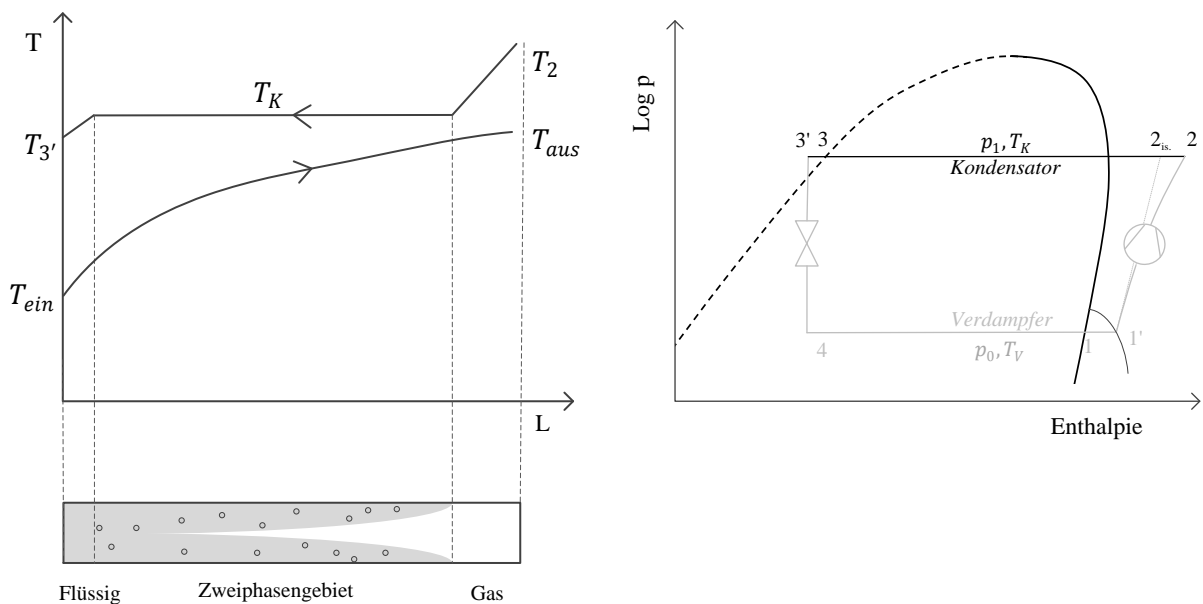


Abb. 2.7: Temperaturverlauf beim Verflüssiger im Gegenstromprinzip mit Phasenzustand des Kältemittels im Rohr (links) und Phasenzustandspunkte im schematischen Log p , h -Diagramm (rechts).

Wärmeübergangskoeffizienten

Zur Bestimmung der Wärmeübergangskoeffizienten für das Kondensieren und Verdampfen kann auf empirische Korrelationen zurückgegriffen werden. Diese müssen für die gewünschte Applikation passend gewählt werden und sind nur innerhalb der angegebenen Grenzwerte gültig. Für die verschiedensten Kältemittel gibt es eine Vielzahl an Quellen mit empirischen Korrelationen [18, S.5].

Um einen Aufschluss über die Charakteristik der Wärmeübergangskoeffizienten zu erhalten, wird das Kondensieren und Verdampfen in einem Wärmeübertragerrohr betrachtet. Mit den Annahmen von Tabelle 1 sind für den Wärmeübergangskoeffizienten bei festgelegter Wärmestromdichte vor allem der Dampfgehalt x und die Massenstromdichte G von Bedeutung. Die Massenstromdichte, die sich mit Gleichung (2.13) aus dem Quotienten des Massenstroms

zur Rohrquerschnittsfläche ergibt, verhält sich bei gegebener Drucklage und entsprechender Dichte proportional zur Geschwindigkeit.

$$G = \frac{\dot{m}}{A_i} \quad (2.13)$$

Abbildung 2.8 zeigt die Abhängigkeit des Wärmeübergangskoeffizienten vom Dampfgehalt und der Massenstromdichte für ein glattes horizontales Rohr. Dafür wird der lokale Wärmeübergangskoeffizient – örtlich entlang des Rohres – und der mittlere Wärmeübergangskoeffizient – für den gesamten Phasenwechsel – betrachtet. Für die Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten liegen hierbei die Korrelationen nach Gungor und Winterton [19] für das Verdampfen und nach Cavallini [20] für die Kondensation zugrunde.

Tabelle 1: Annahmen für Verdampfung und Kondensation.

Rohrinnen- durchmesser	Wärmestromdichte	Fluid ⁴	Verdampfungs- temperatur	Kondensations- temperatur
d_i	q''	[-]	T_V	T_K
0,01 m	5 kW/m ²	R410a	5 °C	40 °C

Um den Wärmeübertrager als Verdampfer oder Kondensator vollständig zu betrachten, muss auch der einphasige Aggregatzustand bei der Überhitzung bzw. Enthitzung und Unterkühlung mitberücksichtigt werden. Dazu zeigt das rechte untere Diagramm aus Abbildung 2.8 die Wärmeübergangskoeffizienten von Kältemittel in der Gasphase und der Flüssigkeitsphase⁵. Als Vergleich werden zudem Werte für Wasser im flüssigen Zustand⁶ aufgeführt. Die jeweiligen Wärmeübergangskoeffizienten werden hierzu im Bereich ihrer typischen Massenstromdichten dargestellt.

Wie aus Abbildung 2.8 hervorgeht, führen beim Verdampfen ein höherer Dampfgehalt zu höheren lokalen Wärmeübergangskoeffizienten und höhere Massenstromdichten zu einer Steigerung des mittleren Wärmeübergangskoeffizienten (vgl. auch [22, S.79], [23]). Allerdings kann es bei sehr hohem Dampfgehalt zu einer Verminderung des lokalen Wärmeübergangs durch Austrocknung kommen [24]. Darüber hinaus wird der Wärmeübergangskoeffizient durch hohe Wärmestromdichten und hohe Verdampfungstemperatur begünstigt [25]. Bei der Kondensation nimmt ebenfalls der mittlere Wärmeübergangskoeffizient mit steigenden Massenstromdichten und der lokale Wärmeübergangskoeffizient mit höherem Dampfgehalt zu [26]. Dies geht ebenfalls aus Experimenten von Cavallini et al. [27] hervor.

Werden die Wärmeübergangskoeffizienten miteinander verglichen, so liegen die des Zweiphasengebiets um ein Vielfaches über denen der einphasigen Strömung. In diesem Fall sind

⁴ In dieser Arbeit wird primär das Kältemittel R410a betrachtet. Dieses wird im Forschungsprojekt verwendet und ist gegenwärtig noch das Standardkältemittel vieler Hersteller.

⁵ Berechnung der gasförmigen und flüssigen Strömung des Kältemittels mit der Korrelation von Gnielinski [21].

⁶ Der α -Wert von Wasser wird nach Dittus und Boelter berechnet (wegen des größeren Gültigkeitsbereichs).

die mittleren Wärmeübergangskoeffizienten des Verdampfens und Kondensierens um das 4- bis 9-fache höher als die Wärmeübergangskoeffizienten des gasförmigen Zustands (vgl. Abb. 2.8, links und rechts unten). Gegenüber Wasser als Wärmeträgermedium sind die Wärmeübergangskoeffizienten des einphasigen Kältemittels deutlich niedriger. Zudem kommen bei Wasser-Wärmeübertragern in der Regel höhere Massenstromdichten vor, was ebenfalls zu deutlich höheren Wärmeübergangskoeffizienten führt. So liegt bei Strömungsgeschwindigkeiten von 0,5–1 m/s, welche bei einer Dichte von 1000 kg/m³ den Massenstromdichten 500–1000 kg/m²s entsprechen, der Wärmeübergangskoeffizient bei ca. 3000–6000 W/m²K. Die Wärmeübergangskoeffizienten von Wasser liegen somit in der gleichen Größenordnung wie die des kondensierenden oder verdampfenden Kältemittels.

Allgemein kann für den Wärmeübergang bei Kältemittel besonders die Behandlung der inneren Rohroberfläche zu einer starken Verbesserung führen.

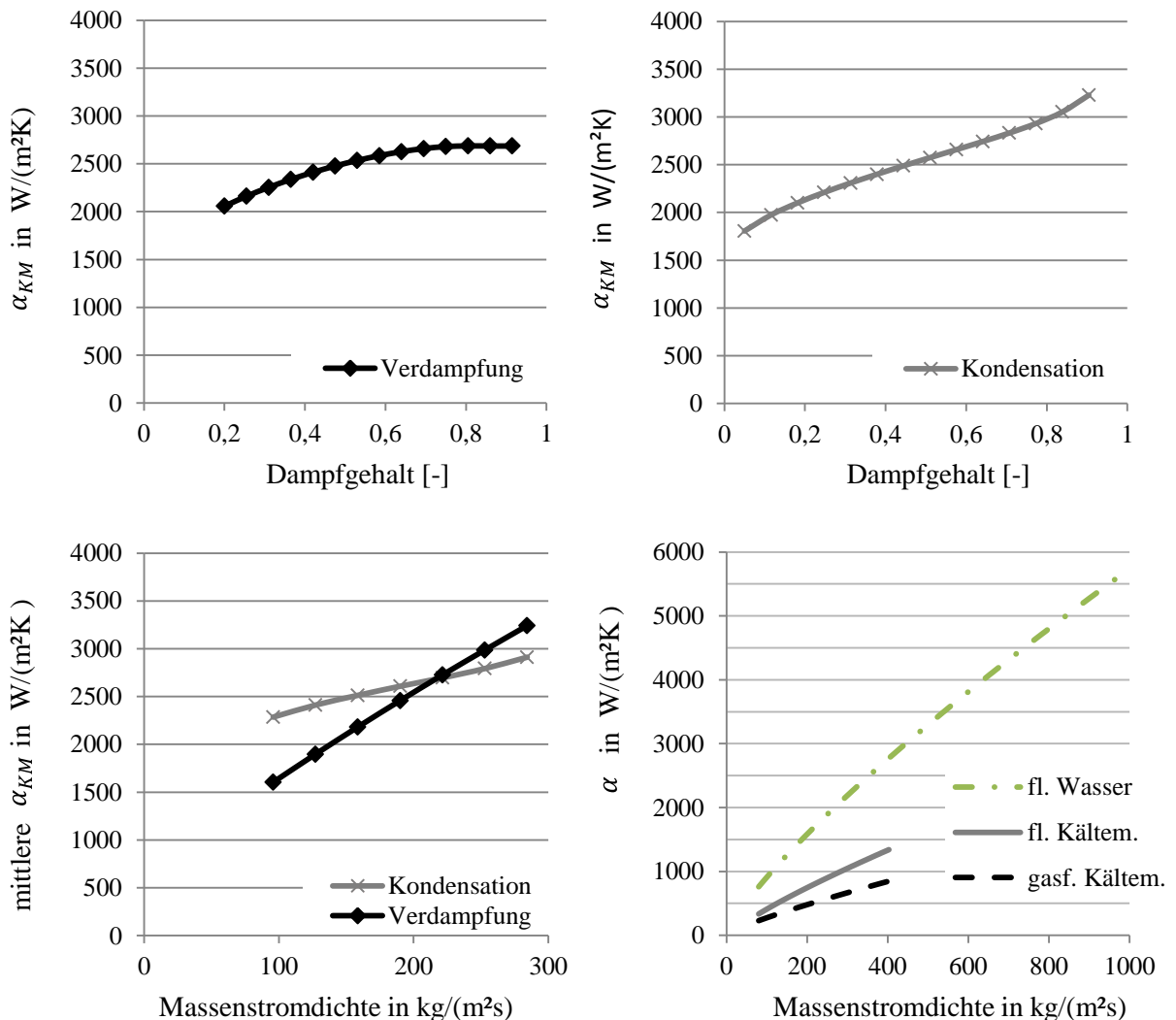


Abb. 2.8: Oben lokaler Wärmeübertragungskoeffizient für $G = 200 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ aufgetragen über den Dampfgehalt, links Verdampfung, rechts Kondensation. Unten mittlerer Wärmeübertragungskoeffizient aufgetragen über die Massenstromdichte (mit Annahmen aus Tabelle 1), links Kondensation und Verdampfung, rechts einphasige Strömung.

2.1.3 Anlagentechnik

Die in der Gebäudeklimatisierung eingesetzten Wärmepumpen und Kältemaschinen unterscheiden sich vor allem durch die Art der genutzten Wärmequelle. Die einfache Erschließung von Luft als Wärmequelle und der geringe Installationsaufwand verglichen mit zentralen Klimaanlage, die Luft zentral aufbereiten und über Luftkanäle verteilen, haben dezentrale Klimaanlage zu einer der weltweit führenden Technologien gemacht. Allein 2016 verzeichnete der Markt einen Verkauf von 5,7 Millionen Einheiten in Europa und 114 Millionen Einheiten weltweit [28, 29].

Die Ausführung von dezentralen Klimaanlage gibt es in verschiedenen Varianten. Eine Einteilung der gängigsten Anlagen zeigt Abbildung 2.9. Zudem wird hinsichtlich der Wärmeverteilung zwischen den wasserführenden und luftbasierten Systemen unterschieden (siehe Abb. 2.9, oben).

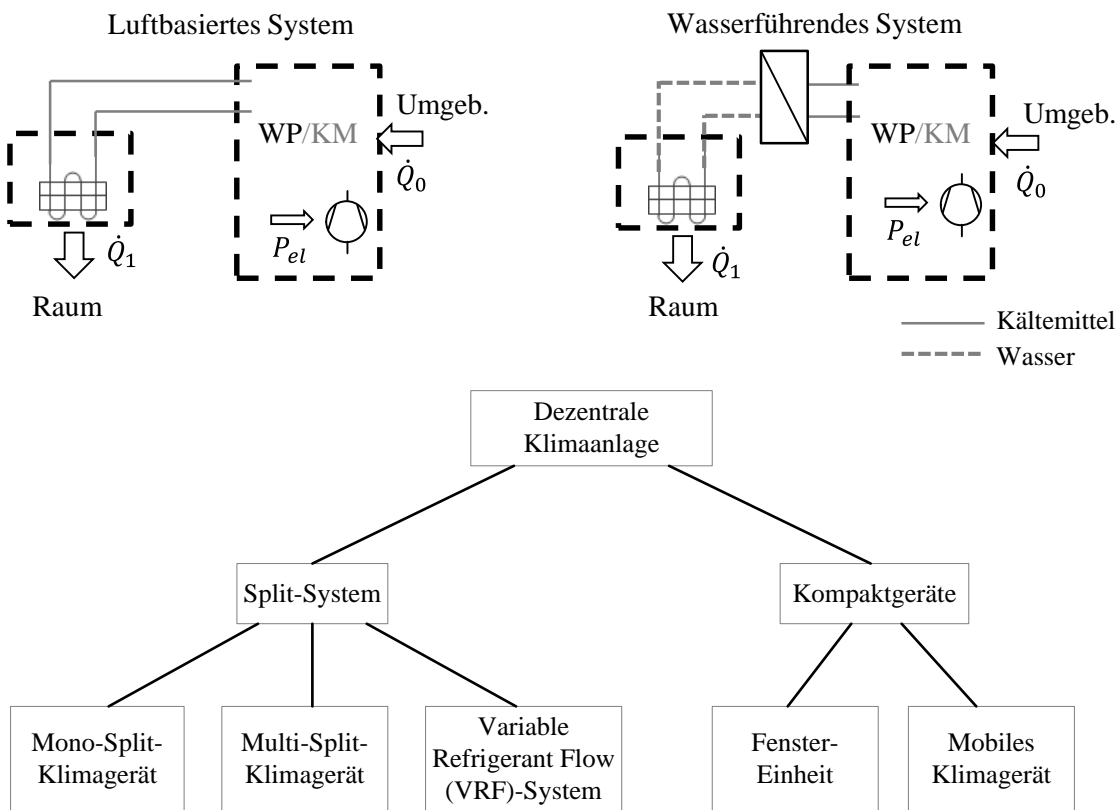


Abb. 2.9: Unterscheidung zwischen wasserführenden und luftbasierten Systemen (schematisch, oben) und Einteilung herkömmlicher dezentraler Klimaanlage (unten).

Für die Gebäudeklimatisierung kommen primär luftbasierte Split-Klimasysteme, die auch als direktverdampfende Systeme bezeichnet werden, zum Einsatz. Daher wird der Fokus in der vorliegenden Arbeit auf diese Technologie gelegt. Die einfachste Bauweise stellen Mono-Split-Klimageräte dar, die vorrangig zur Kühlung betrieben werden. Sie bestehen aus einem innenliegenden Gebläsekonvektor, der im Kühlbetrieb als Verdampfer fungiert, und eine über Kältemittelleitungen verbundene Außeneinheit, in der ein Wärmeübertrager (WT) als Kondensator arbeitet [7]. In der außenliegenden Einheit befinden sich neben dem Wärmeübertra-

ger der Kältemittelkompressor und das Expansionsventil (EXV). Ausgerüstet mit einem Vierwegeventil sind die heutigen Split-Klimageräte zumeist reversibel; das bedeutet mit einer Umkehrung des Kältekreislaufs kann eine Wärmeabgabe in den Raum im Heizmodus erfolgen. Abbildung 2.10 zeigt die Funktion eines Mono-Split-Klimageräts im Kühl- und Heizbetrieb sowie das Bild einer offenen Außeneinheit.

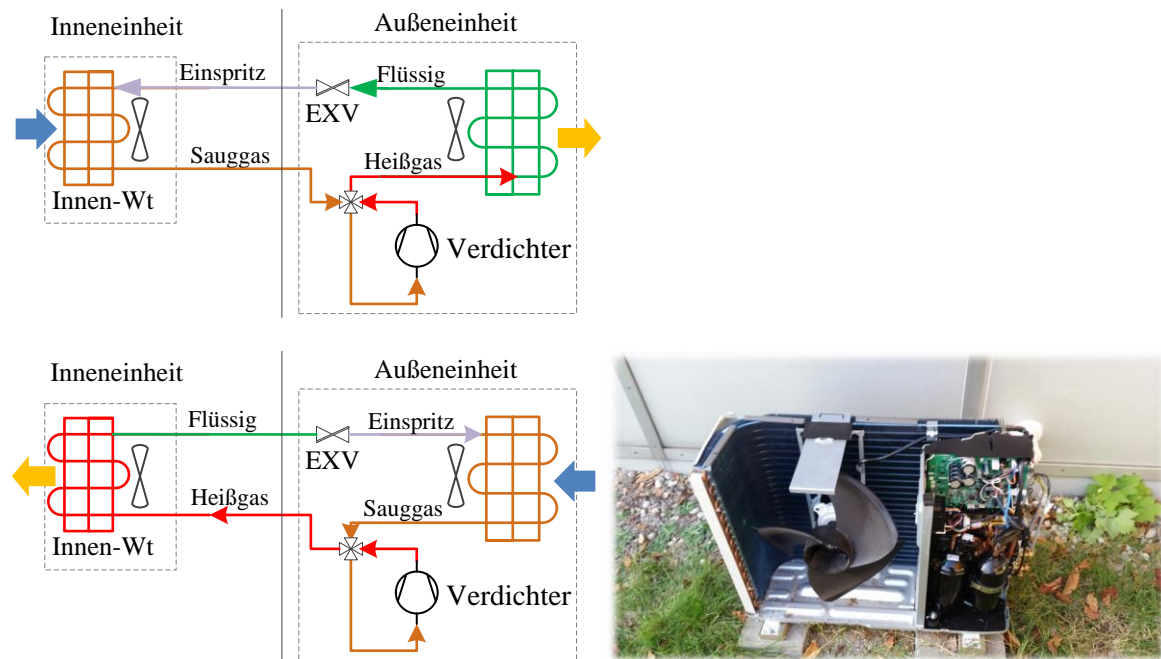


Abb. 2.10: Mono-Split-Klimagerät im Kühlbetrieb, oben (schematisch), im Heizbetrieb (unten, schematisch) und Bild einer offenen Außeneinheit mit Ventilator, Wärmeübertrager und Verdichter (rechts).

Besitzt ein Split-Klimagerät mehrere Inneneinheiten, die jeweils über eigene Kältemittelleitungen mit dem Außengerät verbunden sind, handelt es sich um ein Multi-Split-System. Diese können entweder heizen oder kühlen.

Ein Variable Refrigerant Flow (VRF) System ist die modernste Weiterentwicklung von Split-Systemen und besteht aus einer oder mehreren Außeneinheiten und mehreren in den Räumen angeordneten Inneneinheiten. Da vor allem VRF-Systeme durch ihre größere Anlagendimension, die Möglichkeit der Wärmeverschiebung und die invertierende Betriebsweise mehr Optionen für einen thermischen Speicher beinhalten, werden sie im Folgenden tiefergehend beleuchtet.

Der Begriff VRF beruht auf der Fähigkeit, die Menge des Kältemittelmassenstroms und jede Inneneinheit individuell in ihrer Leistung zu regulieren [30, S.1]. Die Raumkonditionierung erfolgt über individuelles Heizen, Kühlen und Entfeuchten, wobei die Energiebereitstellung den Lasten der Innenräume durch einen frequenzgeregelten Kompressor und elektrisch betriebene Expansionsventile angepasst werden kann. Ausgeführt als ein VRF-System mit Wärmerückgewinnungsfunktion erlaubt es die Verschiebung der Wärme zwischen unterschiedlichen Gebäudezonen. Bei einem zeitgleichen Heiz- und Kühlbedarf in verschiedenen Gebäudebereichen lassen sich mit einem VRF-System im Wärmerückgewinnungsmodus die

Kondensationsenergie zum Beheizen und die Verdampfungsenergie zum Kühlen verwerten. Aufgrund der beidseitigen Nutzung des Kompressionskälteprozesses kann in diesem Betrieb eine hohe Effizienz erreicht werden. Verglichen mit herkömmlichen separaten Heiz- und Kühlsystemen liegen ein energetischer Vorteil und eine erhöhte Flexibilität durch individuelle Raumkonditionierung vor. Die Inneneinheiten von VRF-Systemen bestehen wie bei Multi-Split-Systemen aus einem Wärmetauscher, einem Expansionsventil und einem Ventilator. Verschiedene Inneneinheiten können hierbei an einem Außengerät angeschlossen werden. Für die Inneneinheiten gibt es unterschiedliche Ausführungsarten und Leistungsgrößen. Typische Arten sind Wandgeräte, Deckenkassetten und Truhengeräte. Das Leistungsspektrum für die Außeneinheit liegt in dem Bereich 5–225 kW, hingegen für die Inneneinheiten bei circa 1–35 kW [30]. Um die Inneneinheiten je nach Betriebsmodus ansteuern zu können, besitzen VRF-Systeme zusätzliche Umschaltboxen. Über diese werden die Inneneinheiten hydraulisch mit dem Rohrleitungssystem verschaltet.

Die VRF-Systeme können in die drei folgenden Basistypen eingeteilt werden: Reine Kältemaschine, Wärmepumpe und Wärmeverschiebung [30]. Bei der Kältemittelrohrführung gibt es verschiedene herstellerabhängige Konfigurationen, bei denen die Außeneinheit über ein Zwei-Leiter- oder Drei-Leiterrohrsystem mit den Inneneinheiten verbunden wird. Das Drei-Leitersystem wird zumeist für die Wärmeverschiebung eingesetzt. Ein Schema eines Drei-Leiter-VRF-System im Kühlbetrieb zeigt Abbildung 2.11. Im Kühlmodus wird das vom Verdichter ausgestoßene gasförmige Kältemittel (Heißgas, s. Schema) über das Vierwegeventil in dem Wärmeübertrager der Außeneinheit, dem Kondensator, verflüssigt. Das flüssige Kältemittel auf hohem Druck wird über die Flüssigkeitsleitung zu den Inneneinheiten geleitet, in welchen es durch das elektronische Expansionsventil auf einen niedrigen Druck in den Wärmeübertrager (Verdampfer) entspannt wird. Im Verdampfer absorbiert es Wärme aus der Raumluft und kühlt diese dadurch herunter. Das Kältemittel wird bei der Wärmeaufnahme verdampft, überhitzt und anschließend als Sauggas zurück zum Kompressor der Außeneinheit geführt [7].

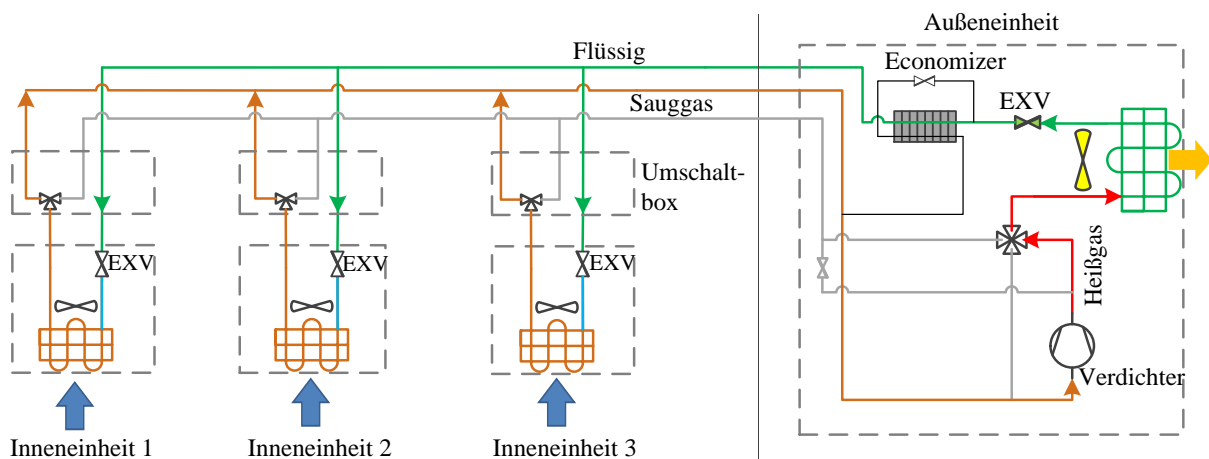


Abb. 2.11: Drei-Leiter VRF System im Kühlbetrieb.

Ein zusätzliches Bauteil in der Außeneinheit ist der Economizer, der aus einem Expansionsventil und einem Wärmeübertrager besteht. Mit dem Expansionsventil wird ein Teilstrom des flüssigen Kältemittels auf einen niedrigeren Druck entspannt. Daraufhin wird dem Hauptstrom des flüssigen Kältemittels in dem Wärmeübertrager durch den verdampfenden Teilstrom Wärme entzogen. Dies gewährleistet eine Unterkühlung des Kältemittels und wirkt dadurch einer Vorverdampfung bei langen Kältemittelleitungen zu den Inneneinheiten entgegen.

Im Heizbetrieb kehrt das Vierwegeventil die Kältemittelführung um (s. Abb. 2.12). Das aus dem Kompressor ausgestoßene heiße Kältemittel auf hohem Druck wird über die Heißgasleitung von der Außeneinheit zu den Innenräumen geleitet. In dem Wärmeübertrager der Innengeräte (Kondensator) wird das Kältemittel durch die Wärmeabgabe an den Raum verflüssigt und heizt dabei die Raumluft. Das flüssige Kältemittel wird zurück in die Außeneinheit geführt und durch das EXV auf das Niederdruckniveau entspannt. Das Kältemittel auf niedrigem Druck und niedriger Temperatur gelangt in den Außenwärmetauscher, in welchem es unter Wärmeaufnahme von der Umgebung verdampft. Das nun vorliegende gasförmige Kältemittel wird von dem Verdichter angesaugt und erneut komprimiert [7].

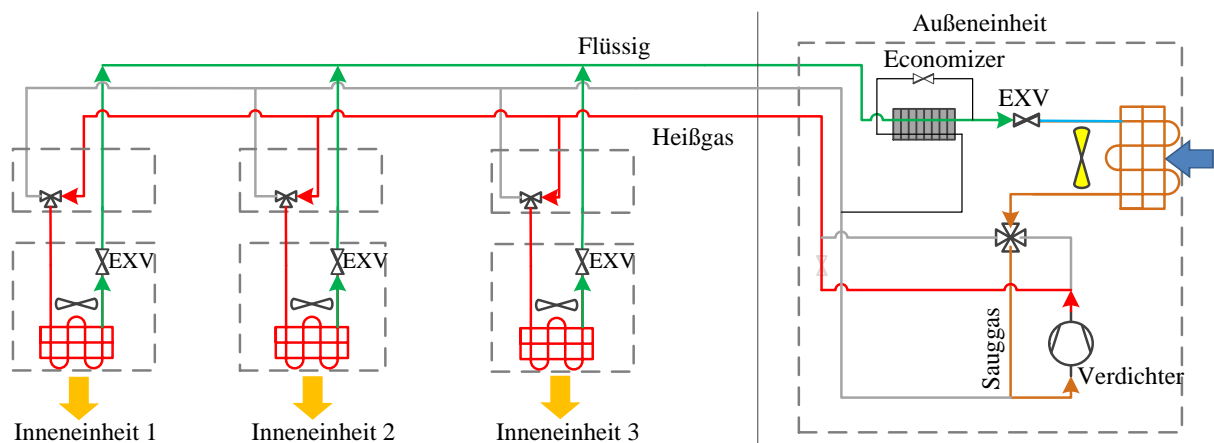


Abb. 2.12: Drei-Leiter VRF-System im Heizmodus.

Die vorgestellten Modi des Heizens und Kühlens sind auch mit einem Zwei-Leitersystem zu verwirklichen, da im Betrieb nur jeweils zwei Kältemittelleitungen aktiv sind. Eine Wärmeverschiebung erfordert hingegen eine dritte Kältemittelleitung. Im Wärmerückgewinnungs-Betriebsmodus wird Energie von einer Zone in eine andere verschoben. Die verschiebbare Energiemenge hängt dabei von den Betriebsarten der einzelnen Inneneinheiten ab. Die Außeneinheit arbeitet unterdessen entweder im Kühl- oder im Heizbetrieb, bestimmt durch den dominierenden Energiebedarf der Inneneinheiten [30, S.6]. Abbildung 2.13 zeigt ein VRF-System im Wärmeverschiebungsmodus mit dominierendem Kühlbetrieb. Im Raum mit Heizbedarf wird Heißgas im Wärmeübertrager der Inneneinheit (Inneneinheit 1) unter Wärmeabgabe kondensiert. Das verflüssigte Kältemittel wird über die Flüssigkeitsleitung in die Innengeräte mit Kühlbedarf (Innengeräte 2 und 3) geführt. Dort wird das Kältemittel über das innenliegende Expansionsventil auf einen niedrigeren Druck entspannt und durch Aufnahme

der Raumwärme verdampft. Anschließend gelangt das gasförmige Kältemittel (Sauggas) in die Außeneinheit zum Kompressor zurück.

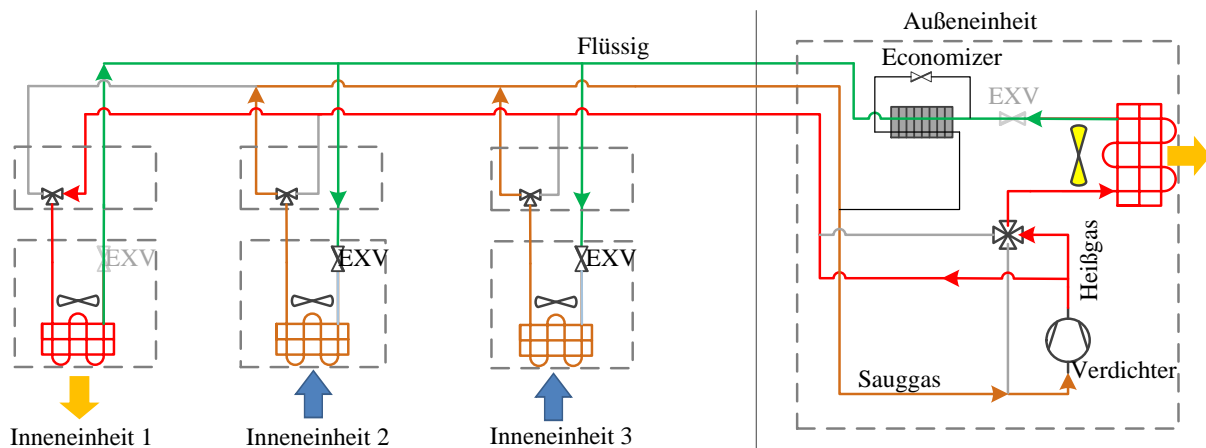


Abb. 2.13: Drei-Leiter VRF System in Wärmeverschiebungsmodus, Kühlmodus dominierend.

Im Idealfall liegt ein geringfügig höherer Heiz- als Kühlbedarf⁷ vor und eine vollständige Energieverschiebung zwischen den Inneneinheiten wird erreicht. In der Realität ist allerdings der Energiebedarf nur selten deckungsgleich, wodurch die Restwärme in dem Wärmeübertrager der Außeneinheit an die Umgebung abgegeben (Kühlbetrieb dominierend) oder von diesem bezogen (Heizbetrieb dominierend) werden muss. Während im Wärmeverschiebungsmodus Heißgas aus dem Außengerät austritt und Sauggas stets zurück zur Außeneinheit gelangt, wird das flüssige Kältemittel je nach Lastverhalten zwischen den Innengeräten verschoben. Bei einem dominierenden Kühlbedarf liefert die Außeneinheit zusätzlich flüssiges Kältemittel zu den Inneneinheiten. Überwiegt hingegen der Heizbedarf, dreht sich die Fließrichtung um und das flüssige Kältemittel gelangt von den Inneneinheiten zum Außengerät.

Insbesondere im vollständigen Wärmeverschiebungsmodus lässt sich eine hohe Leistungszahl der Anlage erreichen, da sich nach Gleichung (2.14) die nutzbare Energie des Wärmepumpensystems aus der Verdampfungs- und Kondensationsleistung ergibt.

$$\varepsilon_{Wv} = \frac{\dot{Q}_0 + \dot{Q}_1}{P_{el}} = EER + COP \quad (2.14)$$

Lässt sich die Energie nur teilweise verschieben und in anderen Räumen nutzen, wird folglich die Leistungszahl nur anteilig verbessert.

Regelung

Um fortwährend die Funktionalität und einen sicheren Betrieb der Anlage zu gewährleisten, ist die Regelung des VRF-Systems entscheidend. Die hierfür maßgeblichen Hauptkomponenten sind in Abbildung 2.14 vereinfacht dargestellt. Parallel sind deren Stell- und Regelgrößen in Tabelle 2 aufgezeigt. Der resultierende Betrieb stellt sich über das Zusammenspiel der Re-

⁷ Durch die zugeführte Verdichtungsarbeit ist die Kondensationsleistung höher als die Verdampferleistung.

gelgrößen der Außen- und Inneneinheiten ein. Über eine Anpassung der Lüfterdrehzahl können die Ventilatoren der Außeneinheit (V) und Inneneinheit (I) mit unterschiedlichen Luftmengen betrieben werden. Die Inneneinheiten haben dafür in der Regel definierte Lüfterstufen, während der Ventilator der Außeneinheit variable Volumenströme durch eine vollständige Drehzahlregelung besitzt.

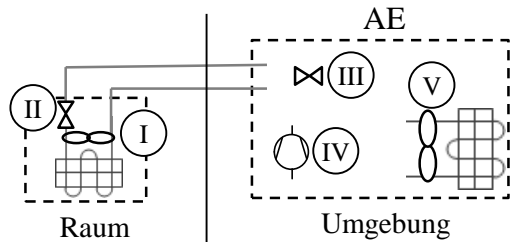


Abb. 2.14: Relevante Komponenten für die Regelung des VRF-Systems, vereinfacht mit einer Inneneinheit.

Tabelle 2: Stell- und Regelgrößen VRF-System.

Kühlmodus		
Komponenten	Regelgröße	Stellgröße
I. Ventilator IE	Fester Luftvolumenstrom	Lüfterstufe
II. Expansionsventil IE	Überhitzung	Ventilöffnungsgrad
III. Expansionsventil AE	-	geöffnet
IV. Verdichter AE	Saugdruck	Drehzahl
V. Ventilator AE	Kondensationstemperatur	Lüfterstufe
Heizmodus		
Komponenten	Regelgröße	Stellgröße
I. Ventilator IE	Fester Luftvolumenstrom	Lüfterstufe
II. Expansionsventil IE	Unterkühlung	Ventilöffnungsgrad
III. Expansionsventil AE	Überhitzung	Ventilöffnungsgrad
IV. Verdichter AE	Verflüssigungsdruck	Drehzahl
V. Ventilator AE	Verdampfungstemperatur	Lüfterstufe

Der Verdichter (IV) nimmt über eine Anpassung der Drehzahl einen direkten Einfluss auf den Kältemittelmassenstrom und auf die Drucklage des Systems. Die Regelung erfolgt auf einen errechneten Zieldruck. Dieser ist im Kühlbetrieb der Saugdruck und im Heizmodus der Verflüssigungsdruck. Alle eingesetzten Expansionsventile im System sind elektronisch. Die Expansionsventile der Inneneinheiten regeln im Kühlbetrieb, bei welchem die Wärmeübertrager als Verdampfer fungieren, auf eine Überhitzung und im Heizbetrieb, in dem die Wärmeübertrager als Verflüssiger arbeiten, auf eine Unterkühlung. Mit dieser Regelung können die Expansionsventile beim Heizen und Kühlen auf die Lastverteilung der Inneneinheiten Einfluss nehmen.

Verdichter

Der Verdichter, das Kernstück des Kältekreislaufs, ist die maßgebende Komponente für den elektrischen Energieverbrauch und trägt zu einem großen Teil zur Energieeffizienz des Gesamtsystems bei. Verdichter können übergeordnet in Verdrängungsmaschinen und Strömungsmaschinen eingeteilt werden. Eine weitere Unterteilung der Verdichtertechnologien zeigt Abbildung 2.15.

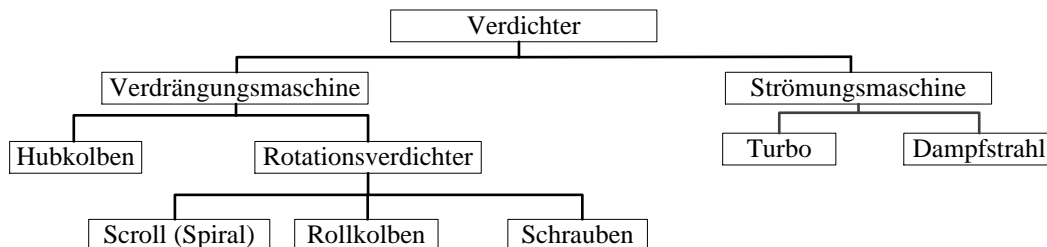


Abb. 2.15: Überblick der Verdichtertechnologien.

Bei Klimageräten werden hauptsächlich die Rotationsverdichter Scroll oder Rollkolben eingesetzt. Diese eignen sich durch den fortlaufenden Verdichtungsprozess mit nur geringen Vibrationen und der variablen Drehzahlregelung, die eine kontinuierliche Anpassung der Leistung ermöglicht [30]. Auf die Scroll-Technologie wird auch im späteren Versuchsaufbau zurückgegriffen. Das Funktionsprinzip des Kompressionsvorgangs ist hierzu ergänzend im Anhang A1 aufgeführt. Für die Effizienz von Interesse ist vor allem das charakteristische Arbeitsverhalten der Verdichter. Daher wird dieses für einen frequenzgeregelten Scrollkompressor in Abbildung 2.16 anhand von empirischen Daten eines Herstellers⁸ verdeutlicht. Wie hierbei aus der linken Abbildung hervorgeht, führen höhere Verdampfungstemperaturen und niedrigere Kondensationstemperaturen zu einer Steigerung der Leistungszahl. Dies ist auf allgemeine Gesetzmäßigkeiten zurückzuführen:

- Hohe Verdampfungstemperaturen haben infolge der höheren Drucklage eine etwas höhere Verdampfungsenthalpie und reduzieren durch den gehobenen Ansaugdruck den benötigten Druckhub der Verdichtung. Zudem liegt eine höhere Dichte des Kältemittels vor, wodurch mehr Massenstrom im gleichen Volumen komprimiert werden kann.
- Bei niedrigen Kondensationstemperaturen liegen tiefere Verflüssigungsdrücke vor, die ebenfalls das Druckverhältnis bei der Verdichtung verringern.

Eine Reduzierung des Druckverhältnisses führt in beiden Fällen zu einer Verringerung der Heißgastemperatur, wobei das Absenken der Kondensationstemperatur einen stärkeren Einfluss als das Erhöhen der Verdampfungstemperatur hat. Abbildung 2.16 zeigt links den Verlauf der Leistungszahl bei verschiedenen Betriebstemperaturen für eine Verdichterfrequenz von 50 Hz. Bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen variiert zudem die Güte der Verdich-

⁸ Daten auf Basis des Herstellers Danfoss, Modell: VSH 088-G, Kältemittel:R410a, Überhitzung=10°C.

tung, da sich der isentrope Wirkungsgrad, sowohl über den Temperaturbereich als auch über den Frequenzbereich nicht konstant verhält (siehe Abb. 2.16, rechte Darstellung). Nun könnte zwar durch die Beeinflussung der Temperaturen eine Verbesserung der Verdichtergüte angestrebt werden, allerdings sind für die Effizienz der Anlage die Prozesstemperaturen (hohe Verdampfungstemperatur und niedrige Kondensationstemperatur) nach wie vor maßgebend.

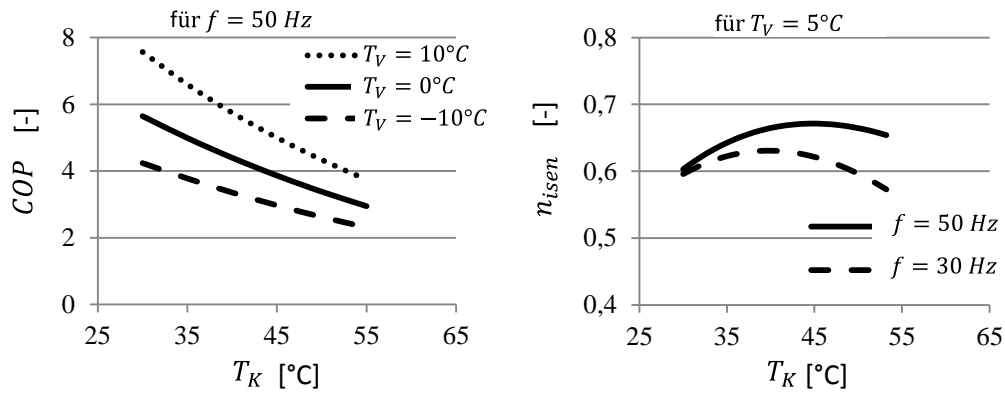


Abb. 2.16: Verlauf der COPs bei unterschiedlichen Verdampfungs- und Kondensationstemperaturen (links) und Verhalten des isentropen Wirkungsgrads bei verschiedenen Frequenzen (rechts).

2.2 Grundlagen der Wärmespeicherung

Wärmespeicher können durch physikalische oder chemische Prozesse Energie speichern. Die physikalische Wärmespeicherung kann weiter in sensible und latente Wärme unterteilt werden (siehe Abb. 2.17).

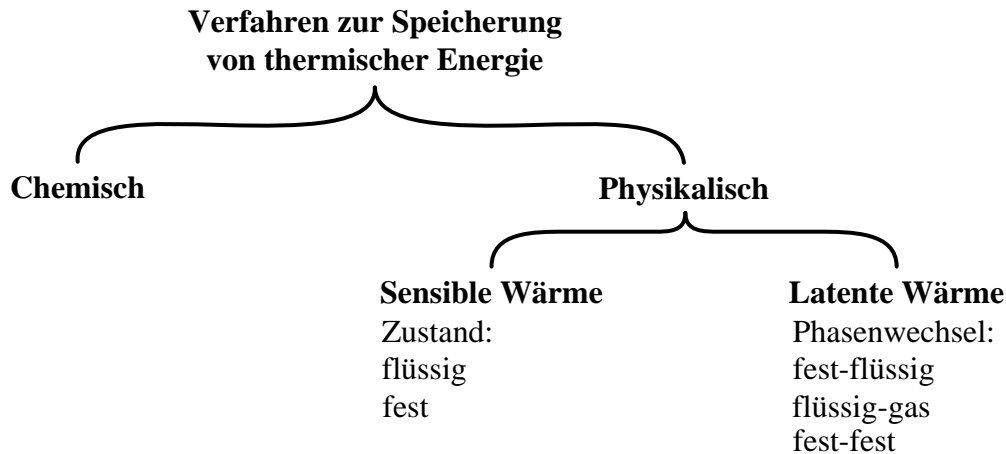


Abb. 2.17: Verfahren thermischer Speicherung in Anlehnung an [31, S.1]

Bei der sensiblen Wärme – auch fühlbare Wärme genannt – erfolgt die Speicherung der Energie durch eine Temperaturerhöhung des Speichermaterials. Die speicherbare Energie ist nach Gleichung (2.15) abhängig von der Menge an Speichermaterial, der spezifischen Wärmekapazität des Mediums und der Temperaturänderung [32].

$$Q_{sens} = m \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (2.15)$$

Das Speichermaterial kann dabei im flüssigen oder festen Zustand vorliegen. Die häufigsten Speicher sensibler Wärme sind wassergefüllte Behälter, die wegen der guten thermischen Eigenschaften von Wasser und der geringen Materialkosten in Wärme- und Kälteanwendungen weit verbreitet sind.

Ein Latentwärmespeicher basiert auf der Ausnutzung des Phasenwechsels des Speichermediums. Bei dem Phasenwechsel ändert sich der Aggregatzustand des Materials. Dieser kann zwischen fest-flüssig, flüssig-gasförmig oder fest-fest erfolgen. Die Energie, die notwendig ist, um eine Stoffmenge in einen anderen Aggregatzustand überzuführen, ist die latente Wärme. Aus der Masse des Speichermaterials und der latenten Wärme ergibt sich mit Gleichung (2.16) die Energiemenge, die gespeichert werden kann.

$$Q_{lat} = m \cdot \Delta h \quad (2.16)$$

Die latente Wärme wird je nach Übergang des Aggregatzustands unterschiedlich bezeichnet. Je nach der Richtung des Phasenwechsels spricht man beim Übergang flüssig-gasförmig von Verdampfungs- bzw. Kondensationswärme und beim Übergang fest-flüssig von Erstarrungs- bzw. Schmelzwärme.

Beim Phasenwechsel fest zu fest geschieht der Übergang zwischen unterschiedlichen kristallinen Strukturen. In der Regel ist die latente Wärme beim fest-fest Übergang geringer als beim Phasenübergang flüssig-fest [32]. Der Aggregatswechsel zwischen dem gasförmigen und flüssigen Zustand, wie es beim Kondensieren und Verdampfen der Fall ist, kann sehr hohe latente Wärme beinhalten, ist allerdings zugleich mit einer sehr starken Volumenänderung verbunden. Speicher mit fest-flüssig Übergang haben im Vergleich dazu eine geringere latente Wärme, sind aber durch die deutlich geringere Volumenänderung besser für den Einsatz als thermische Speicher geeignet [33]. Abbildung 2.18 veranschaulicht den Zusammenhang von Temperatur und Energie bei der Erwärmung von Wasser unter atmosphärischem Druck. Gezeigt sind die verschiedenen Zustände des Wassers sowie der kumulierte Energieaufwand, der ausgehend von -30 °C für die Erwärmung benötigt wird.

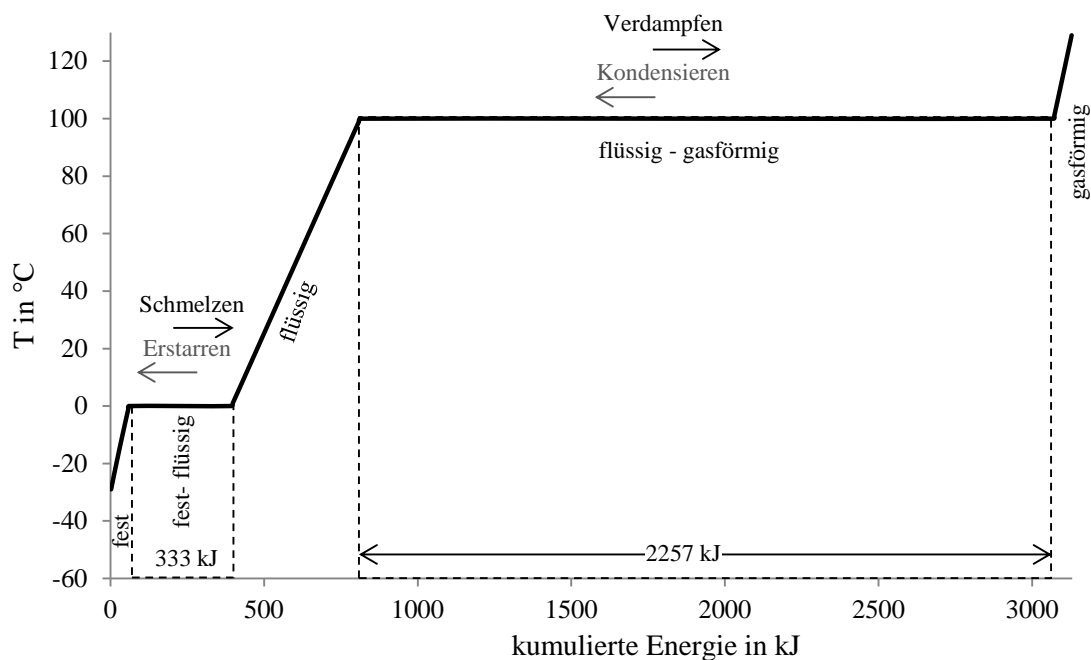


Abb. 2.18: Erwärmung von Wasser mit Temperaturen und kumulierter Energiemenge ausgehend von -30 °C .

Die latente Energie, die für das Verdampfen aufgewendet werden muss, ist in etwa um den Faktor 6,7 größer als beim Schmelzen. Stellt man analog dazu in Abbildung 2.19 die volumetrische Ausdehnung des Mediums beim Phasenübergang flüssig-gasförmig zu flüssig-fest gegenüber, ist ein gravierender Unterschied erkennbar. Beim Kristallisieren tritt eine Volumenvergrößerung um den Faktor 1,08 auf, während beim Verdampfen das Volumen um das etwa 1000-fache zunimmt. Eine technische Umsetzung eines Latentwärmespeichers mit flüssig-gasförmigen Übergang ist daher kaum realisierbar.

Andere Speichermaterialien zeigen ein ähnliches Verhältnis der Volumenänderung und des Energieinhalts wie Wasser, allerdings ohne eine Dichteanomalie, wodurch sich die meisten Stoffe bei einem Übergang von flüssig nach fest zusammenziehen.

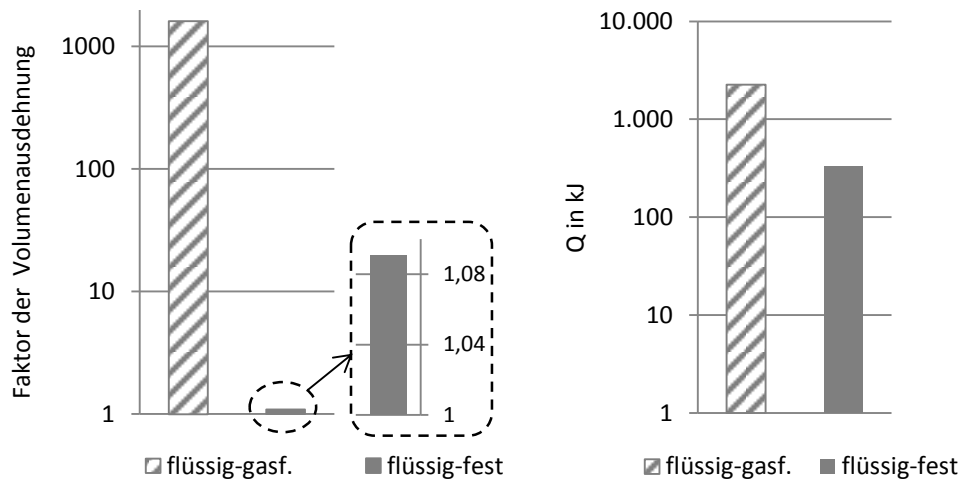


Abb. 2.19: Volumenausdehnung und Energieinhalt von Wasser beim Phasenwechsel (logarithmisch).

Vorteil von Latentwärmespeichern in Wärmepumpensystemen

Der gravierende Vorteil der Wärmespeicherung unter Ausnutzung des Phasenwechsels liegt in der hohen Energiedichte, wobei der Umsatz der latenten Wärme in einem nahezu konstanten Temperaturbereich⁹ erfolgt. Deutlich wird dies bei einem Vergleich der Energieverläufe von einem konventionellen, wassergefüllten Speicher mit einem Latentwärmespeicher (siehe Abb. 2.20, links, sensibel zu latent). Um nun weiterführend den energetischen Vorteil zu quantifizieren, wird die latente Energie der sensiblen Wärme gegenübergestellt. Abbildung 2.20 zeigt im rechten Diagramm die benötigte Temperaturänderung, die ein wassergefüllter Wärmespeicher aufweisen müsste, um den gleichen volumetrischen Energiegehalt wie gängige PCMs¹⁰ beim Phasenwechsel zu besitzen. Aus der Gegenüberstellung lässt sich die Schlussfolgerung ziehen, dass für das Speichern einer bestimmten Energiemenge auf Basis von sensibler Wärme entweder eine deutlich höhere Temperaturspreizung oder eine Vergrößerung des Speichervolumens erforderlich ist. Vor allem gegenüber Kaltwasserspeichern, die gewöhnlich mit einer sehr geringen Temperaturdifferenz thermische Energie bevorraten, ließe sich mit dem Einsatz von PCMs, durch ihre hohe Energiedichte, die Speichergröße deutlich reduzieren.

Neben der hohen Energiedichte ist für Wärmepumpensysteme die nahezu gleichbleibende Speichertemperatur von Vorteil. Bei der Kopplung mit einem Latentwärmespeicher, der seinen Phasenwechsel bei einer Temperatur sehr nahe an der Betriebstemperatur des Prozesses besitzt, kann der Wärmetransport im Kondensator bzw. Verdampfer mit annähernd konstant bleibender Temperaturdifferenz erfolgen. Dies wirkt sich gegenüber einer sensiblen Wärmespeicherung positiv auf den Kältekreislauf aus. Abbildung 2.21 zeigt schematisch diesen Vorteil für das Speichern von Kälteenergie in einem Kältekreislauf. Dazu werden die Temperaturen und der Wärmeumsatz bei der Speicherung von sensibler Wärme mit einem Kaltwasser-

⁹ Während ideale Materialien eine konstante Phasenwechseltemperatur aufweisen, liegt in der Realität zumeist ein Temperaturbereich für den Phasenwechsel vor.

¹⁰ Exemplarische Stoffe gebräuchlicher Materialgruppen; als Paraffin: Paraffin 5913, als Salzhydrat: Calciumchloridhexahydrat; Datengrundlage [34].

speicher im Vergleich zum Verhalten bei der Speicherung mit einem Latentwärmespeicher veranschaulicht [35].

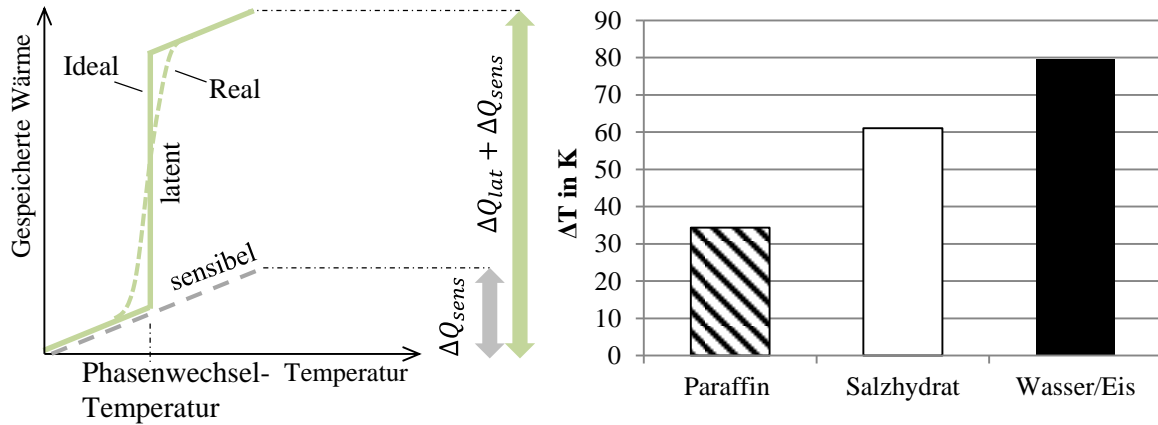


Abb. 2.20: Schematischer Vergleich sensible und latente Wärme (links), benötigte Temperaturdifferenzen eines sensiblen Wärmespeichers für den gleichen vol. Energiegehalt wie PCMs (rechts).

Zunächst wird dafür ein zu kühlender Raum betrachtet. Die Kühlung des Raumes erfolgt mit kleiner Temperaturdifferenz und wird als konstant angesetzt. Bei der Nutzung des Speichers geschieht ein Wärmeentzug vom Raum zum Speicher. Geht man von einer gleichen Übertragungsfähigkeit $U \cdot A$ des Kaltwasser- und des Latentwärmespeichers aus, so ist für die gleiche Kälteleistung eine identische treibende Temperaturdifferenz ΔT aufzubringen (siehe Abb. 2.21, obere Temperaturverläufe).

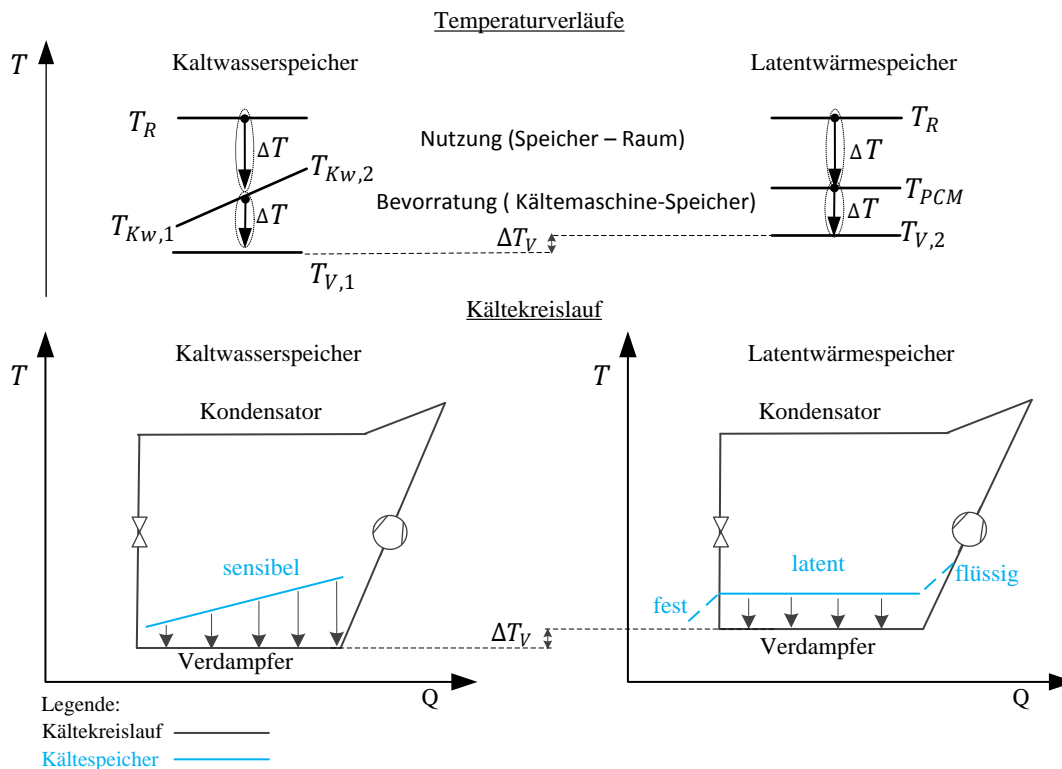


Abb. 2.21: Vorteil eines Latentwärmespeichers für den Kälteprozess (unten), Temperaturen bei der Bevorratung und Nutzung eines Kaltwasserspeichers und eines Latentwärmespeichers (oben).

Für die Bevorratung der Kälteenergie wird Wärme aus dem Speicher mit einer Kältemaschine entzogen. Liegt auch hier eine identische Übertragungsfähigkeit zu Grunde, resultiert bei der Latentwärmespeicherung infolge der konstanten Speichertemperatur eine höhere Verdampfungstemperatur. Zurückzuführen ist dies auf die Formulierung der treibenden Temperaturdifferenzen, welche bei dem Kaltwasserspeicher aufgrund der gleitenden Temperaturen logarithmisch zu berechnen sind. Die theoretische Verbesserung des Kälteprozesses lässt sich schließlich aus der Temperaturdifferenz der Verdampfer (ΔT_V) erkennen. Dieser Vorteil von Latentwärmespeichern im Kältekreislauf kann entweder für eine höhere Verdampfungstemperatur bei der Kälteeinbringung oder für ein größeres Temperaturgefälle bei der Kälteauskoppung verwendet werden. Grundlegend ist dieser Nutzen umso höher, je größer die Temperaturpreizung der sensiblen Wärmespeicherung ist. Dies beschreibt allerdings lediglich das theoretische Potential. Für eine Umsetzung ist weiterhin entscheidend, welche Übertragungsfähigkeiten die Speicher besitzen und ob noch zusätzliche Wärmeträgermedien bei der Nutzung und Bevorratung eingesetzt werden. Ist z. B. Wasser als weiteres Wärmeträgermedium für die Nutzung des Latentwärmespeichers notwendig, muss eine weitere treibende Temperaturdifferenz für die Wärmeübertragung von dem Speicher an das Wasser zur Verfügung stehen, wodurch der vorherige Vorteil teilweise verloren geht.

Aus der Argumentation der beiden aufgeführten Vorteile zeigt sich, dass diese eine gegenläufige Charakteristik aufweisen. Der Vorteil der Energiedichte ist umso größer je geringer die Temperaturdifferenz eines sensiblen Speichermediums ist. Der positive Effekt auf die Betriebstemperatur eines Wärmepumpensystems ist hingegen umso höher, je größer der Temperaturunterschied eines vergleichbaren sensiblen Energiespeichers wäre.

2.2.1 Materialklassen und Eigenschaften

Für die Anwendung eines Latentwärmespeichers ist ein Phasenwechselmaterial mit geeigneter Schmelztemperatur und guten Eigenschaften erforderlich. Generell lassen sich Phasenwechselmaterialien in organische, anorganische und eutektische PCMs einteilen. Eine Übersicht von Materialklassen mit ihrer Schmelztemperatur gegenüber der Schmelzenergie stellt Abbildung 2.22 dar.

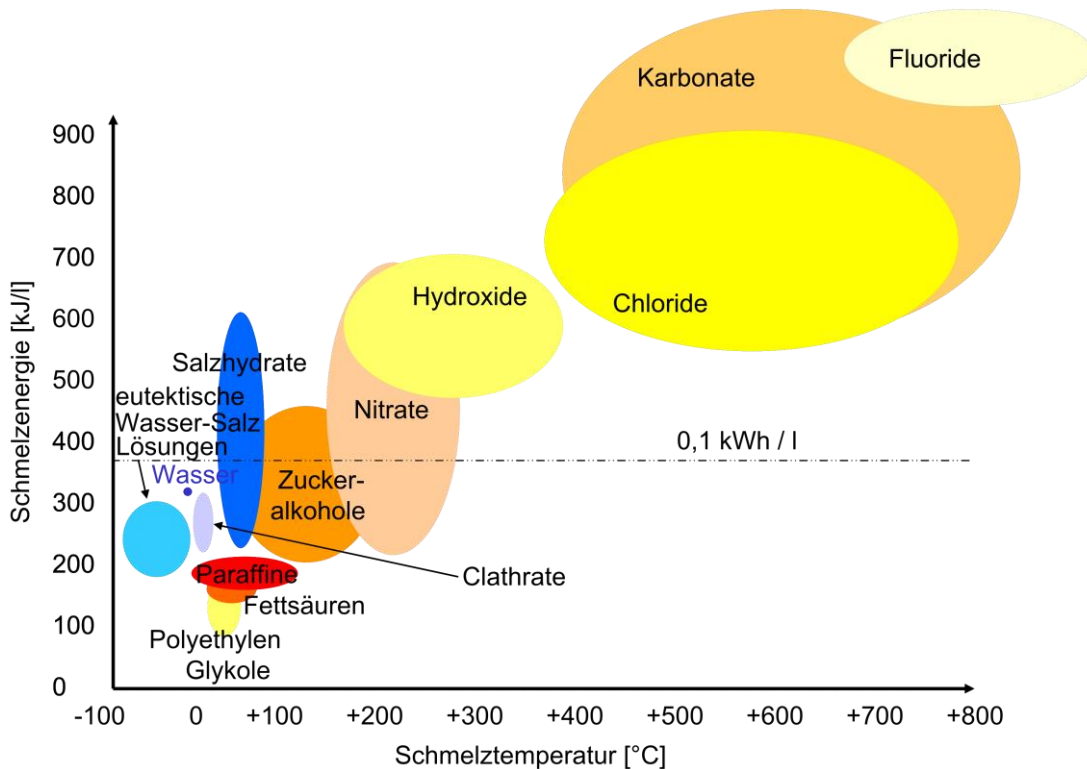


Abb. 2.22: Übersicht der Materialklassen mit typischen volumetrischen Schmelzenergie- und Schmelztemperaturbereichen [31, S.14], Urquelle: ZAE Bayern.

Grundsätzlich lässt sich der Trend erkennen, dass im Mittel höhere Schmelztemperaturen – infolge der damit verbundenen höheren Entropieänderung – auch zu höheren Schmelzenergien führen [31, S.14]. Für die Gebäudeklimatisierung ist ein engeres Temperaturband von Interesse (ca. 0 bis 50 °C). Der Temperaturbereich ergibt sich hierbei aus den Betriebstemperaturen des Energieerzeugers und den Temperaturen der Energienutzung. Je nach Anwendungsart des Speichers ist ein Material zu wählen, das einen Phasenwechsel bei der gewünschten Temperatur durchführt. Als Materialklassen kommen in der Gebäudeklimatisierung Salzlösungen, Wasser, Paraffine und Salzhhydrate in Frage. Diese lassen sich wie folgt beschreiben:

- Eutektische Salzlösungen sind Salzwassergemische, die durch die Zugabe des Salzes einen Schmelzpunkt unterhalb des Wassers besitzen. Der Phasenwechsel findet unter 0 °C und bei sehr konstanter Temperatur statt.
- Paraffine sind langkettige Kohlenwasserstoffverbindungen, die ein öliges oder wachsartiges Verhalten aufweisen.

- Salzhydrate bestehen aus Salz und Wasser in einem bestimmten Mischungsverhältnis. Es ist normalerweise eine feste Verbindung aus einer ganzen Zahl Wassermoleküle pro Ionenpaar des Salzes, bei der sich eine stabile Kristallstruktur bildet [31, S.16].

Eine Auswahl kommerziell erhältlicher Materialien verschiedener Hersteller und deren massebezogene Schmelzenthalpie in dem enger gefassten Temperaturbereich der Gebäudeklimatisierung zeigt Abbildung 2.23. Wie aus der Darstellung hervorgeht, sind Salzlösungen mit ihrem tiefen Schmelzpunkt unterhalb von 0 °C für das Klimatisieren nur eingeschränkt als Kältespeicher auf sehr niedriger Temperatur einsetzbar. Bei den Materialklassen Paraffin und Salzhydrat gibt es hingegen eine größere Bandbreite an verfügbaren Materialien mit unterschiedlichen Phasenwechseltemperaturen.

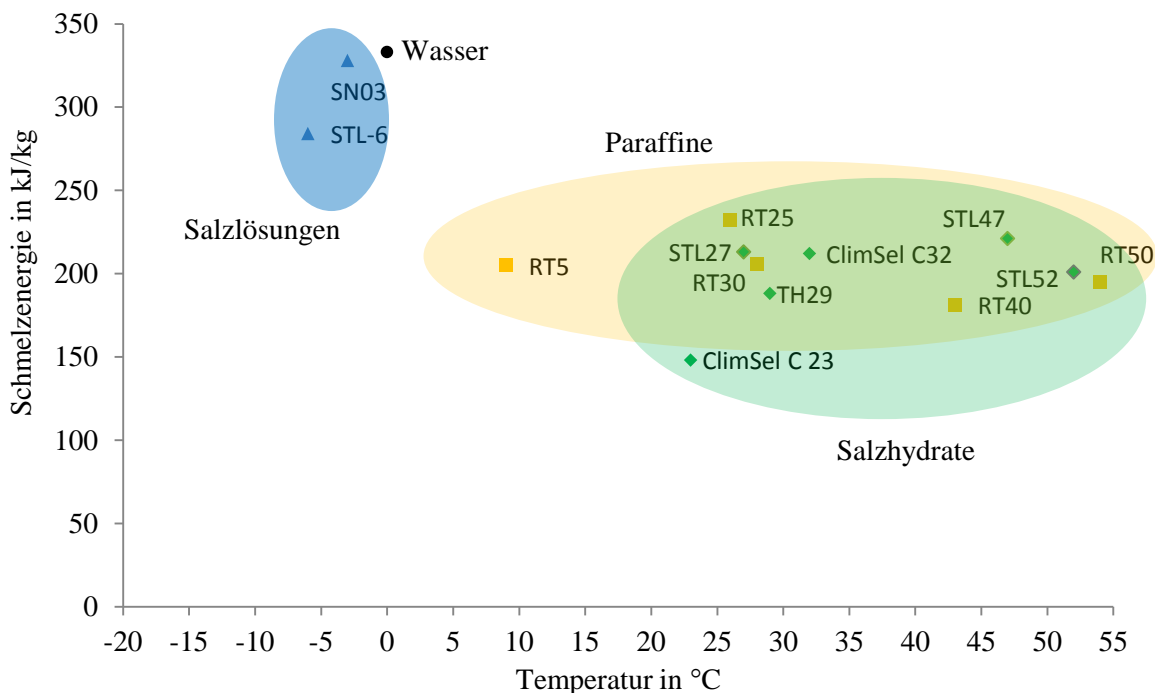


Abb. 2.23: Auswahl einiger kommerziell erhältlicher Phasenwechselmaterialien für die Gebäudeklimatisierung [36], Datenquelle nach [37].

Die Anzahl der momentan verfügbaren PCMs ist weitaus höher [38, 39] und nimmt durch die Materialforschung fortwährend zu. Neben der latenten Energie und der Schmelztemperatur sind für die Auswahl eines PCMs weitere physikalische und chemische Faktoren sowie die Kosten maßgebend. Unter anderem sollte das Material:

- zyklenstabil sein, d. h. einen häufig reproduzierbaren Phasenwechsel ohne Phasenseparation aufweisen,
- eine gute Wärmeleitfähigkeit besitzen, um einen effektiven Wärmetransport in das Material zu gestatten,
- eine geringe Unterkühlung haben, um eine Kristallisation mit geringeren Temperaturdifferenzen einleiten zu können

- und keine Korrosion an anderen Werkstoffen verursachen, um bei der Wahl des Wärmeübertragermaterials nicht beschränkt zu sein [40].

Eine qualitative Gegenüberstellung der wichtigsten Eigenschaften von Paraffinen und Salzhydraten zeigt Abbildung 2.24, bei der die Eigenschaften jeweils als positiv (+) oder negativ (-) im Hinblick auf einen Einsatz zur Gebäudeklimatisierung gekennzeichnet sind.

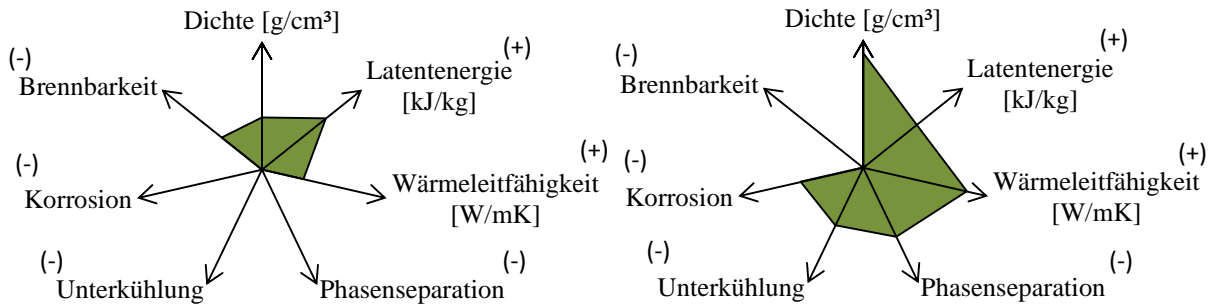


Abb. 2.24: Allgemeine Eigenschaften von Paraffin (links) und Salzhydrat (rechts), angelehnt an [41].

In der Regel weisen Salzhydrate eine bessere Wärmeleitfähigkeit als Paraffine auf. Weiterhin haben Salzhydrate eine höhere Dichte, wodurch sie auf das Volumen bezogen deutlich größere Schmelzenergien besitzen. Beinhaltend die Anforderungen an den Wärmespeicher eine Gewichtsbeschränkung, kann die höhere Dichte allerdings auch negativ sein. Nachteilig sind hingegen bei Salzhydraten das höhere Risiko der Phasenseparation, die stärkere Unterkühlung und die erschwerte Materialverträglichkeit durch erhöhte Korrosionsgefahr.

2.2.2 Wärmeübertragung bei Latentwärmespeichern

Ein allgemein bekanntes Defizit bei Phasenwechselmaterialien ist ihre geringe Wärmeleitfähigkeit, die zu einer ungewollten Hemmung der Wärmeübertragung führen kann. Tabelle 3 zeigt dazu typische Richtwerte beim Wärmetransport. Hieraus sind verhältnismäßig hohe Wärmeübergangskoeffizienten bei turbulenter, flüssiger Wasserströmung und bei zweiphasiger Kältemittelströmung (Verdampfen und Kondensieren) erkennbar. Ferner werden die sehr geringen Wärmeleitfähigkeiten der Phasenwechselmaterialien gegenüber Metallen deutlich.

Tabelle 3: Typische Werte für Wärmeübergangskoeffizienten und Wärmeleitung.

Wärmeübergangskoeffizient			Wärmeleitung		
Kältemittel Einphasig	Kältemittel Zweiphasig	Wasser Turbulent	Paraffine	Salzhydrate	Metalle
$\frac{W}{m^2 \cdot K}$	$\frac{W}{m^2 \cdot K}$	$\frac{W}{m^2 \cdot K}$	$\frac{W}{m \cdot K}$	$\frac{W}{m \cdot K}$	$\frac{W}{m \cdot K}$
100–1500	1500–7000	2000–8000	0,2–0,5	0,5–1	10–400

Um den Mangel der geringen Wärmeleitfähigkeit zu beheben, gibt es diverse Maßnahmen zur Verbesserung der Wärmeübertragung. Abbildung 2.25 stellt dazu gängige technische Lösungen dar.

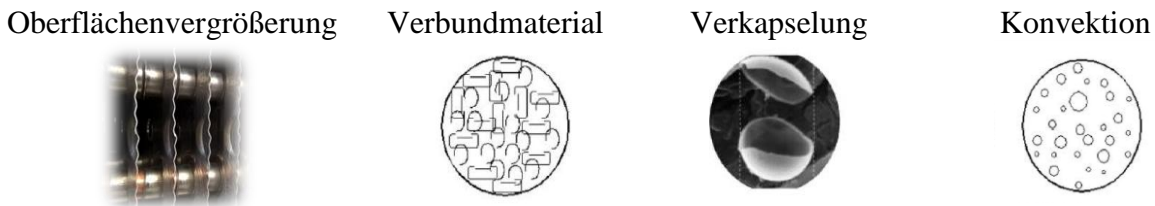


Abb. 2.25: Gängige Maßnahmen zur Verbesserung der Wärmeübertragung, Bilder 2.–4. [42].

So kann die Oberfläche des Wärmeübertragers vergrößert werden (z. B. mit Lamellen), um das Material besser zu erschließen. Es können Verbundmaterialien eingesetzt werden, bei denen dem reinen Phasenwechselmaterial ein anderes Material mit höherer Wärmeleitfähigkeit hinzugefügt wird. Mit einer Verkapselung des PCMs lässt sich die Menge an latentem Material umschließen. Damit lässt sich ein Austreten in den Wärmeträgerkreis verhindern und das Flächen- zu Volumenverhältnis verbessern. Zudem kann durch Rühren oder Mischen im Behälter der konvektive Wärmeübergang erhöht werden.

Bestimmt durch die Verbesserungsmaßnahme des PCM-Wärmeübergangs bestehen nach Abbildung 2.26 für das Design eines Latentwärmespeicher (LWS) mehrere grundlegende Optionen. In Variante A) ist ein Wärmeträgerfluid (WTF) stofflich durch einen Wärmeübertrager vom Phasenwechselmaterial getrennt. In klassischen Anwendungen werden hierfür Rohrbündelwärmeübertrager, Kapillarrohrmatten oder einfache Wärmeträgerrohre eingesetzt. Variante B) zeigt einen 3-Medien Wärmeübertrager, in dem eine Energieübertragung zwischen dem PCM und dem Wärmeträgerfluid 1 oder Wärmeträgerfluid 2 geschehen kann. Option C) stellt eine Makroverkapselung von Phasenwechselmaterial im Wärmeträgerfluid dar. Bei der Variante D) ist das Speicher material auch Bestandteil des Wärmeträgerfluids und kann so für eine Wärmeübertragung transportiert werden. Dies ist bei sogenannten Slurry-Anwendungen (z. B. Eisbrei) der Fall.

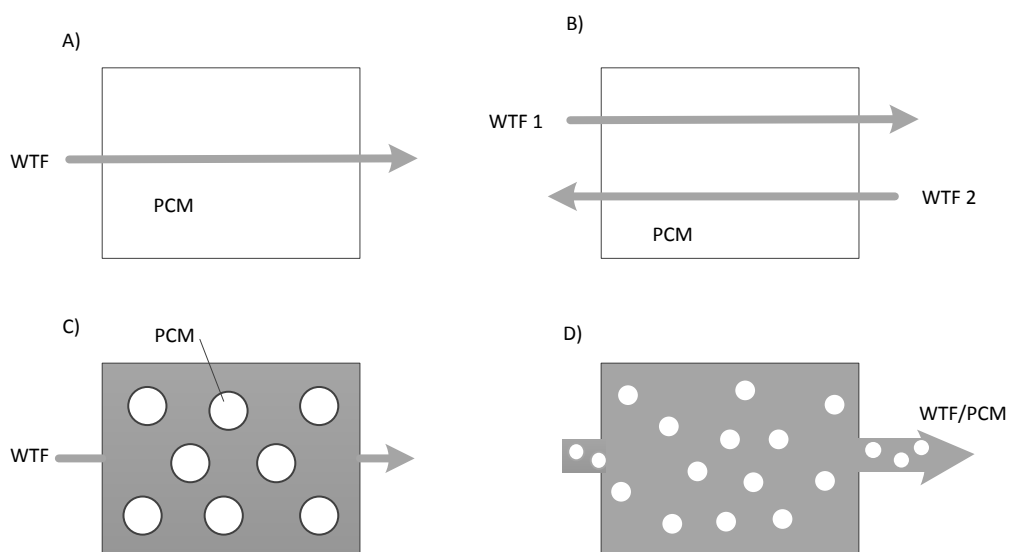


Abb. 2.26: Grundlegende Designvarianten eines Latentwärmespeichers: A) Wärmeträgerfluid getrennt vom PCM, B) Zwei Wärmeträgerfluide getrennt vom PCM, C) Verkapseltes PCM und Wärmeträgerfluid, D) Speicher material ist zugleich das Wärmeträgerfluid, Abbildung in Anlehnung an [43].

Im Zuge der Konzipierung und Entwicklung eines thermischen Speichers im Kältemittelkreislauf muss der Speicher im Hinblick auf das Kältemittel und das Speichermaterial spezielle Anforderungen erfüllen. Diese werden in dem späteren Kapitel 5.1.5 bei der Auslegung des Testspeichers konkreter behandelt.

2.2.3 Kenngrößen der thermischen Speicherung

Thermische Speicher können durch unterschiedliche physikalische Größen charakterisiert und miteinander verglichen werden. Anhand dieser Größen kann ein Speicher passend für seinen Zweck ausgewählt werden [44, S.37]. Im Folgenden wird auf wichtige Kenngrößen eingegangen.

Energie – Ein wesentliches Kriterium für eine Speicheranwendung ist die nutzbare Energiemenge des Speichers (siehe Gl. (2.15), (2.16)). Für einen energetischen Vergleich von verschiedenen Speichertechnologien oder -ausführungen lässt sich die Energiemenge Q auf das Volumen oder die Masse beziehen. Man spricht in diesem Falle von einer *Energiedichte* des Speichers. Gleichung (2.17) gibt diese bezogen auf das Gesamtvolumen wieder.

$$\omega = \frac{Q}{V_{ges}} \quad (2.17)$$

Be- und Entladedauer – Ebenfalls von Bedeutung ist die Be- und Entladedauer des Speichers. Die Dauer dieser Vorgänge kann sich einerseits voneinander unterscheiden, andererseits auch durch ein Verändern der Betriebsbedingungen, z. B. Veränderung der Temperatur des Wärmeträgers, beeinflusst werden.

Leistung – Mit dem nutzbaren Energieinhalt Q und der Be- bzw. Entladedauer t_{ges} ergibt sich die mittlere Ein- und Ausspeicherleistung. Die Leistung des Speichers kann über die Zeit variabel sein, insbesondere wenn sich wie bei Latentwärmespeichern die Wärmeübertragungsfähigkeit im Verlauf des Erstarrungs- oder Aufschmelzvorgangs verändert. In diesem Fall lässt sich laut Gl. (2.18) eine mittlere Leistung mit dem Energieinhalt und der Zeitdauer formulieren.

$$\dot{Q}_m = \frac{1}{t_{ges} - t_0} \int_{t_0}^{t_{ges}} \dot{Q}(t) dt \quad (2.18)$$

In Analogie zu der Energiedichte lässt sich mit der Leistung pro Masse oder Volumeneinheit eine *Leistungsdichte* ϕ bilden (siehe Gl. (2.19), volumetrische Leistungsdichte).

$$\phi = \frac{\dot{Q}_m}{V_{ges}} \quad (2.19)$$

Mit dem *Ladezustand* (englisch: SOC, State Of Charge) wird der momentane Energieinhalt eines Speichers angegeben. Diesen zu kennen, ist Voraussetzung, um das vorhandene Poten-

tial für eine Energieein- oder ausspeicherung feststellen zu können. Aufgrund der nahezu konstanten Temperaturen im Phasenwechsel ist der Ladestand bei Latentwärmespeichern nur mit speziellen Methoden zu bestimmen. Die SOC-Bestimmungsmethoden basieren dabei in erster Linie auf Druck- oder Volumenänderungen in dem Speicher [45–47].

Energetischer Gesamtwirkungsgrad – Mit dem energetischen Gesamtwirkungsgrad lassen sich die Wärmeverluste von der Einspeicherung, über die Stillstandszeit des Speichers bis zur Ausspeicherung der Energie berücksichtigen (siehe Gl. (2.20)) [44, S.38].

$$\eta_{ges} = \eta_{ein} \cdot \eta_{sp} \cdot \eta_{aus} \quad (2.20)$$

Zyklusanzahl – Ein entscheidendes Kriterium für einen Speichereinsatz und dessen Wirtschaftlichkeit ist die Anzahl der Zyklen. Mit einem Zyklus wird die „Gesamtheit aus einem Schmelz- und einem Kristallisationsvorgang“ bezeichnet [48]. Ein Zyklus beschreibt somit, wie oft der Speicher komplett be- und entladen wird. Für die thermische Speicherung lassen sich Langzeitspeicher, die nur wenige oder einen Zyklus im Jahr haben, oder Kurzzeitspeicher als Tages- oder Stundenspeicher mit hoher Zyklusanzahl einsetzen. Kurzzeitspeicher liegen im Fokus dieser Untersuchung, da Langzeitspeicher durch ihre geringen Zyklen nur mit äußerst kostengünstigem Speichermaterial (z. B. Wasser) und in einfachster Bauform wirtschaftlich zu verwirklichen sind.

2.3 Einsatz von Latentwärmespeichern in Wärmepumpensystemen

2.3.1 Hinführung und Überblick von PCM-Anwendungen

Die Verwendung von Eis für die Lagerung und den Verkauf von tierischen und pflanzlichen Produkten, für den Transport von Lebensmitteln und für die Kühlung von Getränken sind nur einige der alltäglichen Beispiele, bei denen Schmelzwärme genutzt wird. Mit dem Fokus auf die Gebäudeklimatisierung sind Eisspeicher für die Entlastung des Kälteerzeugers die wohl bekannteste Art von Latentwärmespeichern. Vorrangig finden Eisspeicher zur Reduktion der Spitzenlast von Kältemaschinen ihre Verwendung. Dies ermöglicht Lastspitzen in der Kälteerzeugung zu glätten, Niederstromtarife zu anderen Tageszeiten zu nutzen oder insgesamt den Strombezug zu ver gleichmäßigen. Weitere Gründe können die Sicherstellung der Kälteversorgung während eines Stromausfalls sowie eine kleinere Dimensionierung des Kälteerzeugers sein [49, S.77].

Eisspeichersysteme können in ihrer Ausführung in interne und externe Schmelzsysteme unterteilt werden. Bei externen Schmelzsystemen wird das Eis von der Außenseite aus aufgeschmolzen, während beim internen Schmelzen der Schmelzvorgang von innen nach außen verläuft. Für diese Systeme existieren darüber hinaus unterschiedliche Bauarten für die Umsetzung. Abbildung 2.27 stellt 3 gängige externe und ein internes Schmelzsystem dar. Bei den externen geschieht das Aufschmelzen zumeist direkt über einen Wasserkreis, der das noch flüssige Wasser aus dem Eisspeicher für die Kälteversorgung verwendet (siehe Varianten: Direktverdampfersystem und Solekreislauf).

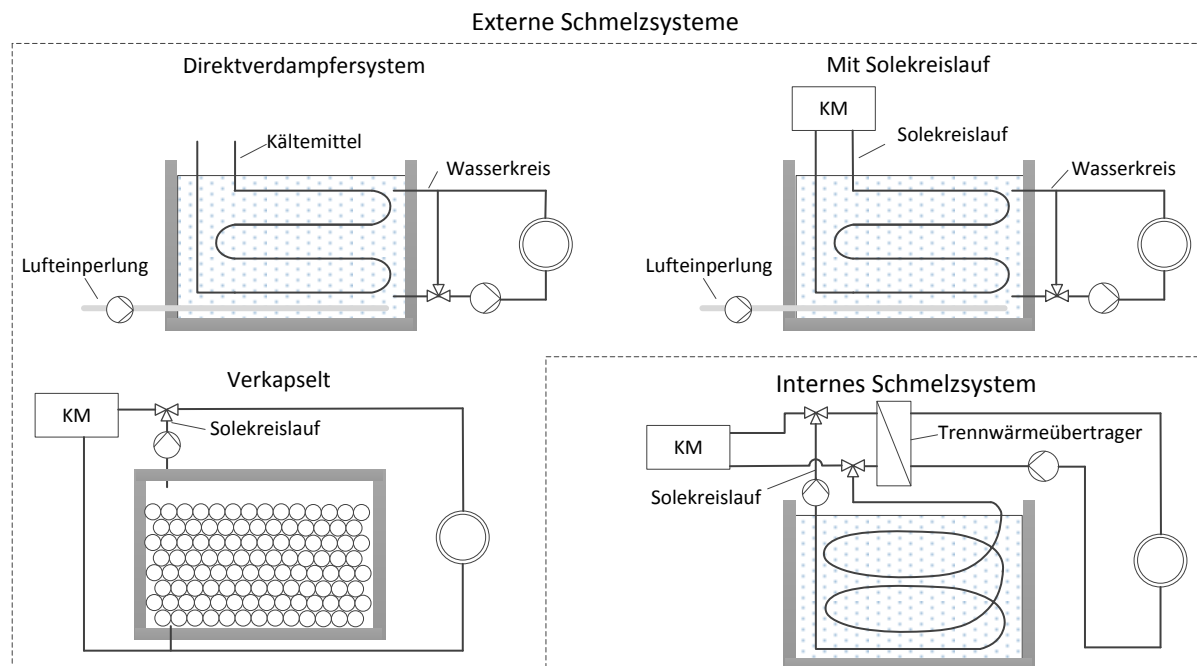


Abb. 2.27: Gängige Bauarten von Eisspeichern (schematisch) mit Umrahmung der externen Schmelzsysteme.

Ein weiteres externes Schmelzsystem liegt bei der Verkapselung von Wasser, Salzhydraten oder eutektischen Lösungen vor. Bei diesen geschieht die Be- und Entladung über ein, durch den Speicher gefördertes, Wärmeträgefluid (z. B. Sole). Bei dem internen Schmelzsystem erfolgt das Aufschmelzen über einen Rohrbündelwärmetauscher durch einen Solekreis.

Neben dieser klassischen Anwendung – Kälteerzeuger mit Eisspeicher – gibt es eine Vielzahl weiterer Einsatzarten von Latentwärmespeichern in Wärmepumpensystemen. Die Anwendungen unterscheiden sich hierbei u. a. durch die Wärmepumpentechnologie, das verwendete Phasenwechselmaterial, die Art der Speichereinbindung in das System und welchem Verwendungszweck, bzw. Funktion, er dient. Abbildung 2.28 beschreibt die Anwendung eines Speichers durch das Definieren der wichtigsten Kriterien. Grundlegend lassen sich PCM-Anwendungen weiterhin in passive, ohne Einsatz von Hilfsenergie wie z. B. in Bauteilen integriertes PCM und aktive – mit Hilfsenergie (Pumpenumwälzung, Ventilation etc.) – unterscheiden.

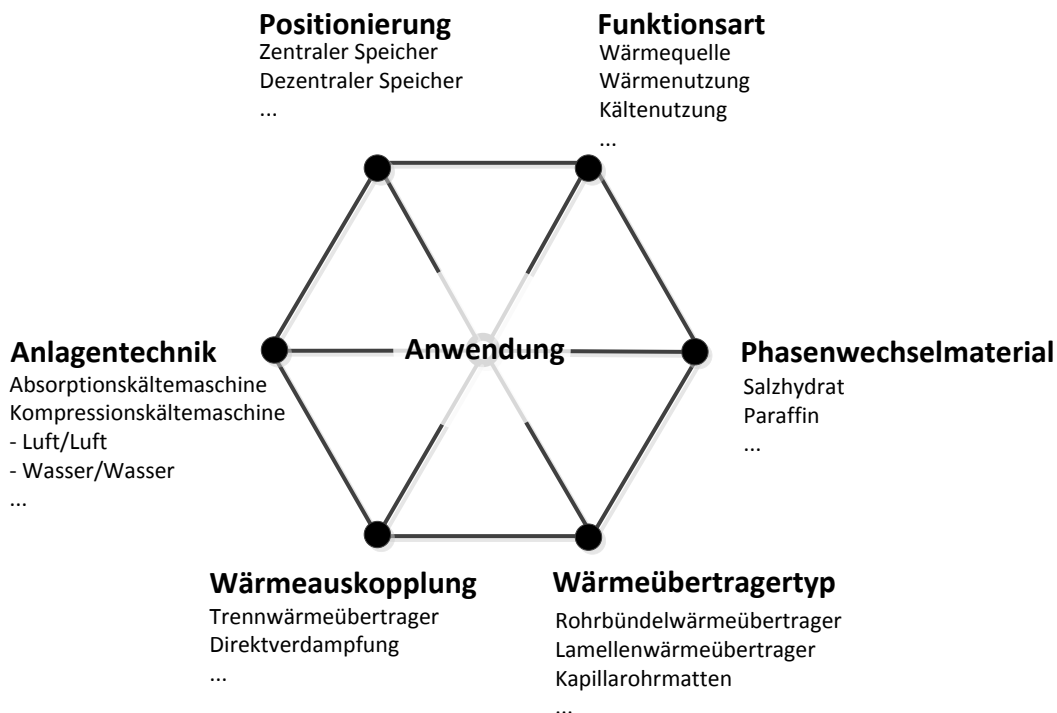


Abb. 2.28: Kriterien von Latentwärmespeicher-Anwendungen.

Die Verwendung von Latentwärmespeichersystemen in der Klimatisierungstechnik wurde in diversen Quellen behandelt. Kältespeicher und vertieft Eisspeicher werden im Hinblick ihrer Auslegung, Systemeinbindung und Nutzung ausführlich von Urbaneck [50] dargestellt. Ein umfassender Überblick von passiven und aktiven PCM-Anwendungen in der Gebäudetechnik wird durch Mehling und Cabeza [31, S.234–289] gegeben. Eine Vielzahl an PCM-Anwendungen für Heiz- als auch Kühlzwecke werden darin beschrieben und kategorisiert. Die passive Kühlung, im Speziellen durch mikroverkapselte Phasenwechselmaterialien in Wandverbundsystemen, wurde detailliert in der Dissertation von Schossig behandelt und deren Einsatz optimiert [51]. Ein gesonderter Überblick wird von Arnold [52] für Latentwärmespeicher in der Kältetechnik gegeben. Dabei werden vor allem die Grundprinzipien bei der

Systemauslegung, Ziele, Anwendungsbereiche und verschiedene Systemvarianten diskutiert. Als Phasenwechselmaterialien werden hauptsächlich Wasser/Eis-Systeme und eutektische Lösungen in Betracht gezogen. Einen weiterführenden Überblick von Kältespeichern in der Klimatechnik zeigen Li et al. [41] auf. In dieser Studie wird vertieft auf Phasenwechselmaterialien und ihre Eigenschaften eingegangen. Untersucht werden Wasser/Eis, Fettsäuren, Paraffine, Salzhydrate, Slurries und neuartige Kältemittelhydrate (engl: refrigerant hydrats). Al-Abidi et al. [53] stellen in ihrer Veröffentlichung einige Latentwärmespeichersysteme für die Klimatisierung zusammenfassend dar. Neben der Betrachtung von PCMs werden auch Wärmeübertragungssysteme und Maßnahmen zur Verbesserung der Wärmeübertragung von Phasenwechselmaterialien analysiert.

Relevante Anwendungen von Latentwärmespeichern und Wärmepumpensystemen mit dem primären Fokus auf die Gebäudeklimatisierung werden im Folgenden tiefergehend betrachtet. Hierzu werden die verschiedenen Speicheranwendungen beschrieben und in ihrer Funktion erläutert. Die Strukturierung erfolgt dafür je nach Funktionsart des Speichers.

2.3.2 Speicheranwendungen in Wärmepumpensystemen

Zum Ausgleich des Stromnetzes

Ein großes Potential wird in der Speicherung von regenerativ erzeugten Stromüberschüssen in Kühlgeräten gesehen. PCM-Speicher, integriert in den Verdampfer, können Elektrizität aus erneuerbaren Energiequellen aufnehmen und als thermische Energie bevorraten. Im Verbund mit der Vielzahl an Kühlgeräten könnten somit auch hohe elektrische Lasten aufgenommen werden [54]. Neben der Laststeuerung kann mit dem Einbringen von latentem Speichermaterial beim Kondensator oder Verdampfer der Anlagenbetrieb von Haushaltskühlgeräten stabilisiert werden [55]. Die zusätzliche thermische Masse ermöglicht, die Betriebszeiten des Verdichters zu erhöhen und so häufiges Takten zu unterbinden.

Thermische Speicher werden u. a. auch in China zur Reduzierung von Stromspitzen eingesetzt. Dabei bieten in vielen Regionen die starken Unterschiede von Tages- und Nachtstromtarifen einen zusätzlichen ökonomischen Anreiz. Hai et al. [56] entwickelten einen Eisspeicher, der nachts durch ein VRF-System gefroren wird, um am Tag das flüssige Kältemittel nach der Wärmeabgabe im Kondensator verstärkt zu unterkühlen. Hierbei erfährt das Kältemittel beim Durchströmen des Eisspeichers eine Unterkühlung von bis zu 35 °C, wodurch tagsüber ein geringerer Leistungsbedarf des Verdichters verwirklicht wird.

Als Wärmequelle im Heizbetrieb

Für die Wärmeversorgung von Gebäuden wurden bereits 1978 von Cube und Steimle verschiedene Grundideen für die Speicherintegration in Luftwärmepumpen vorgestellt. Bei diesem Konzept wird das Wärmepumpensystem durch einen thermischen Speicher unterstützt, der bei kalten Außentemperaturen als Wärmequelle verwendet werden kann. Damit lässt sich ein zu starker Leistungsabfall der Wärmepumpe bei sehr tiefen Außentemperaturen verhin-

den und das Wärmepumpensystem kann kleiner dimensioniert werden [57]. Mit einer ausreichenden Größe des Wärmespeichers könnte auch ein monovalenter Betrieb¹¹ bei Luftwärmepumpen gewährleistet werden. Abbildung 2.29 zeigt für die Anwendung eines Wärmequellenspeichers erste Ansätze eines Anlagenschemas mit Speichereinbindung. Für den Speicherbetrieb wurden als zusätzliche Komponenten ein Expansionsventil für den Speicher und zwei 3-Wege-Umschaltventile in den Kältekreislauf integriert. Für die Wärmebevorratung kann der Speicher mit Kältemittel nach der Kondensation in Reihe durchströmt werden. Bei dem Wärmeentzug aus dem Speicher werden die 3-Wege-Ventile umgeschaltet. Das Kältemittel wird mit dem zusätzlichen Expansionsventil entspannt und anschließend im Speicher verdampft.

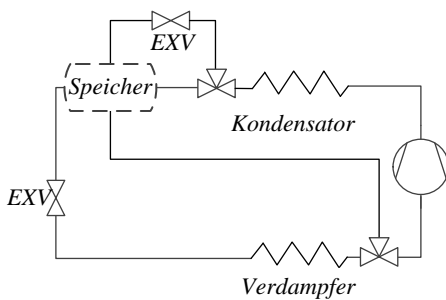


Abb. 2.29: Anlagenschema eines Wärmequellenspeichers von Cube und Steimle; angelehnt an [57].

Eine Speicheranwendung, die auf dem gleichen Prinzip basiert und gegenwärtig von einigen Herstellern als Komplettlösung angeboten wird, ist die Einbindung eines Eisspeichers auf der Seite der Wärmequelle einer Wärmepumpe. Zu diesem Zweck wird ein Wasserspeicher in den Sommermonaten und während der Übergangszeit durch überschüssige Wärme von Solarkollektoren geladen, um im Winter bei tiefen Außentemperaturen als Wärmequelle für eine Wärmepumpe zu dienen. Wenn im Winter die Wärme, die aus der Umgebung bezogen werden kann, zu gering ist, wird der Speicher entladen und hierdurch die Wärmepumpe effizienter betrieben. Der Speicher ist dabei in das Erdreich eingegraben und wird über die Solarkollektoren regeneriert. Das Anlagenschema des Systems und den Wärmeübertrager in dem Eisspeicher stellt Abbildung 2.30 dar [9, S.26].

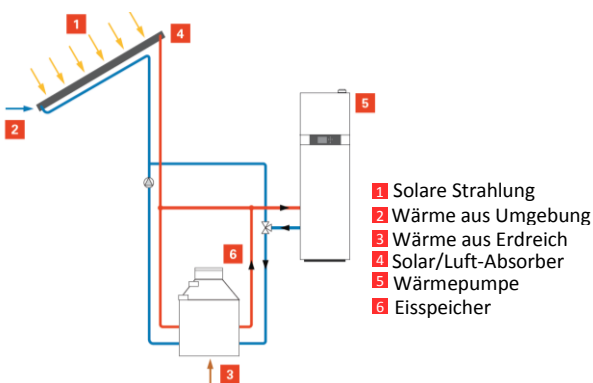


Abb. 2.30: Anlagenschema und Wärmeübertrager des Wärmequellenspeichers, Quelle: Viessmann Deutschland GmbH.

¹¹ Monovalenter Betrieb: WP ist der einzige Wärmeerzeuger und kann den ges. Wärmebedarf allein decken.

Als Wärmequelle im Abtauprozess

Ein bekanntes Problem bei luftbasierten Wärmepumpen ist das zeitweise benötigte Abtauen des Außenwärmetauschers im Heizbetrieb. Bedingt durch hohe relative Luftfeuchtigkeit bei geringen Lufttemperaturen kommt es bei der Wärmepumpe zu einer Vereisung des Verdampfers im Außengerät. Dadurch verringert sich die Übertragungsleistung des Verdampfers und somit die Effizienz der Wärmepumpe. Bei konventionellen Wärmepumpensystemen wird beim Abtauvorgang der Heizbetrieb unterbrochen und es erfolgt eine Kältekreislaufumkehrung, bei welcher der Außenwärmetauscher mit Heißgas beaufschlagt wird und dadurch dieser abtaut. Ein verbessertes Abtauverfahren mit einem in den Kältekreislauf integrierten PCM-Speicher ist daher Forschungsgegenstand mehrerer wissenschaftlicher Arbeiten.

Minglu et al. entwickelten einen kältemitteldurchströmten Spiralrohrwärmeübertrager mit Phasenwechselmaterial auf der Außenseite. Die Speichereinheit ist in einem Mono-Split-Klimagerät parallel zur Inneneinheit eingebunden und kann über Magnetventile unterschiedlich durchströmt werden. Die Beladung des Speichers erfolgt durch eine direkte Kältemittelbeaufschlagung im Heizbetrieb, bei welcher der Speicher parallel als Kondensator betrieben wird. Kommt es nun zu einem Abtauprozess, wird bei einer Kreislaufumkehrung die Inneneinheit umgangen und die Wärme stattdessen aus dem Speicher entzogen. Bei der Auswahl des Phasenwechselmaterials für den Abtauvorgang mit aktiver Beladung wurde eine Schmelztemperatur, die etwa 10 °C unter der Kondensationstemperatur liegt, als ideal erachtet. Aufgrund der passenden Phasenwechseltemperatur und der guten thermischen Eigenschaften wurde das Salzhydrat Calciumchloridhexahydrat mit einer Schmelztemperatur von 29 °C ausgewählt. Mithilfe von Experimenten zeigte sich, dass neben dem kürzeren Abtauprozess ein erhöhter thermischer Komfort im Raum infolge der weniger absinkenden Innenraumtemperatur während des Abtauens erreicht wird [58]. Ein Latentwärmespeicher als Wärmequelle für den Abtauprozess wurde auch von der Firma Daikin verwendet und mit den VRF-Systemen der 4. Generation in Serie produziert. In dieser Produktionsreihe ist die Speichereinheit über ein zusätzliches Vierwege-Ventil eingebunden und wird aktiv durch direkte Kondensation geladen. Die bevorratete Wärme kann anschließend durch Umschalten des Vierwege-Ventils als Wärmequelle für den Abtauprozess entzogen werden [59].

Allerdings benötigen diese Anwendungen für die Regeneration des Latentwärmespeichers Energie aus der Kondensation des Kältemittels, sodass sich die Nutzwärmeabgabe vermindert. Energetisch günstiger ist es, den thermischen Speicher als Unterkühler zu verwenden. Kältemittel, das nach der Kondensation im flüssigen Zustand vorliegt, durchströmt seriell eine Speichereinheit und wird unter sensibler Wärmeabgabe an ein Speichermedium gegenüber der Kondensationstemperatur unterkühlt. Eine derartige Anwendung eines Latentwärmespeichers, der als Unterkühler während der Heizperiode fungiert, um anschließend eine effektive Wärmequelle für den Abtauvorgang darzustellen, wurde bereits in kompakter Form mit einem Lamellenwärmeübertrager erprobt [60]. Als Phasenwechselmaterial für den Speicher wird

außer Calciumchloridhexahydrat auch eine Mischung aus Fettsäuren mit einer Schmelztemperatur von 23,5 °C eingesetzt [60].

Alternativ zur aktiven Bevorratung, bei der Energie direkt aus dem Kältekreislauf entzogen wird, ist ein passives Speichern durch die Aufnahme der Strahlungsabwärme des Kompressors eine weitere Option. Ein um das Verdichtergehäuse angeordneter Wärmespeicher mit Rippenrohrwärmeübertrager kann die kontinuierlich anfallende Kompressor-Oberflächenwärme absorbieren und somit passiv speichern (siehe Abb. 2.31). Wenn nun eine Abtauung erforderlich ist, lässt sich die aufgenommene Wärme über den Wärmeübertrager dem Kältekreislauf zuführen. Verglichen mit den vorherigen Anwendungen zur verbesserten Abtauung, kann das Phasenwechselmaterial in seiner Schmelztemperatur aufgrund der hohen Kompressor-Oberflächentemperatur etwas höher liegen. Polyethylen-Glykol mit einem Schmelzbereich 54-59 °C wurde in diesem Zusammenhang erprobt [61].

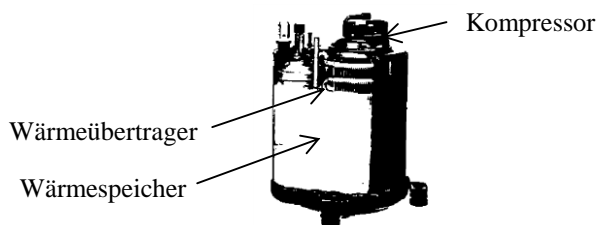


Abb. 2.31: Passive Bevorratung, Kompressor mit Wärmespeicher [61].

Zur Kältenutzung

Die Bevorratung von Kälte als Nutzenergie ist nicht zuletzt wegen der guten Eigenschaften von Wasser (bzw. Eis) die häufigste Anwendung von Latentwärmespeichern. Die Kältespeichermodule vom Hersteller Cristopia werden im Klimatisierungsbereich und in der Industriekühlung eingesetzt und stellen die am meisten verbreitete Speichervariante von makroverkapseltem PCM dar [31, S.260]. Die etwa 8 cm großen Kugeln werden, zumeist parallel zu einer Kältemaschine, in einem Stahltank eingebracht (siehe Abb. 2.32). Die Wärmeübertragung geschieht von der Oberfläche der Kugeln an ein durch den Speicher zirkulierendes Wärmeträgerfluid [62].

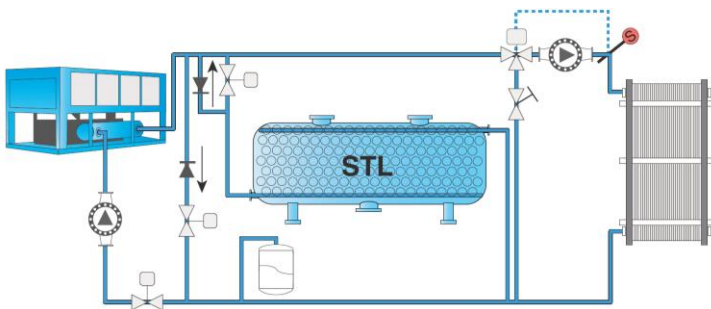


Abb. 2.32: Schema Cristopia mit paralleler Einbindung, Quelle: Cristopia Energy Systems.

Je nach Anwendung können herstellerspezifische Phasenwechselmaterialien mit angepassten Schmelztemperaturen eingesetzt werden. Das Kältespeichermodul zielt dabei auf die Vergleichsmäßigung der Kälteerzeugung. Abhängig vom Anlagensystem kann so laut Hersteller eine Reduzierung der Dimensionierung des Kälteerzeugers von bis zu 70 % und eine Verringerung der elektrischen Stromleistung von 30–80 % verwirklicht werden.

Eine ähnliche Anwendung mit ebenfalls makroverkapselten PCM kommt in hydraulischen Weichen für eine erhöhte Kapazität zur Kältespeicherung vor [10]. Bei dieser werden vorrangig Eutektika verkapselt und die Weiche in Kaltsolesystemen unter 0 °C für die Klima- und Gewerbekühlung eingesetzt. Aufgrund der geringen spezifischen Wärmekapazität des Wärmeträgermediums, in diesem Fall das Wasser-Frostschutz-Gemisch (Sole), ist der Vorteil der Energiedichte noch größer als gegenüber einem Wasserspeicher.

Die Entwicklung und Nutzung eines Phasenwechselslurries bei 15 °C wurde in dem Projekt PC-Cools_S untersucht [63]. Ein neuartiges Slurry auf Salzhydratbasis wird für die Gebäudekühlung in Verbindung mit einer Wärmepumpe verwendet, um anfallende Verdampferenergie bei der Warmwassererwärmung im Sommer zu speichern. Das Salzhydrat-Slurry eignet sich für Niedertemperatursysteme und bietet, im Vergleich zu Eis-Slurries durch seine höher liegende Temperatur, günstigere Bedingungen für den Kompressionsprozess.

Ein direktverdampfendes Klimasystem mit Kältespeicherung wird von der Firma Ice-Energy angeboten. Bei diesem System wird ein herkömmliches Klimagerät mit einem Eisspeicher, einem Kältemittelmanagementsystem und einer Lüftungsanlage gekoppelt (siehe Abb. 2.33). Die Lüftungsanlage ist mit einem speziellen Luftkühler ausgerüstet, der eine Kühlung über das Klimagerät oder den Eisspeicher zulässt.

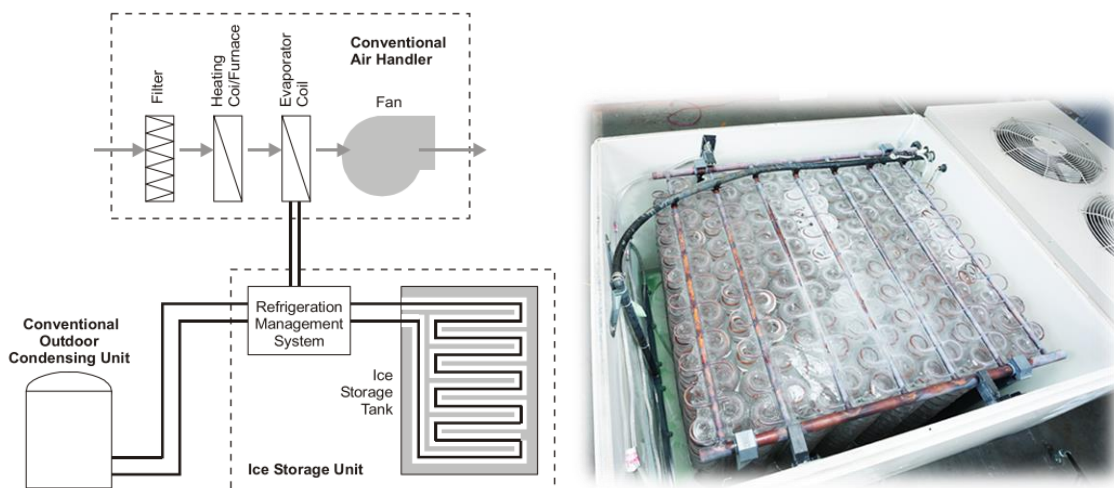


Abb. 2.33: Kältespeicher „Ice bear“-System, Anlagenschema (links) [64], Bild der Eisspeichereinheit (rechts)
Quelle: Ice-Energy.

Die Kältebevorratung findet in den Nachtstunden durch den Betrieb des Klimageräts mit einer Direktverdampfung von Kältemittel im Eisspeicher statt. Mit dem Kältemittelmanagementsystem kann die gespeicherte Kälteenergie daraufhin tagsüber durch eine Belieferung des

Kühlregisters mit einer Kältemittelumwälzpumpe ausgespeichert werden. Durch die Entlastung der aktiven Kälteerzeugung zu den Tagesstunden lassen sich Stromspitzen im Verbrauch vermeiden.

Als Wärmesenke

Eine Anwendung mit einer Absorptionskältemaschine und einem Latentwärmespeicher auf der Seite der Wärmesenke, zeigt das Projekt „SolCool“, in der ein PCM-Speicher für solare Kühlung eingesetzt wird [65]. Als Kälteerzeuger dient eine einstufige Absorptionskältemaschine (Arbeitsmittel $H_2O-LiBr$), die thermisch mit einer Solaranlage angetrieben wird und die Abwärme durch ein trockenes Rückkühlwerk und einen Latentwärmespeicher abführt (siehe Abb. 2.34). Der Einsatzschwerpunkt des Latentwärmespeichers liegt darin, das trockene Rückkühlwerk bei hohen Außentemperaturen zu entlasten und tiefere Rückkühltemperaturen zu gewährleisten, um so die Effizienz der Absorptionskältemaschine zu erhöhen. Die Abwärme wird bei Spitzenlasten am Tag in den Latentwärmespeicher eingebracht und zu Nachtstunden – bei denen tiefere Außentemperaturen vorliegen – über das Rückkühlwerk an die Umgebung abgegeben. Bei dem Phasenwechselmaterial handelt es sich um Calciumchloridhexahydrat, das mit einem innenliegenden Wärmeübertrager aus Kapillarrohmatten über den Rückkühlkreis be- und entladen werden kann.

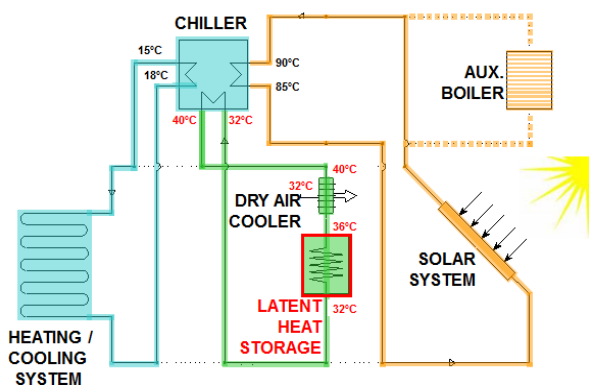


Abb. 2.34: Solares Kühlen mit Latentwärmespeicher [66].

Zur Wärmenutzung

Die Applikation eines PCM-Speichers für eine Wärmenutzung wurde in dem Teilprojekt H des bayerischen Forschungsverbundes FORETA zur Effizienzsteigerung von Luft/Wasser-Wärmepumpen untersucht [67]. Das Hauptaugenmerk des Projektes liegt in der Substitution konventioneller Pufferspeicher im Heizkreis durch Latentwärmespeicher. Die Effizienzsteigerung geschieht mit zwei unterschiedlichen Ansätzen. Erstens eine Verbesserung des Abtaubetriebs der Wärmepumpe durch die Verwendung von kleinen Speichern mit einer Kapazität vergleichbar mit der von herkömmlichen Heizungsspeichern und zweitens ein Lastmanagement mit groß dimensionierten Speichern, um so die Wärmepumpe vorrangig während der wärmeren Tageszeiten zu betreiben [67, S.1]. Die experimentelle Untersuchung umfasst mehrere Speichertypen für zwei Wärmeverteilungssysteme. Für Fußbodenheizungen und Radiatorenheizsysteme wurden jeweils ein serieller Speicher mit PCM und Lamellenwärmeübertrager

entwickelt. Als PCM wurde für die Niedertemperaturanwendung Calciumchloridhexahydrat und für die Radiatoren das Paraffin RT35 eingesetzt. Zusätzlich wurde ein Hybridspeicher mit in Plexiglaskugeln makroverkapseltem Paraffin hergestellt, der auch für einen Parallelbetrieb geeignet ist. Die untersuchten latenten seriellen Speicher erreichten nur eine geringe Effizienzsteigerung von 2,1 % bezogen auf das Gesamtsystem. Mit einer numerischen Parametervariation zeigte sich, dass die Vergrößerung des Latentwärmespeichers und eine Änderung der Wärmepumpenregelung von einem bedarfsorientierten zu einem außentemperaturgeregelten Betrieb die Arbeitszahl signifikant um bis zu 25 % steigern könnte.

Übersicht der Speicheranwendungen

Die hier beschriebenen und darüber hinausgehende Speicheranwendungen lassen sich nun mit einigen ihrer wichtigsten Kriterien zusammenfassend darstellen. Als Merkmale werden die Hauptfunktion, die der Speicher erfüllt, das verwendete PCM, die Speicherart und das Wärmeträgermedium, das für die Be- und Entladung des Speichers verwendet wird, aufgeführt. Dazu wird eine Übersicht der bereits kommerziell verfügbaren Latentwärmespeicher in Tabelle 4 gegeben. Von den Herstellern werden bisher hauptsächlich Eisspeicher als Kältespeicher und als Wärmequellenspeicher verwendet. Die guten thermischen Eigenschaften von Wasser und die geringen Kosten des Speichermaterials sind dafür ausschlaggebend. Nachteilig bei einer Kältebevorratung mit Eisspeichern sind allerdings die tiefen Verdampfungstemperaturen, die für das reine Klimatisieren von Gebäuden nicht erforderlich wären. Weitere Speicheranwendungen, die dem Bereich der Forschung und Entwicklung (F&E) zuzuordnen sind, zeigt Tabelle 5. Bei diesen sind diverse Hauptfunktionen eines Speichers vorhanden und es werden mit Paraffinen und Salzhydraten verschiedene Phasenwechselmaterialien eingesetzt.

Generell hat sich als Wärmeträgermedium für den Prozess der Be- und Entladung Wasser oder Sole bewährt. Für Luft-Wärmepumpensysteme wird vereinzelt und überwiegend in der Forschung auch Kältemittel oder Slurry für das Be- und Entladen verwendet.

2 Latentwärmespeicher in der Kältetechnik

Tabelle 4: Übersicht kommerziell verfügbarer Latentwärmespeicher mit Wärmepumpensystemen (Auswahl).

Hauptfunktion	Hersteller	PCM	Speicherart	Medium zur Be- und entladung	Literatur
Kältenutzung	Calmac	Wasser/Eis	Eisspeicher als Kältespeicher	Sole	[31, S.258]
	Cristopia	Makroverkaps. PCM	Kältespeicher	Sole/Wasser	[31, S.260]
	Ice Energy	Wasser/Eis	Eisspeicher als Kältespeicher	Kältemittel	[64]
	Frigoteam	Verkapselte Eutektika	Hydr. Weiche / Kältespeicher	Sole/Wasser	[10]
Wärmequelle	Consolar	Wasser/Eis	Eisspeicher als Wärmequelle	Wasser	[9, S.36]
	Viessmann	Wasser/Eis	Eisspeicher als Wärmequelle	Sole	[9, S.26]
	Daikin	n. a.	Wärmequellenspeicher	Kältemittel	[59]

Tabelle 5: Übersicht F&E von Latentwärmespeichern mit Wärmepumpensystemen (Auswahl).

Hauptfunktion	Autor /Projekt	PCM	Speicherart	Medium zur Be- und entladung	Literatur
Kältenutzung	ZAE Bayern PC-Cools_S	Salzhydrat-Slurry	Kältespeicher	Slurry	[63]
Wärmequelle	Minglu et al.	Calciumchlorid-hexahydrat	Wärmequellenspeicher	Kältemittel	[58]
	Daikin	Polyethylenglykol	Wärmequellenspeicher	Kältemittel	[61]
Wärmequelle/-senke	Wang et al.	Eutektika	Wärmequelle und -senke	Kältemittel	[68]
	Jiankai et al.	Fettsäure	Wärmequellenspeicher	Kältemittel	[60]
Wärmesenke	ZAE Bayern SolCool	Calciumchlorid-hexahydrat	Abwärmespeicher	Sole	[66]
	Hai et al.	Eis/Wasser	Eisspeicher als Wärmesenke	Kältemittel	[56]
Wärmenutzung	LTTT Bayreuth FORETA	Salzhydrat/Paraffin	Wärmespeicher	Wasser	[67]
	VITO-Flemish Institute MERITS	Paraffin	Warmwasserspeicher	Wasser	[69]

2.4 Kurzzusammenfassung

Grundlegend nimmt in Wärmepumpensystemen die Lage der externen Temperaturen einen direkten Einfluss auf die Kondensations- und Verdampfungstemperatur und somit auf die Effizienz und den Exergieaufwand. Um Wärme von einem externen Medium auf den Kältekreislauf zu übertragen, sind für den konvektiven Wärmeübergang im Rohr die Wärmeübergangskoeffizienten des Kältemittels entscheidend. Diese sind bei der Verdampfung und Kondensation um ein Vielfaches höher als diejenigen im einphasigen Kältemittelzustand.

Im Bereich der Gebäudeklimatisierung werden häufig luftbasierte Split-Klimaanlagen eingesetzt. Ausgeführt als VRF-Anlagen mit einem Drei-Leiterrohrsystem lassen sich Gebäudeteile individuell klimatisieren und Wärme von einem Raum in einen anderen verschieben. Speziell im Betriebsmodus der Wärmeverschiebung kann eine hohe Anlageneffizienz erreicht werden. Allerdings ist dafür ein zeitgleiches Auftreten von Heiz- und Kühlenergiebedarf Voraussetzung.

Als thermische Speicher besitzen Latentwärmespeicher durch die Ausnutzung der latenten Wärme eine hohe Energiedichte in einem engen Temperaturbereich. Dies kann insbesondere bei der Kopplung mit Wärmepumpensystemen von Vorteil sein. Für den Zweck der Gebäudeklimatisierung bieten sich vorrangig Paraffine und Salzhydrate an, die in einer großen Bandbreite von Schmelztemperaturen zur Verfügung stehen. Ein Defizit bei Phasenwechselmaterialien ist ihre geringe Wärmeleitfähigkeit, durch welche nur erschwert Wärme ein- oder ausgebracht werden kann. Um diesem entgegenzuwirken, existieren für das PCM verschiedene technische Maßnahmen. Ebenfalls bestehen für die Umsetzung eines Speichers mehrere grundlegende Designvarianten, die passend je nach Anwendungsfall zu wählen sind.

Aus der Literaturrecherche zu den Speicheranwendungen wurde ersichtlich, dass Latentwärmespeicher in diversen Wärmepumpensystemen mit unterschiedlichen Zielsetzungen eingesetzt werden. Kommerziell vermarktete Produkte sind im Zuge dessen vorrangig Kältespeicher, die als Eisspeicher ausgeführt sind. Direkt in den Kältemittelkreislauf integrierte thermische Speicher treten bisher primär als Wärmequellenspeicher für einen verbesserten Abtauprozess auf. Allgemein liegen für Latentwärmespeicher in Kombination mit Luft-Wärmepumpensystemen oder in direktverdampfenden Systemen nur wenige Studien vor. Überdies wird in den Untersuchungen auf die thermodynamische Betrachtung und wärmetechnische Auslegung kaum eingegangen.

3 Forschungsbedarf und Methodik

Für eine zukunftsorientierte Energieversorgung von Gebäuden ist das Entkoppeln von Energieerzeugung und -verbrauch und eine Anpassungsfähigkeit des Anlagenbetriebs essentiell [5]. Bei Wärmepumpensystemen bieten sich dafür vorrangig elektrische und thermische Speicher an. Während elektrische Speicher vor allem in der Kombination mit Photovoltaikanlagen einen stetigen Zuwachs erfahren, ermöglichen thermische Speicher insbesondere in Verbindung mit Wärmepumpen die Zwischenspeicherung und Nutzung von ansonsten ungenutzten Wärmeströmen. Im Bereich der häufig vorkommenden Luft-Klimasysteme existieren jedoch bisher keine standardisierten Lösungen für eine thermische Energiespeicherung. Solche Systeme haben mit dem Luftstrom, verglichen mit Wassersystemen, ein ungeeignetes Wärmeträgermedium für eine direkte Energiebevorratung. Vor allem für diese Anlagen sind daher Konzepte und Ausführungen zu entwickeln, um Energie direkt mit Kältemittel zu übertragen und irreversible Verluste durch zusätzliche Wärmeübertrager möglichst zu vermeiden. Mit einer direkten Kopplung an den Kältekreislauf kann zudem eine kompakte Bauweise leichter realisiert werden. Während klassische Eisspeicher mit ihren Anwendungen und Systemkonzepten bereits ausführlich behandelt wurden [50], [52] und auch die passive Nutzung von PCM in Bauteilen tiefgehend untersucht wurde [51], sind Latentwärmespeicher in direkter Kopplung mit dem Wärmepumpenkreislauf kaum erforscht. Zwar existieren für Luftwärmepumpensysteme individuelle Ausführungen als Wärmequellenspeicher [58], [61], [60] oder Kältespeicher [64], aber deren Auslegung und die Funktionsweise im Zusammenspiel mit dem Wärmepumpensystem werden nicht aufgezeigt.

Konzepte für den Einsatz von PCM-Speichern in Wärmepumpenkreisläufen

Um die grundsätzliche Arbeitsweise der Speicher besser zu verstehen, ist die Funktion des Speichers unter Einbezug des Wärmepumpensystems zu analysieren. Dafür ist es von Bedeutung, das Wärmepumpensystem in Verbindung mit dem Latentwärmespeicher zu betrachten und die Auswirkungen des Speichereinsatzes darzustellen. Entscheidend ist, wie der Speicher in das Klimawärmepumpensystem integriert wird und auf welche Weise er sich effektiv mit thermischer Energie be- und entladen lässt. Für das Übertragen der Energie an das Speichermedium zeigen die vorgestellten Designvarianten aus Kapitel 2.2.2 grundlegende Ansätze. Diese müssen speziell für Speicher in Luft/Luft-Wärmepumpensystemen weiter präzisiert werden.

Im Folgenden werden für Latentwärmespeicher-Wärmepumpensysteme verschiedene *Systemkonzepte* für die Speichereinbindung ausgearbeitet. In diesem Rahmen werden unterschiedliche Aspekte, die für die Funktion des Speichers entscheidend sind, diskutiert. So werden mit dem Fokus auf VRF-Systeme verschiedene Optionen für die örtliche Position des Speichers im Gesamtsystem betrachtet und ihre Vor- und Nachteile erörtert.

Für die Be- und Entladung des Speichers werden Konzepte der Wärmeein- und -auskopplung aufgeführt, die speziell auf Wärmepumpensysteme abgestimmt sind. Im

Zuge dessen sind auch die nutzbaren Mechanismen, die sich für einen Wärmeübertrag vom Speichermaterial auf ein anderes Medium verwenden lassen, von Bedeutung. Diese werden für die vorgestellten Konzepte näher betrachtet. Die für luftbasierte Wärmepumpen sehr interessante, jedoch bisher in der Literatur nicht detailliert behandelte, Integration eines Speichers in einen Kältekreislauf wird ausführlich thematisiert. Darin werden verschiedene Varianten für die Integration des Speichers in den Kältekreislauf dargestellt und die Betriebsweise des Speichers mit Bezug auf die verwendeten Wärmeübertragungsmechanismen erläutert. Die Vielzahl an technischen Lösungen für die Realisierung eines Speichereinsatzes gilt es in einer prägnanten Übersicht zusammenzuführen.

Aufbauend auf den Systemkonzepten sind die einzelnen Funktionen eines Latentwärmespeichers für den Einsatz in einem Wärmepumpensystem thermodynamisch zu analysieren. Hierzu werden für die Energiebevorratung und -nutzung die Lage der Temperaturniveaus mit den zur Verfügung stehenden treibenden Temperaturdifferenzen diskutiert. Davon ausgehend wird anhand von einfachen thermodynamischen Zusammenhängen (beispielsweise mit der Carnot-Leistungszahl) abgeleitet, wie sich die Speicherung auf das Wärmepumpensystem auswirkt. Zusätzlich wird der positive Effekt bei der Nutzung des Speichers mithilfe von Zustandsdiagrammen des Kältekreislaufs aufgezeigt und bewertet.

Energieeinsparung und ökonomische Bewertung eines Speichereinsatzes

Grundlegend existieren verschiedenste Anreize für einen thermischen Speicher. In der vorliegenden Arbeit soll die Bewertung von einer Speichereinsatzart im Hinblick auf den Energieumsatz erfolgen und die Wirtschaftlichkeit abgeschätzt werden. Als Einsatzfall wird die thermische Speicherung von ungenutzten Energieströmen bei Heiz- und Kühlanwendungen in Gebäuden untersucht. Ein Potential ist hierbei insbesondere bei VRF-Systemen zu sehen, die bisher nur bei einer Gleichzeitigkeit von Gebäudeheiz- und -kühlenergiebedarf eine beidseitige Energienutzung des Wärmepumpenkreislaufes zulassen.

Um für die Untersuchung repräsentative Gebäudeenergieverbräuche zu erhalten, werden mit dem dynamischen Simulationsprogramm DesignBuilder die Lastgänge von drei unterschiedlichen Gebäudetypen generiert. Daraufhin wird in zwei Schritten untersucht, wie hoch die verschiebbare Energiemenge durch gleichzeitiges Auftreten von Heiz- und Kühlenergien ist und welche zusätzliche Energiemenge durch den Einsatz von Speichern genutzt werden kann. Im Rahmen der Speicheruntersuchung werden dazu der Energieinhalt und das Leistungsvermögen des Speichers variiert. Die Simulation des Gesamtsystems basiert dabei auf den generierten Gebäudelastgängen in Kombination mit einem empirischen Simulationsmodell des VRF-Systems und einem vereinfachten Speichermodell. Abschließend kann die Wirtschaftlichkeit des Speichereinsatzes mit einer einfachen ökonomischen Bewertung durch das Ermitteln der Energiebereitstellungskosten abgeschätzt werden.

Wärmetechnische Modellierung und apparatetechnische Entwicklung

Für die Entwicklung eines Latentwärmespeichers mit Kältemittel als Wärmeträgermedium und Phasenwechselmaterial als Speichermaterial liegen besondere Anforderungen bei der wärmetechnischen Gestaltung vor. Diese unterscheiden sich stark von wasser- oder sole-durchströmten Latentwärmespeichern. Eine wichtige Rolle spielen die thermischen Eigenschaften des Kältemittels, die bei den Übertragungsprozessen auftretenden Wärmeübergangskoeffizienten und die Wärmeübertragungsmechanismen des Phasenwechselmaterials. Insbesondere der gehemmten Wärmeübertragung des PCMs ist entgegenzuwirken. Für die Auslegung von mit Kältemittel betriebenen Latentwärmespeichern sollen daher die entscheidenden Randbedingungen und Einflussfaktoren identifiziert und Grundsätze für die Dimensionierung ausgearbeitet werden.

Durch eine *Analyse der Wärmewiderstände* an einer einfachen Speichergeometrie sollen erste Rückschlüsse auf die Leistungscharakteristik und das Speichervermögen von kältemitteldurchströmten Latentwärmespeichern gezogen werden. Dabei ist von besonderem Interesse, welcher Wärmewiderstand unter welchen Bedingungen den Wärmetransport dominiert.

Mit dem Fokus auf die Speicherauslegung werden zunächst mithilfe eines einfachen, *ein-dimensionalen Speichermodells* wichtige Kenngrößen und Einflussfaktoren (Rohrabstand, Wärmeleitung, etc.) diskutiert und bewertet. Hierzu bildet das verwendete Modell ein einzelnes Speicherelement einer einfachen Speichergeometrie ab und berücksichtigt den Phasenwechsel des PCMs durch eine zeitabhängig wandernde Phasenfront. Durch das Aufstellen eines *zweidimensionalen Modells* mit der Finite-Volumen-Methode lassen sich der Detaillierungsgrad der Simulation erhöhen und auch komplizierte Geometrien von Latentwärmespeichern abbilden.

Für die Speicherauslegung muss ein Phasenwechselmaterial mit geeigneter Charakteristik ausgewählt und die Eigenschaften des Speichermaterials (z. B. Volumenänderung) und des Kältemittels (hohe Drucklage) berücksichtigt werden. Basierend auf den Erkenntnissen der vorangehenden thermodynamischen Untersuchung und unter Verwendung einer analytischen Näherung für Rippenrohrwärmeübertrager mit PCM wird ein *erster Testspeicher* ausgelegt. Mit dem *zweidimensionalen Modell* können das dynamische Verhalten des Speicherbetriebs sowie die Auslegung überprüft werden.

Experimentelle Untersuchung

Vor dem Hintergrund, dass in der Literatur meist nur Experimente von wasserdurchströmten Latentwärmespeichern vorzufinden sind, ist es wichtig, die Funktionsfähigkeit von kältemitteldurchströmten Latentwärmespeichern zu demonstrieren. Erst durch die experimentelle Erprobung können die theoretischen Modelle überprüft und reale Erfahrungen gesammelt werden. Damit sollen Erkenntnisse über den Speicherbetrieb mit seiner Leistung, den sich einstellenden Temperaturen und der Dauer des Phasenübergangs erlangt werden. Zudem kann die Regelungstechnik im Kältemittelkreislauf getestet und angepasst werden. Die Messergebnisse sollen die theoretischen Modelle in ihrer Richtigkeit bestätigen.

Mit einer Versuchskälteanlage soll der zuvor *entwickelte Testspeicher* experimentell erprobt und untersucht werden. Die Versuchsanlage ist dafür speziell zu konzipieren, um kältemitteldurchströmte PCM-Speicher unterschiedlich betreiben und somit die verschiedenen *Systemkonzepte* untersuchen zu können. Die diversen Betriebsweisen mit verschiedenen Umschaltmöglichkeiten erfordern hierbei eine sorgfältige Planung der kältetechnischen Hydraulik.

Mit ausgewählten Experimenten des Testspeichers können dessen Funktionsweise und Charakteristik aufgezeigt und bewertet werden. Für die Bewertung sind passende Kriterien und Methoden zu finden, um kältemitteldurchströmte Latentwärmespeicher zu analysieren. Abschließend können die Messergebnisse des Testspeichers mit den Simulationsergebnissen des *zweidimensionalen Modells* verglichen werden.

4 Systemkonzepte und Analyse von PCM-Speichern

Wie im Kapitel Stand von Wissenschaft und Technik aufgezeigt, können mit dem Einsatz von Latentwärmespeichern in Wärmepumpensystemen unterschiedliche Ziele erreicht werden. Die zuvor dargestellten Applikationen von PCM-Speichern als Wärmesenke, Wärmequelle, sowie zur Wärme- oder Kältenutzung werden in Verbindung mit luftbasierten Klimageräten tiefergehend betrachtet. In erster Linie wird hierbei der Speichereinsatz in sogenannten VRF-Systemen, bei denen kältemittelbeaufschlagte Wärmeübertrager des Wärmepumpenkreislaufs in direktem Kontakt mit der Raumluft stehen, behandelt. Dazu werden Systemkonzepte aufgestellt, die technische Einbindung des Speichers in das Anlagensystem untersucht und Koppplungsmöglichkeiten zur Wärmeein- und -ausbringung analysiert. Weiterführend werden die Funktionsweise und die Eignung verschiedener Speicherapplikationen anhand der wirksamen Temperaturniveaus während des Bevorratungs- und Nutzungsvorgangs diskutiert.

Des Weiteren wird als Einsatzfall ein Kältespeicher in VRF-Systemen untersucht. Allgemein können VRF-Systeme gleichzeitig Heiz- und Kühlenergie bereitstellen und damit zeitgleichen Heiz- und Kühlbedarf im Gebäude decken. Um zu erschließen, welches weitere Potential durch die Zwischenspeicherung von Energie besteht, wird eine dynamische Gebäudesimulation durchgeführt und ausgewertet.

Als Voraussetzung für die Verwendung eines Speichers ist, je nach Anwendungsfall, eine passende Betriebsstrategie zu wählen. Daher werden diese zunächst einführend behandelt.

4.1 Betriebsstrategien von Speichern

Die Ein- und Ausspeicherung der thermischen Energie kann durch unterschiedliche Zielsetzungen motiviert werden und erfordert darauf abgestimmte Betriebsstrategien. Erst mit einer geeigneten Betriebsstrategie kann eine Effizienzsteigerung durch Nutzung günstiger Umgebungsbedingungen oder durch Anpassung an das thermische Verhalten des Gebäudes erzielt werden oder ein optimierter Austausch mit dem Stromnetz erfolgen. Am Beispiel eines Kältespeichers lassen sich nach Abbildung 4.1 einige grundlegende Betriebsstrategien darstellen.

Grundlegende Strategien für Kältespeicher

Zielt die Betriebsweise des Speichers auf die Abdeckung des kompletten Tagesbedarfs, handelt es sich um einen monovalenten Speicherbetrieb (Abb. 4.1, Monovalenter Sp.). Die Kältebevorratung für den Speicher erfolgt dabei nachts durch das Betreiben einer Kältemaschine. Anschließend kann tagsüber der Kältebedarf durch das Entladen des Speichers gedeckt werden. Als Voraussetzung muss in der Nacht ausreichend Kälte bevorratet werden und der Speicher eine Leistungsdynamik aufweisen, die eine Abdeckung einer variablen Kältelast am Tag gestattet.

Eine weitere Strategie hat den Zweck, die starke Belastung der Kälteanlage und den damit verbundenen energieintensiven Betrieb bei Spitzenlasten durch Verwendung eines Speichers

zu unterbinden (Abb. 4.1, Spitzenlast). In dieser Betriebsweise wirkt der Speicher unterstützend, parallel zum Kältemaschinenbetrieb, um die höchsten Lastspitzen abzumindern und damit die Kälteanlage zu entlasten. Die Kältebevorratung kann nachts oder auch tagsüber bei geringerem Lastaufkommen geschehen.

Ist ein fortlaufender nahezu konstanter Anlagenbetrieb erwünscht, kann der Kältespeicher für eine Glättung von Lastspitzen sorgen (siehe Abb. 4.1, Spitzenglättung – Priorität KM). Der Kälteerzeuger wird dabei in Grundlast gefahren und lädt den Speicher, wenn geringe oder keine Kältebelastung vorhanden ist. Bei höherem Kältebedarf wird dieser anschließend wieder entladen.

Ist hingegen bei der Spitzenglättung eine konstante Speicherentladung priorisiert, sorgt die Kältemaschine für die variable Abdeckung der Lastspitzen und der Speicher für die Deckung der Grundlast (Abb. 4.1, Spitzenglättung – Priorität Sp).

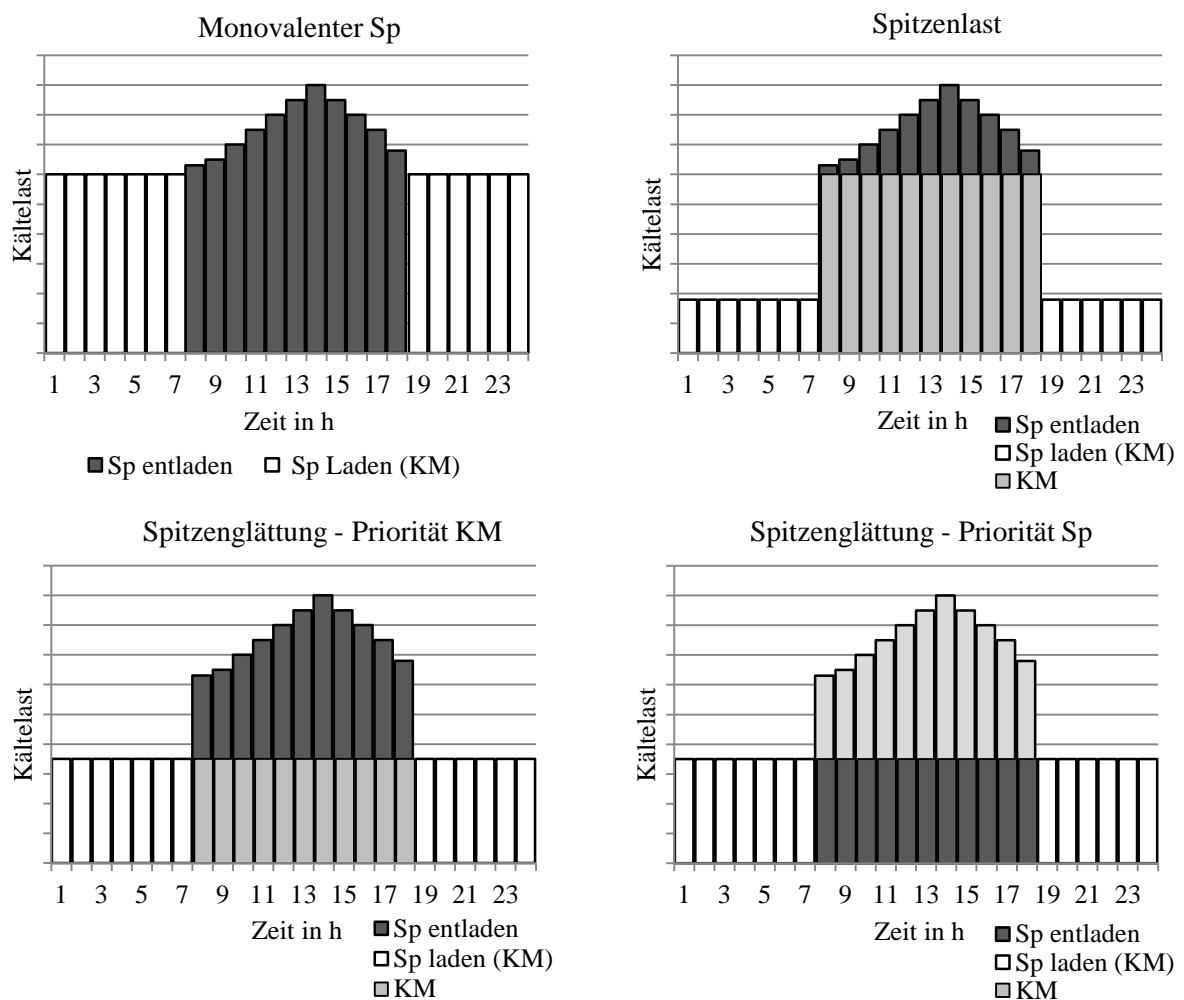


Abb. 4.1: Grundlegende Betriebsstrategien eines Kältespeichers.

Sämtliche vorgestellten Betriebsarten des Kältespeichers könnten sowohl – durch die Ausnutzung tieferer Nachttemperaturen bei der Kälteerzeugung – eine Nutzung günstigerer Umgebungsbedingungen beabsichtigen, als auch – durch die Entlastung des Kälteerzeugers – effizienter auf den Energiebedarf des Gebäudes eingehen.

Strategie für Wärmespeicher

Die grundlegenden Betriebsstrategien des Kältespeichers lassen sich größtenteils auch auf Wärmespeicher übertragen und anwenden. Soll mit der Wärmepumpe auf günstigere Umgebungsbedingungen eingegangen werden, erfolgt die Beladung des Wärmespeichers allerdings nicht in den Nachtstunden, da in diesem Zeitraum niedrigere Umgebungstemperaturen zu erwarten sind, die zu einer tieferen Verdampfungstemperatur führen. Vorrangig würden Schönwetterperioden oder hohe Tagesaußentemperaturen für die Wärmebevorratung genutzt werden. Da Gebäude tendenziell einen geringeren Heizenergiebedarf und Wärmepumpen eine höhere Leistungsfähigkeit bei hohen Umgebungstemperaturen aufweisen, ließen sich vorhandene Leistungsreserven vorteilhaft für die Wärmespeicherung verwenden. Auf diese Weise wäre auch bei luftbasierten Wärmepumpensystemen eine monovalente Betriebsweise zu erreichen, bei der mithilfe eines Wärmespeichers der Leistungsabfall der Wärmepumpe bei tiefen Umgebungstemperaturen kompensiert wird. Abbildung 4.2 zeigt schematisch das Beladen bei hohen Umgebungstemperaturen mit geringer Gebäudelast und das Entladen bei niedrigeren Umgebungstemperaturen mit hoher Gebäudelast.

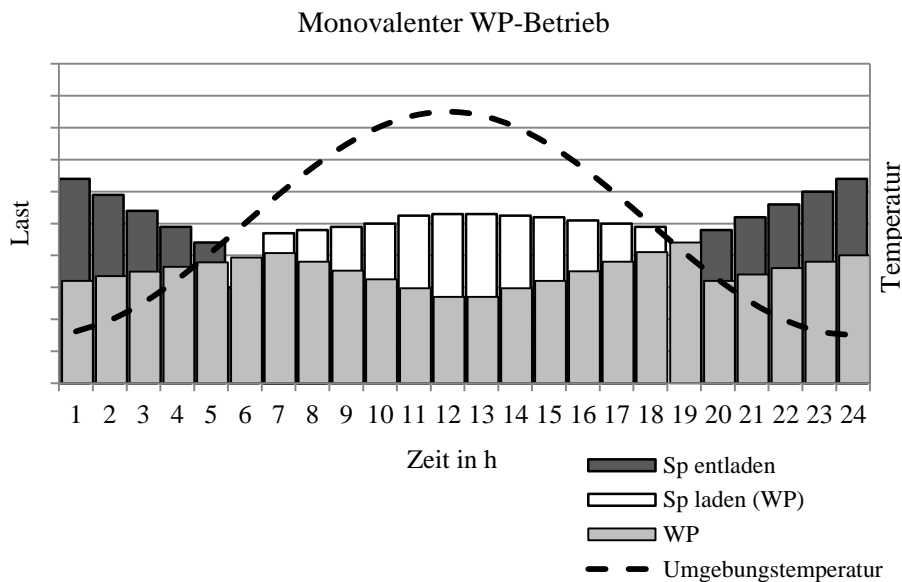


Abb. 4.2: Monovalente Betriebsweise einer WP durch Laden und Entladen eines Wärmespeichers.

Strategie zur Stromnutzung

Weitere Betriebsstrategien können für die Nutzung von regenerativem Strom, je nach Aufkommen und Gebäudelastverhalten, für das Kühlen und Heizen entwickelt werden. Mit der Umwandlung von elektrischer Energie in thermische Energie kann als Pendant zur Batteriespeicherung auf das volatile Angebot von Strom aus Photovoltaik oder Windkraftanlagen eingegangen werden. Betrachtet man das Zeitintervall der Speicherung, liegt gegenüber elektrochemischen Energiespeichern bei thermischen Speichern mit Wärmepumpensystemen eine etwas höhere Trägheit vor, wodurch die Speicherintervalle im Stundenbereich liegen. Der Speichereinsatz kann im Verbund mit dezentralen Stromerzeugungsanlagen (z. B. mit Photovoltaikanlagen) erfolgen. Dabei können Energieerträge, die den momentanen Stromverbrauch

des Gebäudes übersteigen, verwertet werden. Dies führt zu einer Erhöhung des Eigenverbrauchs, womit sich auch ein höherer Autarkiegrad¹² erreichen lässt. Zudem kann mit einem Speicher den Einspeise-Leistungsbegrenzungen¹³ von PV-Anlagen entgegengewirkt werden und so die Abregelverluste der PV-Anlage vermindert werden. Bei einem Strombezug aus dem Stromnetz ließen sich Stromspitzen glätten und der elektrische Energiebezug des Wärmepumpensystems vergleichmäßigen. Des Weiteren besteht die Option, auf zukünftige, variable Stromtarife von Energieanbietern besser einzugehen.

In Abbildung 4.3 ist beispielhaft eine Verwendung von Stromüberschüssen dargestellt. Diese zeigt eine Speicherbeladung durch eine KM oder WP beim Auftreten eines elektrischen Überschusses und eine spätere Nutzung der gespeicherten thermischen Energie zu einem Zeitpunkt ohne Stromangebot. Hierbei liegt, beim Vorgang der Speicherbeladung entsprechend der Leistungszahl der Anlage, ein bestimmtes Verhältnis zwischen Stromeinsatz und thermischer Energie vor.

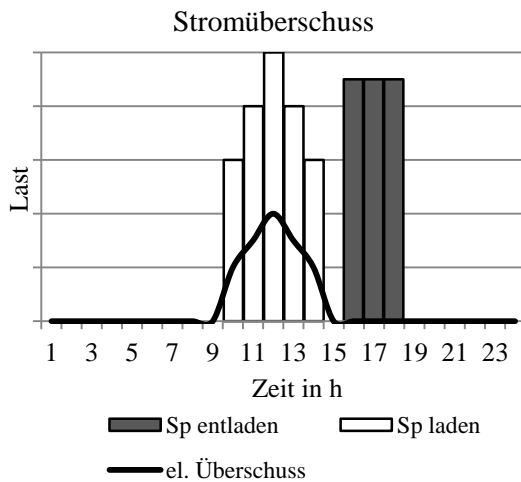


Abb. 4.3: Exemplarische Betriebsstrategie zur Nutzung von regenerativem Stromüberschuss.

Strategie der Wärmeverschiebung

Tritt in einem Gebäude ein Heizwärme- und ein Kühlenergiebedarf über den Tag auf, so kann, bei einer Klimatisierung durch ein Wärmepumpensystem, die gekoppelt auftretende und ansonsten ungenutzte Verdampfungsenergie im Heizbetrieb oder Abwärme im Kühlbetrieb, zwischengespeichert und später verwendet werden. Insbesondere für VRF-Systeme, die häufig bei wechselnden Heiz- und Kühlbedarf Verwendung finden, wäre diese Betriebsstrategie prädestiniert. Denkbar ist ebenso die Speicherung von Wärme für eine Warmwasserbereitung mit Frischwassermodule. Als Beispiel zeigt Abbildung 4.4 schematisch eine Verschiebung von thermischer Energie durch einen Kältespeicher. Die Einspeicherung der gekoppelt anfallenden Kälte bei der Abdeckung des Heizbedarfs in den Morgenstunden ermöglicht eine zeit-

¹² Der Autarkiegrad beschreibt den Anteil an Eigenverbrauch der Stromerzeugungsanlage zum Gesamtstromverbrauch des Gebäudes.

¹³ nach dem EEG Gesetz §9 Abs. 2b ist für PV-Anlagen unter 30kWp die maximale Einspeisung auf 70% der installierten Wirkleistung zu begrenzen.

versetzte Deckung des Kühlenergiebedarfs in den Nachmittagsstunden. Analog ist auch eine Bevorratung von Wärme durch einen Wärmespeicher zu verwirklichen. Die Verschiebung von thermischer Energie wird ausführlich im Kapitel 4.4 „Potential der Wärmeverschiebung“ erläutert und behandelt.

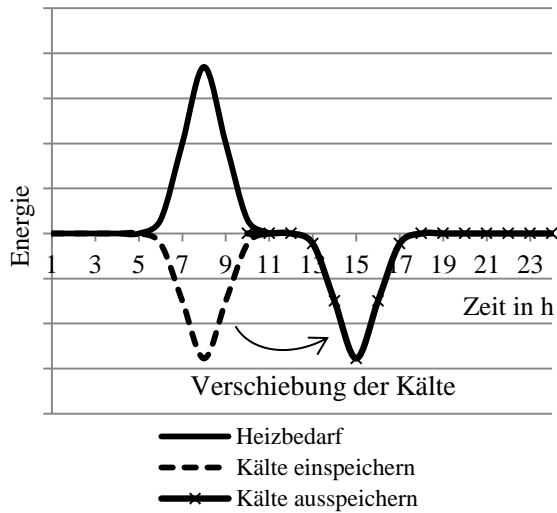


Abb. 4.4: Betriebsweise: Energieverschiebung durch thermische Speicherung, Beispiel Kältespeicher.

Kategorisierung der Betriebsstrategien

Die aufgeführten Betriebsstrategien lassen sich abschließend in Tabelle 6 zusammenfassen und jeweils einer übergeordneten Kategorie zuordnen.

Tabelle 6: Übersicht der Betriebsstrategien von Speichern.

Interaktion	Anwendung	Erläuterung	Kategorie
Gebäude	Speicherung von anfallenden thermischen Energieströmen	Speicherung der gleichzeitig anfallenden Nutzwärme- / kälte beim Kompressionsprozess	Lastmanagement
Umgebung	Zeitversetzte Energieerzeugung	z. B. Kälteerzeugung in den Nachtstunden	Optimierte Erzeugung (Umgebung)
	Zeitversetzte Wärmeabgabe oder Wärmeaufnahme	z. B. Wärmeabgabe aus dem Speicher in den Nachtstunden	Zeitversetzter Wärmetransport (Umgebung)
Stromnetz	Reg. Stromüberschuss	z. B. aus Photovoltaikanlagen	Stromüberschuss
	Variabler Stromtarif	Günstige Stromtarife des Netzanbieters nutzen	Stromtarif

4.2 Systemkonzepte

Für die Ausarbeitung der Systemkonzepte ist zunächst eine Strukturierung der Speichereinsatzarten erforderlich. Eine Möglichkeit besteht darin, thermische Speicher je nach Erfüllung ihrer Aufgabe nach Funktionsarten einzuteilen. Dazu lässt sich jeder Funktion eines Speichers ein Temperaturbereich, in dem dieser Verwendung findet, zuordnen. Die Lage und Größe des jeweiligen Temperaturbereichs ergeben sich wiederum aus den typischen Betriebsdaten der Gebäudeklimatisierung und den klimatischen Bedingungen des Standorts. Abbildung 4.5 zeigt fünf Speicherfunktionsarten (links) mit ihren Temperaturbereichen, gegenübergestellt mit den Arbeitsbereichen von Split-Klimasystemen im Wärmepumpen- und Kältemaschinenbetrieb. Bei anderen Anwendungsfeldern, wie der Warmwasseraufbereitung oder Lebensmittlkühlung, können auch höhere bzw. tiefere Temperaturen relevant sein.

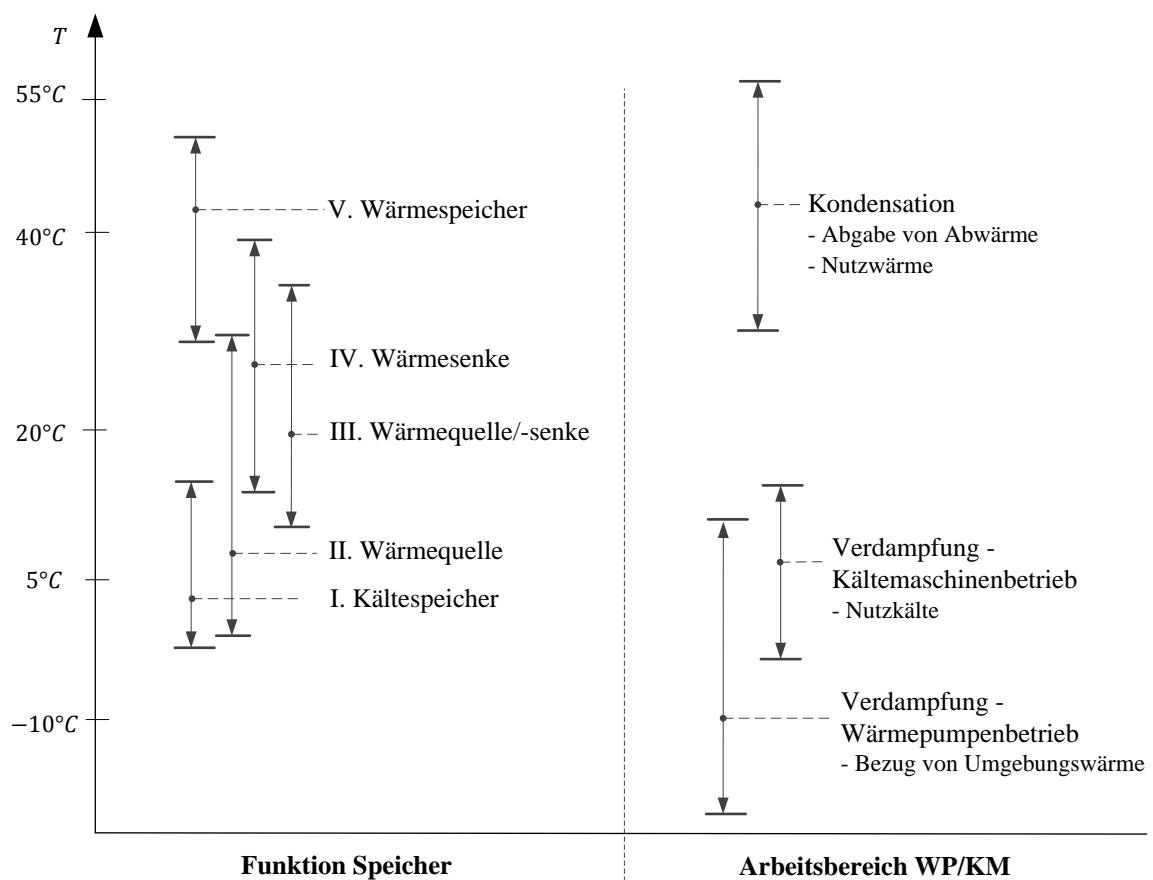


Abb. 4.5: Funktion eines Latentwärmespeichers gegenübergestellt zu den Betriebsbereichen von Wärmepumpen und Kältemaschinen.

Die Funktionen des Speichers lassen sich von warm nach kalt mit V.-I. wie folgt beschreiben:

V. als Wärmespeicher mit einer Bevorratung von thermischer Nutzenergie auf hoher Temperatur und zur direkten Verwendung für die Gebäudebeheizung.

IV. als Wärmesenkenspeicher für die Aufnahme von Abwärme im Kältemaschineneinsatz.

III. als Wärmequellen/-senken-Speicher entsprechend einer alternierenden Wärmequelle und Wärmesenke bei der Umschaltung zwischen WP- und KM-Betrieb.

II. als Wärmequellenspeicher für die Wärmezufuhr im Wärmepumpenbetrieb.

I. als Kältespeicher für die Bevorratung von thermischer Nutzenergie auf niedriger Temperatur zur Verwendung für die Gebäudekühlung.

Die genaue Arbeitsweise der Speicher in den verschiedenen Funktionsarten wird im Kapitel 4.3 „Analyse der Speichereinsatzarten“ ausführlich behandelt.

Die verschiedenen Speicherfunktionen sind in Abbildung 4.5 den typischen Arbeitsbereichen von Luft-Klimageräten im Wärmepumpen- und Kältemaschinenbetrieb zugeordnet. Tiefe Verdampfungstemperaturen kommen vor allem im Wärmepumpenbetrieb vor. Dies ist notwendig, um im Winter bei tiefen Außentemperaturen Wärme aus der Umgebung aufnehmen zu können¹⁴. Im Kältemaschinenbetrieb sind für die Erzeugung von Nutzkälte generell höhere Verdampfungstemperaturen ausreichend. Die Temperatur der Kondensation liegt, je nach Regelung des Anlagensystems und Temperaturniveau der Wärmesenke, für das Heizen (Nutzwärme) und Kühlen (Abgabe von Abwärme) in einem ähnlichen Bereich. Bei den für die Speicherfunktionen angegebenen Temperaturbändern zeigen sich Überschneidungen. In diesen Bereichen könnte ein multifunktionaler Einsatz durch verschiedene Verwendungen des Speichers stattfinden. Hierdurch ließe sich auch die Anzahl der Speicherzyklen pro Jahr erhöhen.

Um nun ein Systemkonzept umzusetzen und effektiv zu verwenden, muss es zunächst auf das Anlagensystem abgestimmt werden. Hierzu sind die örtliche Einbausituation des Speichers, die Wärmeein- und -auskopplung in und aus dem Speicher sowie eine passende hydraulische Integration bedeutsam.

4.2.1 Örtliche Einbausituation

Eine erste Unterscheidung liegt in der örtlichen Einbausituation des Speichers in das Klimatisierungssystem, für die drei grundlegende Optionen in Frage kommen:

1. zentraler Einsatz, gekoppelt an die Außeneinheit,
2. dezentrale Positionierung direkt in der Inneneinheit auf Raumebene,
3. dezentrale Einbringung in den Räumen im Verbund mit einer oder mehreren Inneneinheiten.

Abbildung 4.6 stellt die genannten Einbausituationen mit ihrer Position in einem VRF-System schematisch dar. Die Optionen weisen dabei verschiedene Vor- und Nachteile auf.

Einem zentralen Einsatz bei einer Außeneinheit kommt zugute, dass bei der Positionierung des Speichers zumeist vorhandene freie Flächen genutzt werden können. Dabei lässt sich der Energietransport von der Speichereinheit zur Außeneinheit oder zur Umgebung leicht ver-

¹⁴ Für eine weitere Erläuterung siehe Einführung S.6.

wirklichen. Mit ihrer Nähe zum Raum müssen die Optionen 2 und 3 bezüglich ihres Platzbedarfs auf die räumliche Gestaltung angepasst werden. Allerdings ist es im Fall der dezentralen Varianten leichter, thermisch mit dem Raum in Wechselwirkung zu treten und so direkt Wärme an den Raum abzugeben oder von diesem Wärme aufzunehmen. Eine derartige Wärmeein- und -ausbringung kann auf unterschiedliche Weise geschehen. Zudem ist, basierend auf der Einbausituation, eine geeignete hydraulische Verknüpfung des Speichers mit dem Kältekreislauf erforderlich.

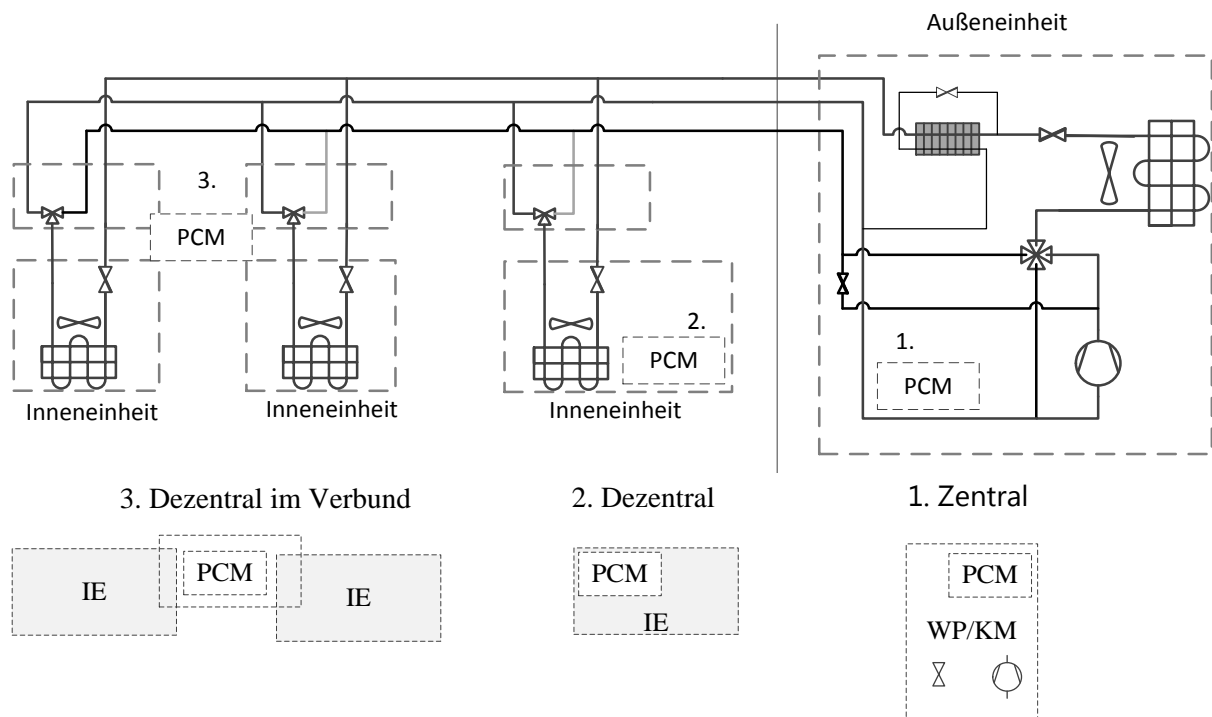


Abb. 4.6: Schematische Positionierung in einem VRF-Systems (oben) und grundlegende Einbausituationen eines Speichers (unten).

4.2.2 Wärmeein- und -auskopplung und hydraulische Integration des Speichers

Entscheidende Kriterien bei einer Speicheranwendung sind die Mechanismen, mit deren Hilfe Wärme in den Speicher eingebracht und aus diesem entzogen werden kann. Hierbei muss es das Ziel sein, einen möglichst effektiven Wärmeumsatz von der Energieeinbringung, über die Speicherung, bis zum Energieaustrag zu verwirklichen. Dies beinhaltet z. B. bei einem Wärmespeicher die Wärmeeinbringung von der Wärmepumpe in den Speicher, eine Speicherung mit geringen Wärmeverlusten und die anschließende Wärmeabgabe an den Raum [5]. Die Wärmeein- und -auskopplung lässt sich anhand von Tabelle 7 in drei wichtige Kernpunkte gliedern: den Konzepten, wie der Speicher mit dem Wärmepumpensystem verknüpft werden kann (hydraulische Kopplung), dem Wärmeübertragungsmechanismus, der genutzt wird, um thermische Energie ein- und ausbringen zu können und der Variante wie der Speicher in das Anlagensystem zu integrieren ist.

Tabelle 7: Übersicht der Kernpunkte bei der Wärmeein- und -auskopplung.

Konzepte der hydraulischen Kopplung			
Wk1)	Wk2)	Wk3)	Wk4)
Wärmeübertragungsmechanismen			
a) intern (bei Wk1-Wk3) - Zweiphasig mit Verdichter - Einphasig mit Verdichter - Thermosiphon - Förderpumpe	c) gemischt (bei Wk2) - PCM=WTF (z. B. Slurry) - WTF-sensibel	b) sekundär (bei Wk4)	
Integrationsvarianten			
Intern - Hochdruckseitig - Niederdruckseitig - Reversibel - Erweiterter Reversibel	PCM=WTF	Sekundär	

4.2.2.1. Konzepte der hydraulischen Kopplung

Aufbauend auf den im Stand der Technik aufgeführten, grundlegenden Designkonzepten (A–D) für Latentwärmespeicher¹⁵ kann die Wärmeein- und -auskopplung speziell für Wärmepumpensysteme weiter präzisiert werden. Abbildung 4.7 zeigt hierfür vier verschiedene Konzepte, wie ein Wärmeein- und -austrag in einen Latentwärmespeicher in Verbindung mit einem Kältemittelkreislauf erfolgen kann. Für jedes der vier Konzepte ist zusätzlich gekennzeichnet, auf welchem grundlegenden Designkonzept diese basieren.

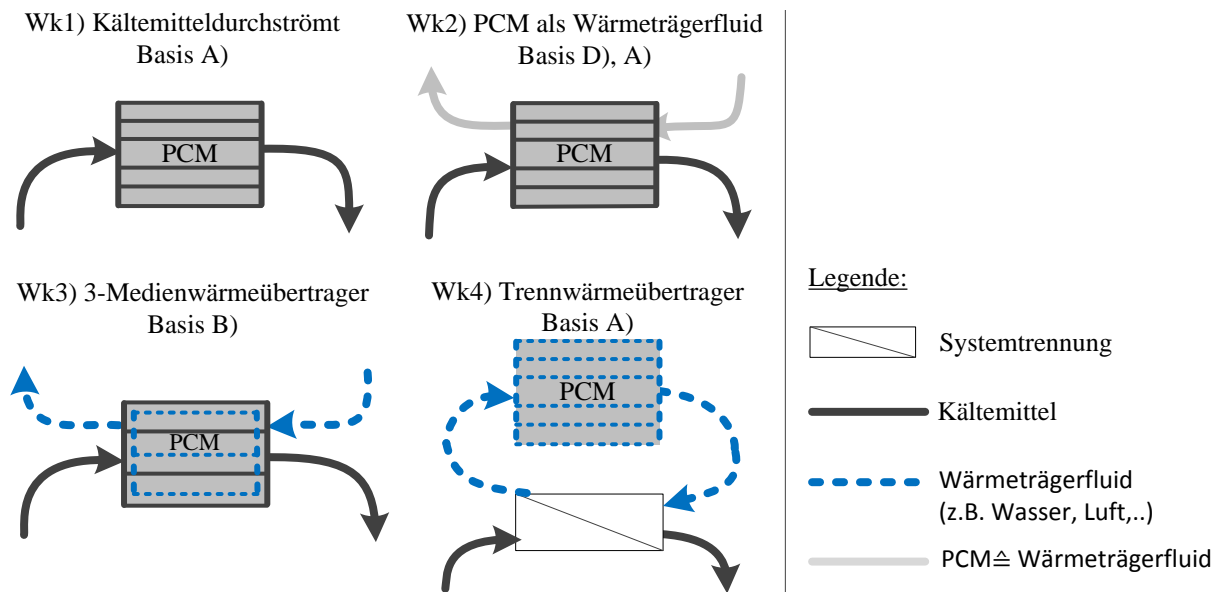


Abb. 4.7: Hydraulische Konzepte für den Wärmeein- und -austrag (Wk) in bzw. aus dem PCM-Speicher.

¹⁵ Siehe Kapitel 2.2.2 mit Abb. 2.26.

Die Wärmeein- und -austrags-Konzepte (Wk) lassen sich durch folgende Merkmale beschreiben:

Wk1) Direkte Beaufschlagung mit Kältemittel; Wärmeübertragung durch Verdampfen, Kondensieren, Unterkühlen oder Überhitzen von Kältemittel im Speicher. Auch ein Umwälzen von Kältemittel durch eine Pumpe mit einer Übertragung von sensibler Wärme ist möglich.

Wk2) Energiebevorratung durch Wärmeübertrag zwischen KM und PCM (wie in Wk1) und Energienutzung durch Umwälzen des flüssigen, ggf. Feststoffanteile enthaltenden, Phasenwechselmaterials als Wärmeträgerfluid (Beispiel: Slurry).

Wk3) Mehrfachmedien-Wärmeübertrager mit PCM, Kältemittel und einem oder mehreren weiteren Wärmeträgerfluiden.

Wk4) Wärmeübertragung von Kältemittel auf ein Wärmeträgerfluid; der Wärmeein- und -austrag des Speichers erfolgt über das zwischengeschaltete Wärmeträgerfluid.

Bei den Optionen Wk3) und Wk4) kann das Wärmeträgerfluid in Abhängigkeit von der Anwendung Wasser, ein Wasser-Glykol-Gemisch oder Luft sein [5]. Für Wk4) kann nach der Systemtrennung auf ein Wärmeträgerfluid u. a. verkapseltes PCM oder ein Slurry eingesetzt werden. Die Verwendung von makroverkapselten PCM im Kältekreislauf ist hingegen, aufgrund der dafür notwendigen hohen Kältemittelfüllmengen, als Option ausgeschlossen.

4.2.2.2. Wärmeübertragungsmechanismen

Gemäß den Wärmeein- und -austrags-Konzepten lässt sich der Speicher intern mit dem Kältekreislauf (Wk1)-Wk3)), sekundär mit einem Wärmeträgerfluid (WK3), Wk4)) oder mit einem PCM, welches zugleich das Wärmeträgerfluid ist (Wk2)), verknüpfen.

a) intern

Bei der internen Einbindung kann auf vier nutzbare Wärmeübertragungsmechanismen zurückgegriffen werden:

- Direktes Verdampfen (DV) und direktes Kondensieren (DK) bei Verdichterbetrieb
- Einphasiges Durchströmen bei Verdichterbetrieb (Überhitzen (Ü), Unterkühlen(Uk))
- Einphasiges Fördern des Kältemittels mit einer zusätzlichen Förderpumpe (FP) und sensibler Wärmeabgabe und -aufnahme
- Thermosiphon-Prinzip (TP) – Nutzung des Zwei-Phasen-Naturumlaufes des Kältemittels. Verdampfen und Wärmeaufnahme von einer Wärmequelle, die eine höhere Temperatur hat, Wärmeabgabe mit Kondensation an eine Wärmesenke, die eine niedrigere Temperatur besitzt. Der Umlauf erfolgt ohne einen Verdichterbetrieb. Die Verdampfung und Kondensation findet dabei annähernd auf dem gleichen Temperaturniveau

statt. Abbildung 4.8 stellt hierzu das Thermosiphon-Prinzip mit seinem Prozess im Phasendiagramm und der Lage der Temperaturen dar.

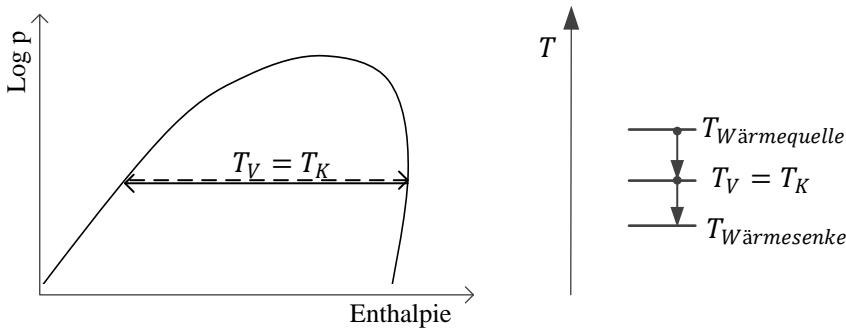


Abb. 4.8: Zwei-Phasen-Thermosiphon-Prinzip: Prozess im Log p, h-Diagramm (links, schematisch) und Lage der Temperaturen (rechts).

b) sekundär

Die geläufigste Variante ist, analog zu Konzept Wk4), das sekundäre Einbinden des Speichers durch die Nutzung eines Trennwärmeübertragers für eine Entkopplung zwischen dem Kältekreislauf und dem Sekundärmedium (Sekm). Diese Form liegt beispielsweise bei Eisspeichern mit einem Glykolkreis vor¹⁶.

c) gemischt

Eine Kombination aus interner und sekundärer Speichereinbindung ist, wie in Wk3), die Verwendung eines 3-Medienwärmeübertragers. Die drei Medien bei der Wärmeübertragung sind das Wärmespeichermaterial, das Kältemittel und ein zusätzliches Sekundärmedium. Von den beiden letztgenannten Medien ist i. d. R. nur eines aktiv.

Eine weitere Kombination mit der internen Einbindung liegt bei Konzept Wk2) vor, bei der das Speichermedium zugleich das Wärmeträgerfluid für die Nutzwärmeauskopplung ist (PCM=WTF). Dies würde z. B. bei einer Slurry-Anwendung oder einem Eisspeicher mit Wasser als Wärmeträgerfluid¹⁷ vorliegen.

4.2.2.3. Interne Integrationsvarianten

Da die interne Einbindung in den Kältekreislauf Gegenstand der drei Konzepte Wk1)-Wk3) ist, für diese unterschiedliche Varianten bestehen und die Integrationsvarianten zugleich die Funktionen des Speichers bestimmen, wird diese detailliert behandelt. Bei der internen Einbindung in den Kältekreislauf wird der Speicher für die Be- und Entladung direkt mit Kältemittel durchströmt. Für die Darlegung der verschiedenen Integrationsvarianten wird ein vereinfachtes Kältekreislaufschema mit zusätzlicher Hydraulik, die für den Einsatz des Speichers erforderlich ist, ergänzt. Abbildung 4.9 zeigt hierzu die vier Varianten – Hochdruckseitig (HD), Niederdruckseitig (ND), Reversibel (Rev) und erweitert Reversibel (Erw. Rev).

¹⁶ Siehe hierzu die Bauart eines Eisspeichers mit internem Schmelzsystem (Abb. 2.27).

¹⁷ Siehe Bauart eines Eisspeichers – Direktverdampfersystem (Abb. 2.27).

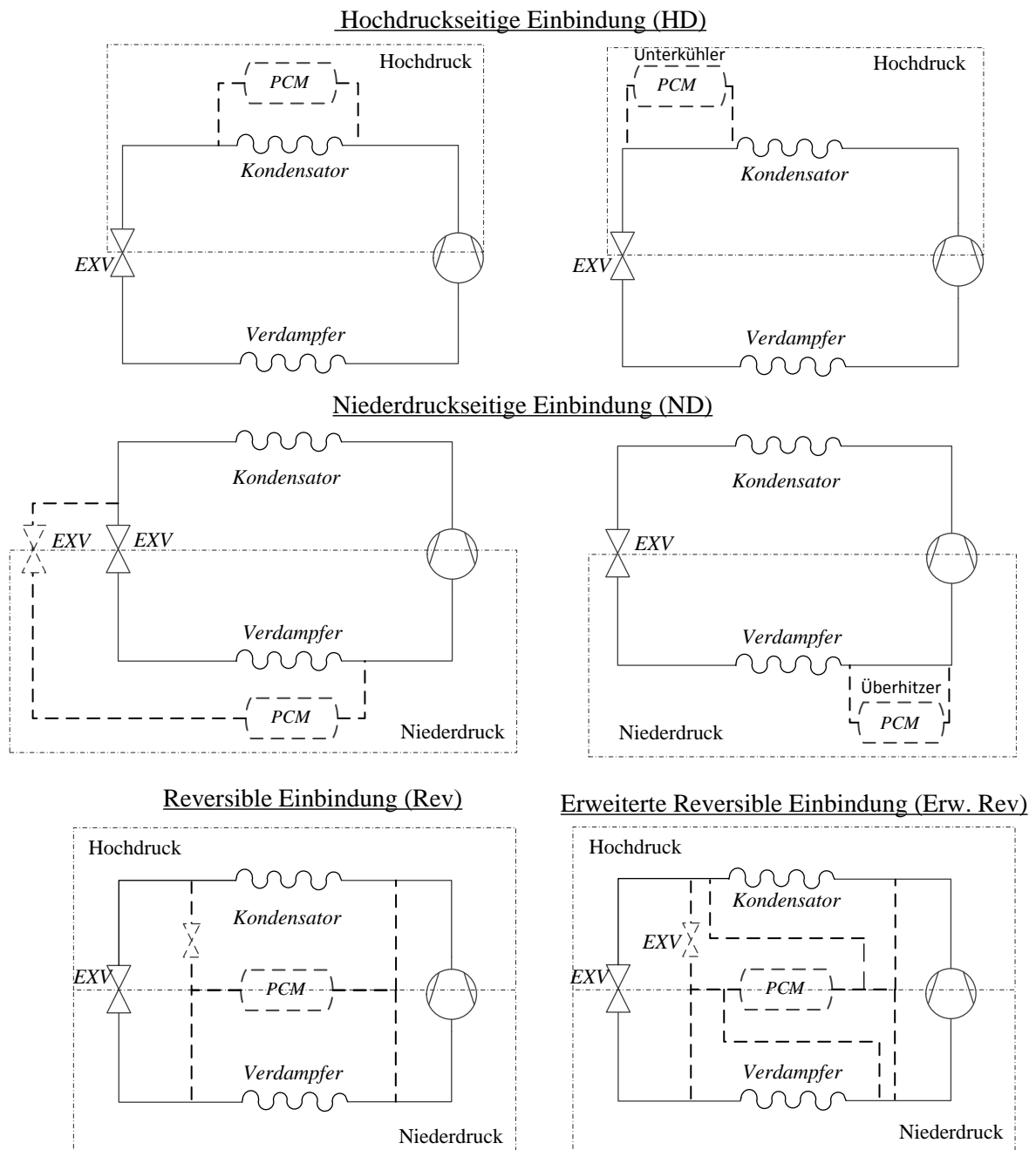


Abb. 4.9: Interne Integrationsvarianten in den Kältekreislauf.

Bei der Integration eines Speichers auf der warmen Seite des Wärmepumpenkreislaufs ist dieser auf hoher Drucklage einzubinden. Abbildung 4.9 (HD) zeigt zwei Arten der hochdruckseitigen Einbindung – parallel zum Kondensator und in Reihe nach dem Verflüssiger. Während die parallele Einbindung den Kondensator substituiert oder unterstützt, ist es bei der seriellen Platzierung möglich, das aus dem Kondensator austretende Kältemittel durch eine Wärmeabgabe an den Speicher zu unterkühlen.

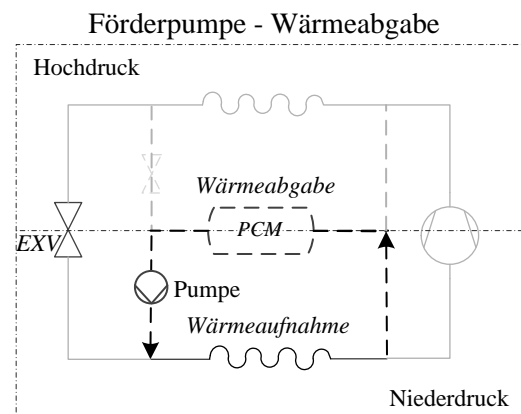
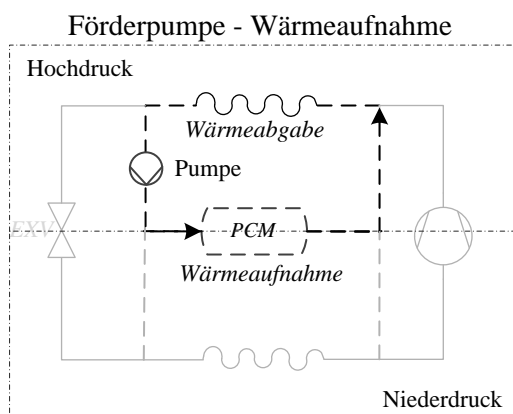
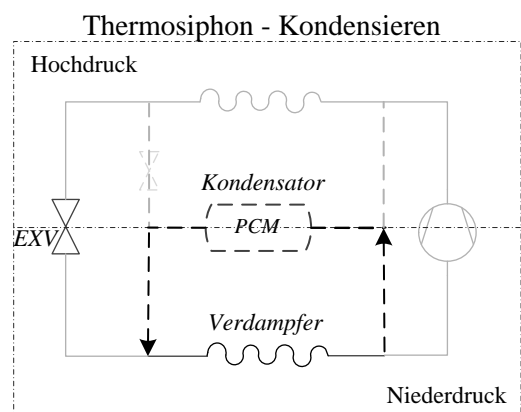
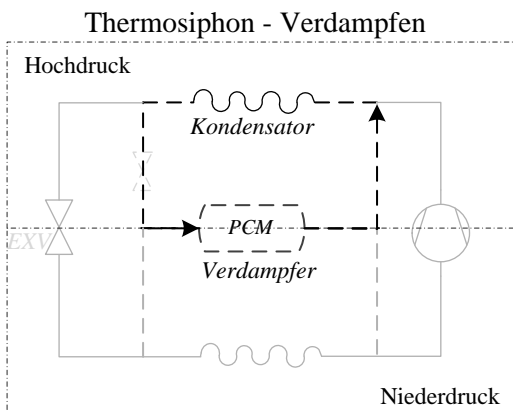
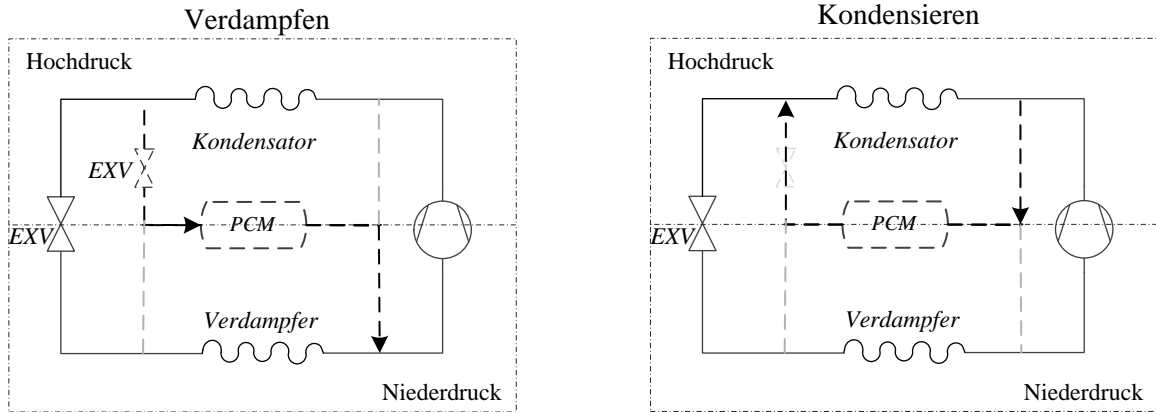
Im Falle der niederdruckseitigen Integration (Abb. 4.9, (ND)) befindet sich der Speicher auf der kalten Seite des Wärmepumpenkreises auf der Drucklage des Verdampfers. Um Kältemittel im Speicher zu verdampfen und die Überhitzung gezielt zu regeln, ist ein zusätzliches Expansionsventil einzusetzen. Wird der Speicher seriell nach dem Verdampfer eingebunden, kann die Überhitzung des Kältemittels aus dem Verdampfer ausgelagert werden und im Speicher stattfinden.

Soll sowohl das Verdampfen von Kältemittel aus dem Speicher als auch das Kondensieren in den Speicher möglich sein, ist dieser reversibel (Rev) einzubinden. Ähnlich wie bei einer reversiblen Wärmepumpe¹⁸ lässt sich der Speicher mit einer Kreislaufumkehrung als Wärmequelle oder Wärmesenke verwenden. Abbildung 4.10 (oben) zeigt die Phase der Speicherbeladung für die beiden Betriebsarten mit Verdampfung bzw. Kondensieren im Speicher mit Angabe der entsprechenden Kältemittelflussrichtung. Für die Speicherentladung – also Abgabe von Nutzwärme oder Nutzkälte – können als Wärmeübertragungsmechanismen das Thermosiphon-Prinzip (TP) oder das Fördern des Kältemittels mit einer zusätzlichen Förderpumpe (FP) angewendet werden (siehe Abb. 4.10). Hierbei geschieht beim „Thermosiphon-Verdampfen“ ein Wärmeaustausch aus dem Speicher, wobei dieser als Wärmequelle dient. Das im Speicher verdampfte Kältemittel strömt in den darüberliegenden Wärmeübertrager und kondensiert dort unter Wärmeabgabe. Beim „Thermosiphon – Kondensieren“ fungiert der Speicher als Wärmesenke, wobei Kältemittel in einem tieferliegenden Wärmeübertrager unter Wärmeaufnahme verdampft und in dem Speicher kondensiert. Wird hingegen eine Förderpumpe eingesetzt lässt sich durch Fördern des Kältemittels sensible Wärme in den Speicher einbringen (Wärmeaufnahme) oder von diesem austragen (Wärmeabgabe).

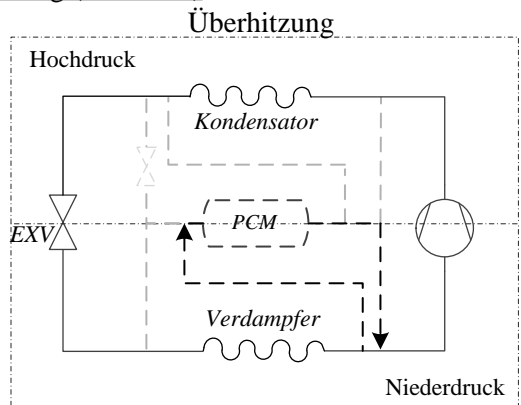
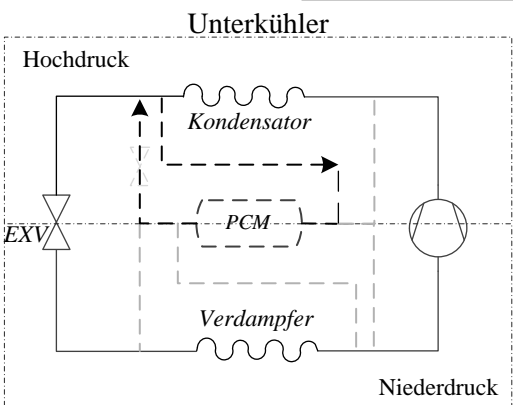
Mit der erweiterten reversiblen Einbindung (Erw. Rev) kann der Speicher im Kältekreislauf nahezu komplett flexibel umgeschaltet und betrieben werden. In dieser Konstellation erfüllt der Speicher die Betriebsarten der reversiblen Einbindung (Rev) und lässt sich zudem zum Unterkühlen oder Überhitzen des Kältemittels verwenden. Die Betriebsweisen der Unterkühlung und der Überhitzung sind in ihrer Verschaltung und Durchströmung in Abbildung 4.10 (unten) dargestellt. Bei der Unterkühlung wird das Kältemittel – nach dem Kondensator und vor der Expansion – flüssig durch den Speicher geführt. Für eine Überhitzung wird der Speicher in Reihe nach dem Verdampfer durchströmt.

¹⁸ Erläuterung einer reversible Wärmepumpe in Kapitel 2.1.3, S.15.

Reversible Einbindung (Rev)



Erweiterte Reversible Einbindung (Erw. Rev)



Legende:
 - - -> Kältemittelflussrichtung

Abb. 4.10: Betriebsarten mit Kältemittelflussrichtung.

4.2.2.4. Matrix der Kopplungsmöglichkeiten

Nach der Untersuchung der Konzepte für die Wärmeein- und -auskopplung, der Wärmeübertragungsmechanismen und der Integrationsvarianten im Kältekreislauf ergibt sich eine Vielzahl an technischen Lösungen, um Energie in einem Speicher ein- oder auszutragen. Tabelle 8 zeigt mit einer Matrix für die verschiedenen Konzepte der direkten (=internen) Integration (Wk1 bis Wk3) durch welchen Wärmeübertragungsmechanismus (DV bis Sekm) – je nach Funktionsart des Speichers (V.-I., Wärme- bis Kältespeicher) und Integrationsvariante (HD bis Erw. Rev) – die thermische Energie bevorratet und genutzt werden kann.

Tabelle 8: Matrix der Kopplungsmöglichkeiten.

Integrationsvariante	Speicherfunktion	Wk1)		Wk2)		Wk3)	
		Bevorratung	Nutzung	Bevorratung	Nutzung	Bevorratung	Nutzung
HD	IV.	TP, FP	DK, Uk	TP, FP, PCM=WTF	DK, Uk	TP, FP, Sekm	DK, Uk
	V.	DK	TP, FP	DK	TP, FP, PCM=WTF	DK	TP, FP, Sekm
ND	I.	DV	TP, FP	DV	TP, FP, PCM=WTF	DV	TP, FP, Sekm
	II.	TP, FP	DV, Ü	TP, FP, PCM=WTF	DV, Ü	TP, FP, Sekm.	DV, Ü
Rev.	I.	DV	TP, FP	DV	TP, FP, PCM=WTF	DV	TP, FP, Sekm
	II.	DK, TP, FP	DV	DK, TP, FP, PCM=WTF	DV	DK, TP, FP, Sekm	DV
	III.	DV, DK	DK, DV	DV, DK, PCM=WTF	DK, DV	DV, DK, Sekm	DK, DV
	IV.	DV, TP, FP	DK	DV, TP, FP, PCM=WTF	DK	DV, TP, FP, Sekm	DK
	V.	DK	TP, FP	DK	TP, FP, PCM=WTF	DK	TP, FP, Sekm
Erw. Rev	I.	DV	TP, FP	DV	TP, FP, PCM=WTF	DV	TP, FP, Sekm
	II.	DK, Uk, TP, FP	DV, Ü	DK, Uk, TP, FP, PCM=WTF	DV, Ü	DK, Uk, TP, FP, Sekm	DV, Ü
	III.	DV, DK	DK, DV, Uk, Ü	DV, DK, PCM=WTF	DK, DV, Uk, Ü	DV, DK, Sekm	DK, DV, Uk, Üb
	IV.	DV, Ü, TP, FP	DK, Uk	DV, Ü, TP, FP, PCM=WTF	DK, Uk	DV, Ü, TP, FP, Sekm	DK, Uk
	V.	DK	TP, FP	DK	TP, FP, PCM=WTF	DK	TP, FP, Sekm

Legende Wärmeübertragungsmechanismen:

- | | | | |
|----|--|---------|--|
| DV | Direktverdampfend | TP | Thermosiphonprinzip |
| DK | Direktkondensierend | FP | Förderpumpe |
| Ü | Überhitzung des gasförmigen Kältemittels | PCM=WTF | Phasenwechselmaterial ≙ Wärmeträgerfluid |
| Uk | Unterkühlung des flüssigen Kältemittels | Sekm | Ein Sekundärmedium als Wärmeträgerfluid |

Zur Erläuterung der Darstellung in Tabellenform wird exemplarisch ein Wärmespeicher (V.) nach dem Konzept Wk1), der hochdruckseitig (HD) eingebunden ist, betrachtet. In dieser Konstellation kann die Wärme nur über das Kältemittel ein- und ausgebracht werden. Die Wärmeeinbringung und somit Bevorratung der Wärme geschieht mit einer Direktkondensation (DK) von Kältemittel im Wärmespeicher. Die Nutzung mit Wärmeaustrag ist anschließend mit dem Thermosiphonprinzip (TP) (siehe Erläuterung S. 60, „Thermosiphon-Verdampfen“) oder durch den Einsatz einer Förderpumpe (FP) möglich. Als ein weiteres Beispiel wird ein Wärmequellenspeicher (II.) nach Wk3), der erweitert reversibel (Erw. Rev) in den Kältekreislauf integriert ist, erläutert. Bei diesem kann die Bevorratung von Wärme direkt über den Kältekreislauf – mit direkter Kondensation (DK) oder Unterkühlung (Uk) von Kältemittel, durch das Thermosiphonprinzip (TP) oder mit einer Förderpumpe (FP) – sowie über ein Sekundärmedium (Sekm) geschehen. Die gespeicherte Wärme kann daraufhin im Kältekreislauf für das Verdampfen (DV) oder Überhitzen (Ü) von Kältemittel genutzt werden.

Beim Konzept Wk4) ist durch die Systemtrennung eine Wärmeein- und -ausbringung ausschließlich durch ein sekundäres Medium möglich. Dies stellt für die Be- und Entladung des Latentwärmespeichers einen simpleren Fall dar und muss daher nicht vertieft erläutert werden. Die Einbindung und der Betrieb des Trennwärmeübertragers im Wärmepumpenkreislauf kann analog zu den Konzepten Wk1 bis Wk3 erfolgen.

Darüber hinaus entstehen mit einer größeren kältetechnischen Anlagenkomplexität, wie beispielweise bei mehreren Verdichtern oder der Kaskadierung von Kältekreisläufen, noch zusätzliche Kopplungsmöglichkeiten.

4.3 Analyse der Speichereinsatzarten

In diesem Abschnitt werden die eingangs aufgeführten Funktionsarten des Speichers (I. –V.) in ihrer Arbeitsweise tiefergehend erläutert und durch allgemeingültige, thermodynamische Zusammenhänge bewertet. Tabelle 9 gibt hierzu einen Überblick der vorgestellten Funktionsarten mit einer schematischen Darstellung der Speicherposition im Kältekreislauf sowie den jeweils resultierenden Nutzen der verschiedenen Anwendungen.

Tabelle 9: Überblick der Funktionsarten zur Analyse der Speichereinsatzarten.

Funktionsart des Speichers	Schema	Anwendung	Nutzen
V. Wärmespeicher		Kondensator	Wärmenutzung
IV. Wärmesenke		Kondensator	Senkung der Kondensationstemperatur
		Unterkühler	Erhöhung der nutzbaren Verdampfungsenthalpie
III. Wärmequelle/-senke (alternierend eingesetzt)		Kondensator/ Verdampfer	Siehe Fälle IV. und II.
		Überhitzer	Siehe Fall II.
		Unterkühler	Siehe Fall IV.
II. Wärmequelle		Verdampfer	Verbesserter Abtauprozess Erhöhte Verdampfungstemperatur
		Überhitzer	Auslagerung oder Stabilisierung der Überhitzung
I. Kältespeicher		Verdampfer	Kältenutzung

In den folgenden Abschnitten werden die Funktionsarten I. bis V. detailliert diskutiert.

4.3.1 Kältespeicher und Wärmespeicher

Die Bevorratung von thermischer Energie in Form eines Kältespeichers (I.) findet für die Raumkühlung je nach Anforderung in einem Temperaturbereich von etwa 0 bis 15 °C statt (siehe Abb. 4.5). Besonders im Fall von Luftentfeuchtungsprozessen können tiefe Temperaturen notwendig sein. Um die Funktion eines Kältespeichers im Zusammenspiel mit der Kältemaschine zu erläutern, zeigt Abbildung 4.11 die Lage der für den Betriebsablauf maßgeblichen Temperaturniveaus und die Abfolge der Prozessschritte (Speicherphasen). Dabei wird in eine Phase der Energienutzung (hier Kältenutzung), die der Wärmeaufnahme aus dem Raum entspricht, und in eine Phase der Energiebevorratung (hier Kältebevorratung), bei welcher der Speicher aktiv durch eine Kältemaschine beladen wird, unterschieden. Um Kälte in einem Speicher zu bevorraten, d. h. um Wärme aus dem Speicher durch den Einsatz einer Kältemaschine zu entziehen, muss das Temperaturniveau des Verdampfens (T_V) unterhalb der Phasenwechseltemperatur T_{PCM} liegen. Das durch die Wärmeaufnahme verdampfte Kältemittel erfährt durch den Kompressor eine Druck- und Temperaturerhöhung (ΔT_{Hub} , roter Pfeil) und gibt anschließend seine Wärme durch Kondensation (T_K) an die Umgebung (T_u) ab. Die Kältenutzung und Entladung des Speichers kann daraufhin zu Spitzenlasten am Tag oder zeitversetzt je nach vorliegender Betriebsstrategie durchgeführt werden.

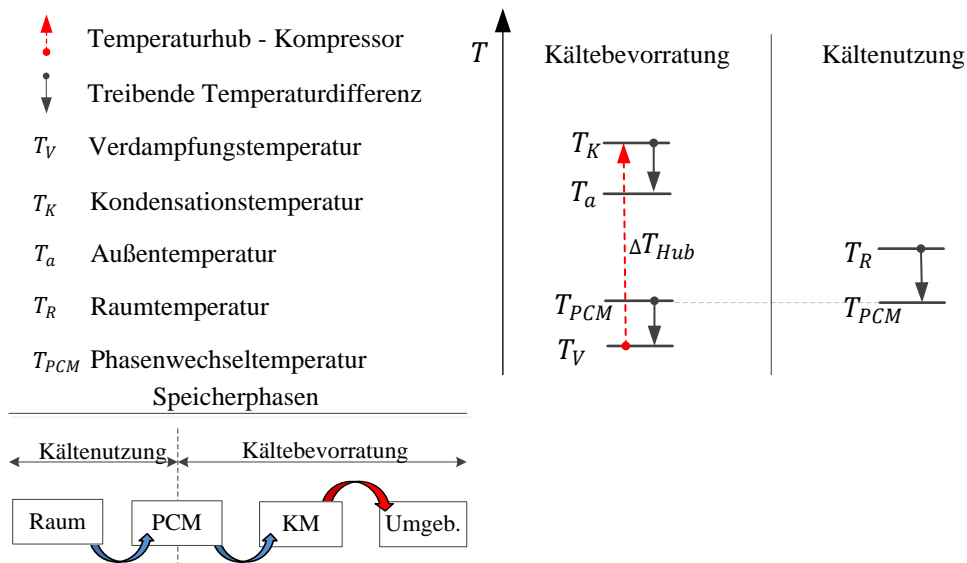


Abb. 4.11: Temperaturniveaus des Kältespeichers einschließlich treibender Temperaturdifferenzen mit Wärmeflussrichtung und Temperaturhub des Kompressors (oben) sowie Speicherphasen des Kältespeichers (unten).

Das maximal zur Verfügung stehende Temperaturgefälle bei der Kältenutzung ist dabei die treibende Temperaturdifferenz zwischen der Raumtemperatur T_R und der Speichertemperatur T_{PCM} . Nehmen weitere Medien an dem Wärmetransport vom Speicher zum Raum teil, ist infolge von thermischen Übertragungsverlusten nur noch eine kleinere treibende Temperaturdifferenz für den Raum nutzbar¹⁹.

¹⁹ Siehe hierzu auch Abb. 2.21 mit der Diskussion zur Wärmeübertragung in PCM-Speichern.

Im Falle eines Wärmespeichers (V.) wird thermische Energie für die Gebäudebeheizung bevorratet. Sein Temperatureinsatzbereich erstreckt sich in etwa von 30 °C bis 50 °C in Abhängigkeit von den vorliegenden Gegebenheiten, in erster Linie bestimmt von der Raumsolltemperatur sowie der Ausführung des Heizsystems. Abbildung 4.12 zeigt die Funktionsweise des Wärmespeichers in Verbindung mit einer Wärmepumpe mit den wirksamen Temperaturniveaus und den Speicherphasen.

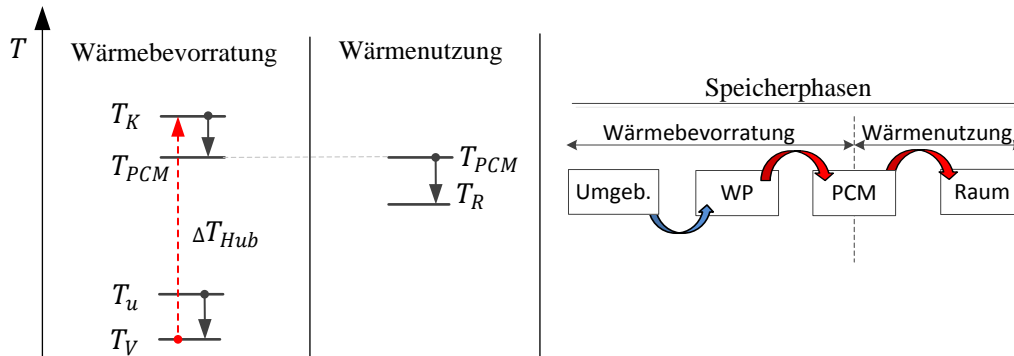


Abb. 4.12: Temperaturniveaus des Wärmespeichers mit Wärmeflussrichtung (links) und Speicherphasen (rechts).

Für eine Bevorratung der Wärme muss die Kondensationstemperatur (T_K) oberhalb der Schmelztemperatur des Phasenwechsellmaterials (T_{PCM}) liegen. Die für den Wärmepumpenbetrieb notwendige Verdampfungswärme wird hierzu aus der Umgebung bezogen, das Kältemittel verdampft und wird auf den Kondensationsdruck komprimiert (siehe Abb. 4.12, Wärmebevorratung). Nach der Bevorratung kann eine Nutzung der gespeicherten Wärme durch eine Wärmeabgabe an den Raum erfolgen (Wärmenutzung).

Thermodynamische Bewertung

Thermodynamisch betrachtet bringt jeder zusätzlich eingebrachte Wärmeübertrager oder Speicher zunächst eine Entropieerzeugung und exergetische Verluste mit sich [70]. Um diese Verluste bei einer Speicheranwendung in einem Wärmepumpensystem zu berücksichtigen, bietet sich daher eine exergetische Bewertung an. Mithilfe der Gleichung (4.1) lässt sich der notwendige Exergieaufwand für den Heizbetrieb einer Wärmepumpe und den Kühlbetrieb einer Kältemaschine bestimmen.

$$\frac{\dot{E}_{KM}}{\dot{Q}_0} = \frac{T_u - T_V}{T_V} \qquad \frac{\dot{E}_{WP}}{\dot{Q}_1} = \frac{T_K - T_u}{T_K} \qquad (4.1)$$

Da ein geringerer Exergieaufwand einer geringeren Zufuhr an mechanischer Arbeit entspricht, ist dieser stets anzustreben. Die Charakteristik des Exergieaufwands bei verschiedenen Umgebungs- und Prozesstemperaturen verdeutlicht hierzu Abbildung 4.13. Naturgemäß begünstigen hohe Umgebungstemperaturen und niedrige Kondensationstemperaturen den Wärmepumpenbetrieb, hingegen niedrige Umgebungstemperaturen mit hohen Verdampfungstemperaturen die Kälteerzeugung. In beiden Fällen ist somit die Temperaturdifferenz ausschlaggebend. Betrachtet man für typische Situationen die Temperaturdifferenz zwischen der Umge-

bungstemperatur und der Nutzseite des Kompressionsprozesses, so liegen im Heizbetrieb überwiegend höhere Differenzen als beim Kühlen vor. Dies wiederum führt über weite Bereiche zu einem höheren Exergieaufwand pro Nutzenergie bei der Wärmepumpe gegenüber der Kältemaschine. Der gleiche Zusammenhang lässt sich auch mithilfe der Leistungszahl darstellen. Hierbei weist der KM-Betrieb wegen der geringeren Temperaturhöhe eine überwiegend höhere Leistungszahl als der WP-Betrieb auf. Abbildung 4.14 zeigt den Verlauf der Leistungszahlen, berechnet mit der Carnotschen Leistungszahl und einer angenommenen Anlagengüte von 0,5 (siehe Gl. (2.6) und Gl. (2.7)). Als Bezugstemperaturen dienen dabei die jeweiligen internen Nutzttemperaturen (T_K , T_V) des WP- bzw. KM-Betriebs sowie vereinfacht die Umgebungstemperaturen mit einer theoretischen Temperaturdifferenz von 0 Kelvin zur internen Prozessstemperatur. Somit sind die Temperaturdifferenzen der Wärmeübertrager vernachlässigt; es gilt beim Heizen $T_V \approx T_u$ und für das Kühlen $T_K \approx T_u$. Die Leistungszahlen lassen sich dadurch auch als Kehrwert des Exergieaufwands mit der Anlagengüte formulieren.

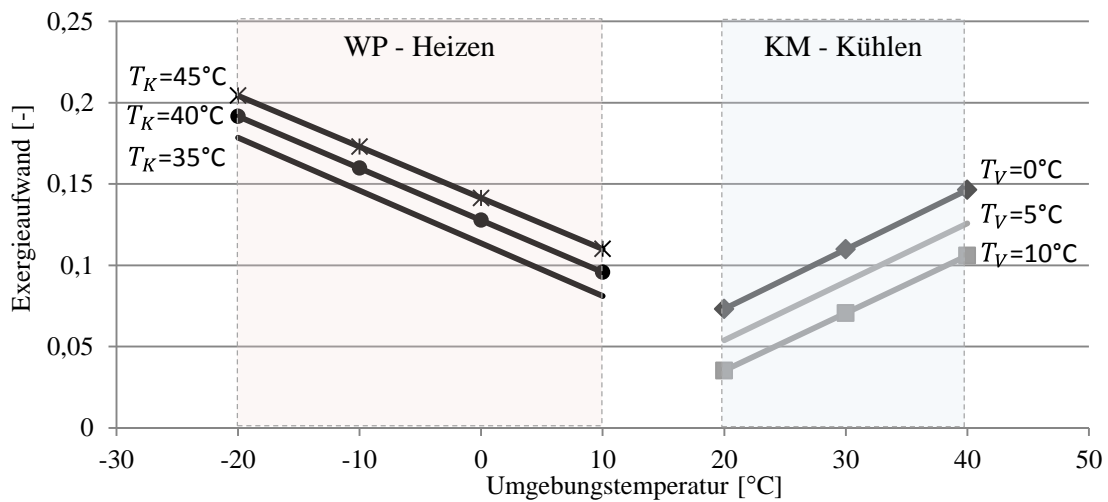


Abb. 4.13: Exergiegehalt der WP bei verschiedenen Kondensationstemperaturen und KM bei verschiedenen Verdampfungstemperaturen bei unterschiedlichen Umgebungstemperaturen.

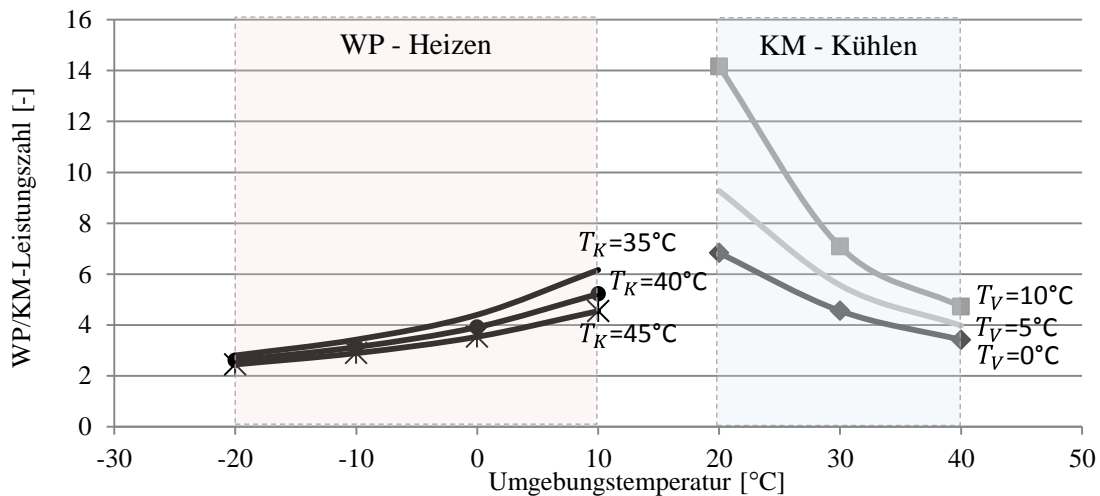


Abb. 4.14: Leistungszahl mit einer Anlagengüte von 0,5 für eine WP bei verschiedenen Kondensationstemperaturen (links) und eine KM bei verschiedenen Verdampfungstemperaturen (rechts) bei unterschiedlichen Umgebungstemperaturen, die als interne Prozessstemperaturen angenommen sind.

Wird nun das Wärmepumpensystem mit einem thermischen Speicher verknüpft, so benötigt dieser für das Be- und Entladen einen Temperaturunterschied. In Abbildung 4.15 werden die hinzukommenden Temperaturdifferenzen, die durch die Einbringung eines Speichers gegenüber einem konventionellen Anlagenbetrieb notwendig sind, aufgezeigt. Die oberen Temperaturschemata aus Abbildung 4.15 stellen den Kältemaschinenbetrieb ohne Speicher (links) dem Anlagenbetrieb mit Kältespeicher (rechts) gegenüber. In gleicher Weise ist in den unteren Temperaturschemata ein normaler Wärmepumpenbetrieb (links) einem WP-Betrieb mit Wärmespeicher (rechts) gegenübergestellt.

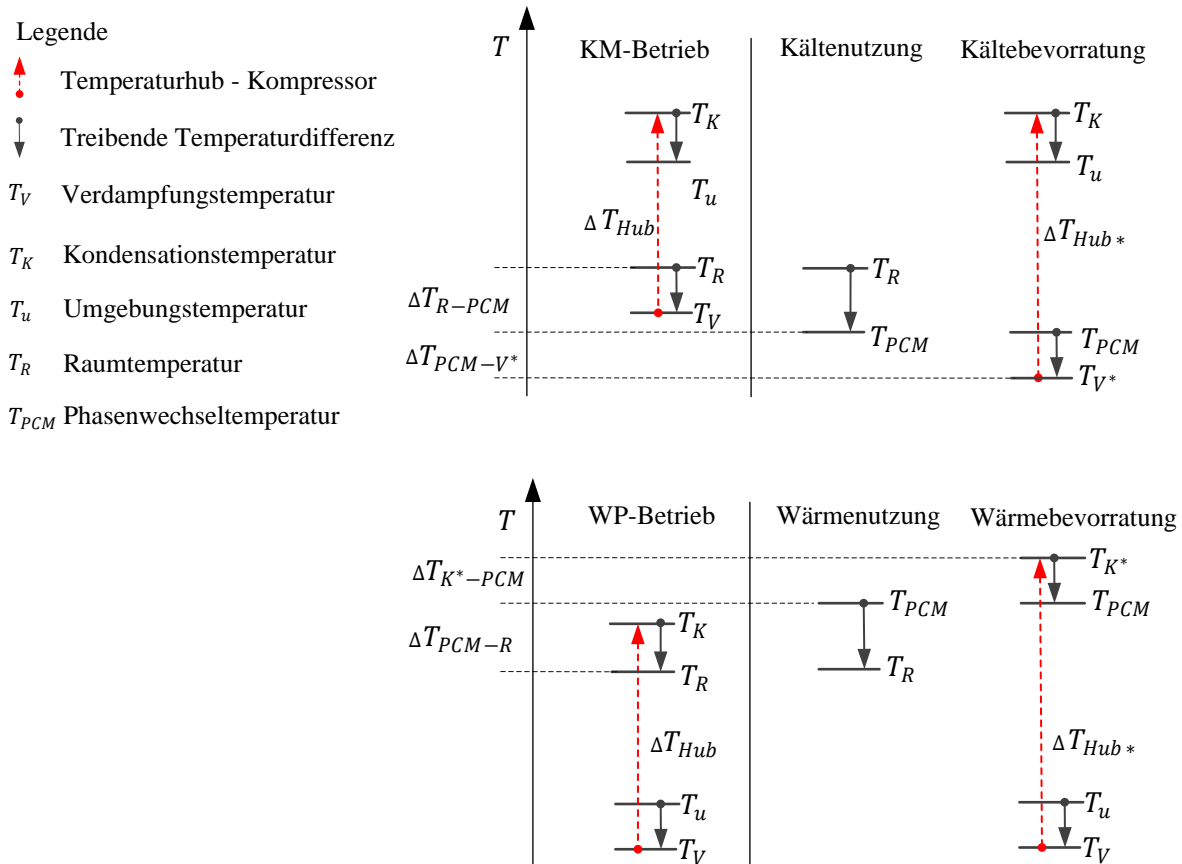


Abb. 4.15: Nötige Temperaturdifferenzen für die thermische Speicherung gegenüber dem konventionellen Anlagenbetrieb im Kühlen (oben) und Heizen (unten).

Zunächst wird der Kältespeicher beurteilt. Weist der Speicher mit seinem Phasenwechselmaterial einen schlechteren Wärmeübergang zum Raum als der normale Kühlbetrieb auf, so ist nach Gleichung (4.2) für eine gleichbleibende Leistung eine größere Temperaturdifferenz ΔT_{R-PCM} erforderlich (siehe Kältenutzung).

$$\Delta T_{R-PCM} = T_R - T_{PCM} \quad (4.2)$$

Weiterhin ist für die Wärmeübertragung bei der Speicherladung (Kältebevorratung) eine niedrigere Verdampfungstemperatur unterhalb der Speichertemperatur aufzubringen, die mit T_{V^*} bezeichnet wird. Für die Speicherladung ist somit die Temperaturdifferenz ΔT_{PCM-V^*} notwendig (siehe Gl. (4.3)).

$$\Delta T_{PCM-V^*} = T_{PCM} - T_{V^*} \quad (4.3)$$

Die gesamte zusätzliche Temperaturdifferenz, die von der Kältemaschine bei der Kältespeicherung erbracht werden muss, kann schließlich durch Gleichung (4.4) beschrieben werden. Diese ergibt sich durch die Addition der Temperaturdifferenzen und stellt somit den Temperaturunterschied zwischen der Verdampfungstemperatur im normalen Kälteanlagenbetrieb T_V und der Verdampfungstemperatur im Betrieb mit Kältespeicher T_{V^*} dar.

$$\begin{aligned} \Delta T_{V-V^*} &= (\Delta T_{R-PCM} + \Delta T_{PCM-V^*}) - \Delta T_{R-V} \\ &= T_R - T_{PCM} + T_{PCM} - T_{V^*} - T_R + T_V = T_V - T_{V^*} \end{aligned} \quad (4.4)$$

Analog zur Kältebevorratung ist bei der Wärmepumpe im Heizbetrieb für die Beladung des Speichers eine zusätzliche Temperaturdifferenz aufzubringen. Während bei der Kälteenergie eine niedrigere Nutztemperatur notwendig ist, ist bei der Wärmebevorratung eine höhere Kondensationstemperatur T_{K^*} als die des WP-Betriebs ohne Speicher T_K erforderlich (siehe Abb. 4.15, unten). Gleichung (4.5) stellt die zusätzliche Temperaturdifferenz für die Wärmepumpe dar.

$$\Delta T_{K^*-K} = (\Delta T_{K^*-PCM} + \Delta T_{PCM-R}) - \Delta T_{K-R} = T_{K^*} - T_K \quad (4.5)$$

Eine Beurteilung der Effizienz von Anlagen mit thermischen Speichern kann nun mithilfe der Carnotschen Leistungszahl und dem Gütegrad für den Kältemaschinen- und Wärmepumpenbetrieb erfolgen (siehe Gleichung (4.6)).

$$\varepsilon_{KM^*} = \frac{T_{V^*}}{T_K - T_{V^*}} \cdot \eta_{G,KM} \quad \varepsilon_{WP^*} = \frac{T_{K^*}}{T_{K^*} - T_V} \cdot \eta_{G,WP} \quad (4.6)$$

Die Temperaturdifferenzen aus Gl. (4.6) lassen sich hierzu auch als die zu erbringenden Temperaturhübe ΔT_{Hub^*} der Verdichtung beschreiben (siehe Gl. (4.7) und Abb. 4.15)

$$\varepsilon_{KM^*} = \frac{T_{V^*}}{\Delta T_{Hub^*}} \cdot \eta_{G,KM} \quad \varepsilon_{WP^*} = \frac{T_{K^*}}{\Delta T_{Hub^*}} \cdot \eta_{G,WP} \quad (4.7)$$

Mit dieser Gleichung lässt sich ein Verhältnis der Leistungszahlen bei einem Anlagenbetrieb ohne Speicher zum Anlagenbetrieb mit Speicher formulieren. Gleichung (4.8) zeigt dies für den KM-Betrieb und Gleichung (4.9) für den WP-Betrieb. Da die Beurteilung jeweils die gleiche Anlage betrifft, kann vereinfacht derselbe Gütegrad angenommen werden.

$$\frac{\varepsilon_{KM}}{\varepsilon_{KM^*}} = \frac{\frac{T_V}{T_K - T_V} \cdot \eta_{G,KM}}{\frac{T_{V^*}}{T_K - T_{V^*}} \cdot \eta_{G,KM}} = \frac{\frac{T_V}{\Delta T_{Hub}}}{\frac{T_{V^*}}{\Delta T_{Hub^*}}} \quad (4.8)$$

$$\frac{\varepsilon_{WP}}{\varepsilon_{WP*}} = \frac{\frac{T_K}{T_K - T_V} \cdot \eta_{G,KM}}{\frac{T_{K*}}{T_{K*} - T_V} \cdot \eta_{G,KM}} = \frac{\frac{T_K}{\Delta T_{Hub}}}{\frac{T_{K*}}{\Delta T_{Hub*}}} \quad (4.9)$$

Parallel lassen sich die Gleichungen (4.8) und (4.9) auch anhand von Leistungen formulieren (siehe Gl. (4.10)). Hierbei entspricht \dot{Q} der thermischen Leistung, P_{el} der elektrischen Leistung bei Anlagenbetrieb ohne Speicher und P_{el}^* der elektrischen Leistung bei Anlagenbetrieb mit Speicher.

$$\frac{\varepsilon_{KM}}{\varepsilon_{KM*}} = \frac{\frac{\dot{Q}_0}{P_{el}}}{\frac{\dot{Q}_0}{P_{el}^*}} \quad \frac{\varepsilon_{WP}}{\varepsilon_{WP*}} = \frac{\frac{\dot{Q}_1}{P_{el}}}{\frac{\dot{Q}_1}{P_{el}^*}} \quad (4.10)$$

Werden nun die Gleichungen (4.8)–(4.10) entsprechend umgeformt, ergibt sich schließlich ein Mehraufwand an Antriebsenergie (M_{el}) (siehe Gl. (4.11) und Gl. (4.12)).

$$M_{el} = \frac{P_{el}^*}{P_{el}} - 1 = \frac{P_{el} \cdot \frac{\varepsilon_{KM}}{\varepsilon_{KM*}}}{P_{el}} - 1 = \frac{\frac{T_V}{\Delta T_{Hub}}}{\frac{T_{V*}}{\Delta T_{Hub*}}} - 1 \quad (4.11)$$

$$M_{el} = \frac{P_{el}^*}{P_{el}} - 1 = \frac{P_{el} \cdot \frac{\varepsilon_{WP}}{\varepsilon_{WP*}}}{P_{el}} - 1 = \frac{\frac{T_K}{\Delta T_{Hub}}}{\frac{T_{K*}}{\Delta T_{Hub*}}} - 1 \quad (4.12)$$

Es wird erkenntlich, dass sich der Mehraufwand wiederum aus dem Verhältnis der Leistungszahlen bilden lässt. Mit der Formulierung des zusätzlich notwendigen Temperaturhubs $\Delta T_{Hub*-Hub}$ (siehe Gl. (4.13)) sowie unter Verwendung der Nutzttemperaturen T_{N*} (siehe Gl. (4.14)), kann der Mehraufwand an Antriebsenergie mit Gl. (4.15) in allgemeiner Form beschrieben werden.

$$\Delta T_{Hub*-Hub} = \Delta T_{Hub*} - \Delta T_{Hub} \quad (4.13)$$

$$T_{N*} = T_V - \Delta T_{Hub*-Hub} \quad T_{N*} = T_K + \Delta T_{Hub*-Hub} \quad (4.14)$$

$$M_{el} = \frac{P_{el}^*}{P_{el}} - 1 = \frac{\frac{T_N}{\Delta T_{Hub}}}{\frac{T_{N*}}{\Delta T_{Hub} + \Delta T_{Hub*-Hub}}} - 1 \quad (4.15)$$

Schließlich lässt sich mit Abbildung 4.16 für typische interne Prozesstemperaturen der Mehraufwand an Antriebsenergie, der aus zusätzlichen Temperaturdifferenzen im Wärmepumpen- und Kältemaschinenbetrieb resultiert, darstellen.

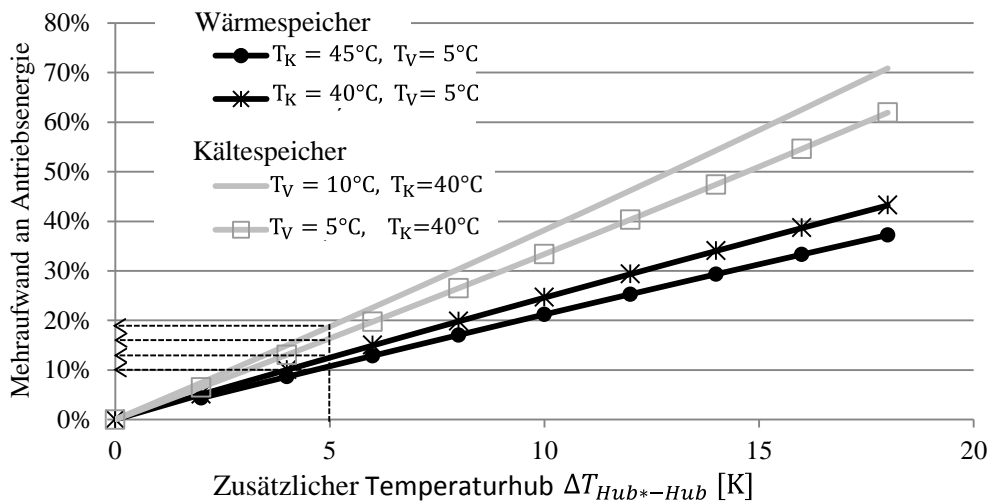


Abb. 4.16: Mehraufwand an Antriebsenergie für den WP- und KM-Betrieb mit thermischen Speichern unter Berücksichtigung verschiedener Verdampfungs- und Kondensationstemperaturen.

Wie aus der Grafik hervorgeht, führen bereits geringe zusätzliche Temperaturdifferenzen zu einem markanten Mehraufwand an Antriebsenergie. Bei einer Temperaturdifferenz von 5 K werden für den Kältemaschinenbetrieb mit Kältespeicher bereits 15 % mehr an elektrischer Leistung benötigt. Für die WP mit Wärmespeicher fällt dieser geringer aus, beträgt jedoch immer noch ca. 10 %. Da Kältemaschinen in der Regel mit kleinerem Temperaturhub betrieben werden, haben die Temperaturdifferenzen bei KM einen größeren relativen Einfluss auf die Leistungszahl. Weiterhin weisen Kältespeicher bei gleichem Temperaturhub (ΔT_{Hub}) und gleichem zusätzlichem Temperaturhub (ΔT_{Hub^*-Hub}) einen höheren Mehraufwand als Wärmespeicher auf (vgl. Linien Kältespeicher ($T_K = 40^\circ C, T_V = 5^\circ C$) zu Wärmespeicher: ($T_K = 40^\circ C, T_V = 5^\circ C$)).

Wie die Darstellung und die Ausführungen noch einmal verdeutlichen, sind möglichst geringe zusätzliche Temperaturdifferenzen bei dem Einsatz eines Speichers essentiell für die Effizienz von Wärmepumpensystemen. Möchte man hingegen die Betriebstemperaturen der Anlage auch bei einem Betrieb mit thermischen Speichern konstant halten, ist dies nur durch tiefere Speichertemperaturen beim Heizen und höhere Speichertemperaturen beim Kühlen zu erreichen. Dies führt folglich zu einer Speicherung mit geringerem Exergiegehalt. Abbildung 4.17 gibt die Temperaturschemata für die Kältespeicherung bei konstant gehaltenen Verdampfungstemperaturen $T_V = T_{V^*}$ und für den Wärmespeicher bei konstanten Kondensationstemperaturen $T_K = T_{K^*}$ wieder.

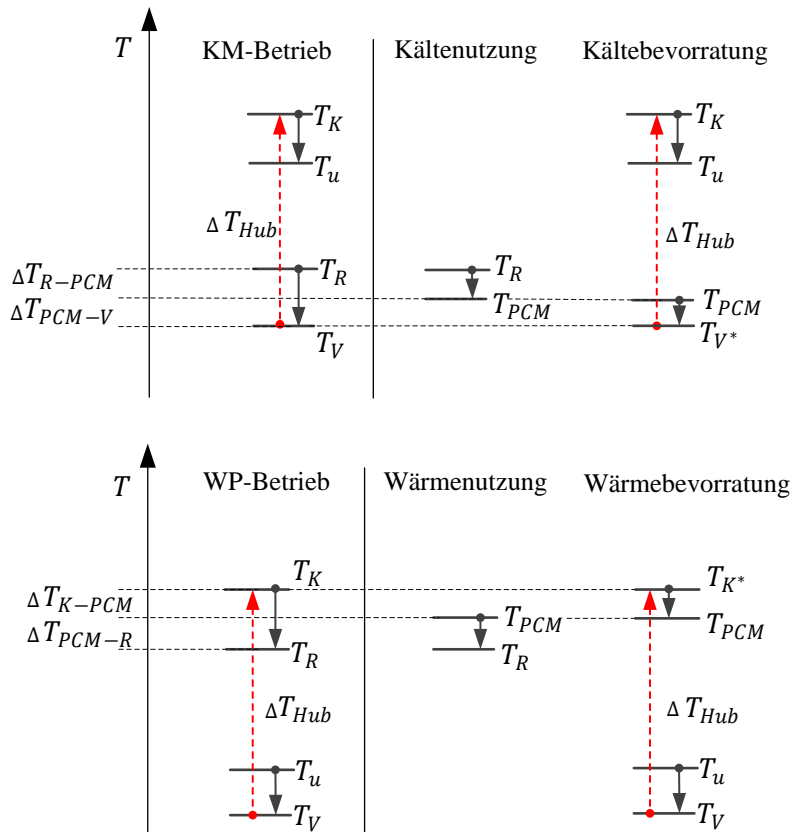


Abb. 4.17: Betrieb mit thermischem Speicher bei konstanten Betriebstemperaturen, Kühlen (oben), Heizen (unten).

Aufgrund eines notwendigen Temperaturgefälles bei der Energiebevorratung muss für die Kälte die Temperaturdifferenz ΔT_{PCM-V} und für die Wärme die Temperaturdifferenz ΔT_{K-PCM} eingeräumt werden (siehe Gl. (4.16)). Diese beiden Temperaturdifferenzen stehen anschließend für die Energienutzung nicht mehr zur Verfügung.

$$\Delta T_{PCM-V} = T_{PCM} - T_V \quad \Delta T_{K-PCM} = T_K - T_{PCM} \quad (4.16)$$

Folglich führt ein Speichereinsatz zu einer Speichertemperatur, die für die Energienutzung im Raum ungünstiger ist als ein Heizen oder Kühlen ohne Speicher. Die Folge ist eine Leistungsminderung aufgrund des geringeren Temperaturunterschieds zum Raum (Kälte ΔT_{R-PCM} , Wärme ΔT_{PCM-R}). Ist es jedoch das Ziel, die gleiche Leistung wie z. B. im Standard WP-Betrieb zu übertragen, so muss – um die geringere Temperaturdifferenz ($\Delta T_{K-R} > \Delta T_{PCM-R}$) zu kompensieren – der Wärmeübergang des Speichers deutlich höher als der Wärmeübergang beim Anlagenbetrieb ohne Speicher sein. Somit müsste für den Wärmepumpenbetrieb nach Gl. (4.17) $UA_{PCM-R} > UA_{K-R}$ vorliegen.

$$UA_{K-R} \cdot \Delta T_{K-R} = UA_{PCM-R} \cdot \Delta T_{PCM-R} \quad (4.17)$$

Da die Wärmedurchgangskoeffizienten der Wärmeträger (Kältemittel, Luft, PCM) nur bedingt gesteigert werden können, sind vorrangig die Wärmeübertragungsflächen zu erhöhen. In der Umsetzung ist allerdings eine zu starke Flächenvergrößerung infolge der steigenden Investitionskosten zumeist unrentabel.

Aus der vorangehenden thermischen Analyse lassen sich einige allgemeingültige Gesetzmäßigkeiten ableiten. Es wurde verdeutlicht, dass für die Ein- und Ausbringung von Energie zwangsweise zusätzliche Temperaturdifferenzen einzuräumen sind. Diese können eine nicht unerhebliche Auswirkung auf die Anlageneffizienz haben und sind daher gering zu halten. Werden hingegen die Betriebstemperaturen der Anlage bei der Speicherladung konstant gehalten, weist der Speicher in der Nutzung ein geringeres Temperaturgefälle zum Raum als der nominale Anlagenbetrieb auf. Hierdurch liegt bei der Nutzung der Energie entweder eine Leistungsminderung vor oder der Wärmetransport vom thermischen Speicher zum Raum muss deutlich besser sein als der des nominalen Anlagenbetriebs. Letzteres ist jedoch in der Praxis kaum umzusetzen.

4.3.2 Wärmequelle

Ein Wärmequellenspeicher (Fall II., siehe Tabelle 9) beschreibt einen Latentwärmespeicher, der als Wärmequelle für den Wärmepumpenbetrieb eingesetzt wird. Der Speicher sorgt hierbei für eine zeitliche Entkopplung, wodurch sich mit unerschlossenen Wärmeströmen Energie bevorraten lässt. Die bevorratete Energie soll daraufhin eine günstigere Wärmequelle als z. B. Außenluft bei tiefer Umgebungstemperatur zur Verfügung stellen. Der Anreiz kann u. a. in einem reduzierten Verdichtungsverhältnis oder in einer Erweiterung des Betriebsbereichs liegen (z. B. monovalenter Betrieb, Abb. 4.2.). Den Nutzeffekt im Kältekreislauf und die Speicherphasen veranschaulicht Abbildung 4.18.

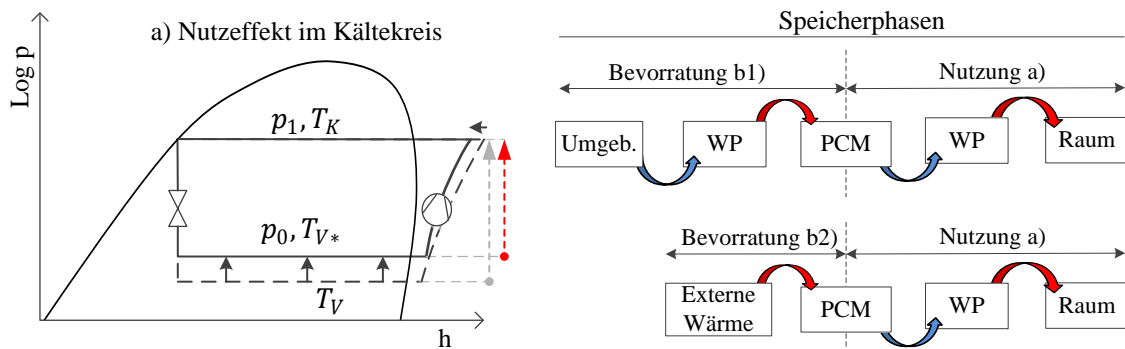


Abb. 4.18: Wärmequellenspeicher, Vorteil der günstigeren Wärmequelle im $\text{Log}(p)$, h -Diagramm (links) und Speicherphasen (rechts).

Bei den Speicherphasen verdeutlicht a) die Phase der Nutzung des Speichers für die Gebäudebeheizung durch eine Wärmepumpe und b) die Phase der Energiebevorratung mit zwei unterschiedlichen Varianten. Betrachtet man den Kältekreislauf, so führt eine Wärmequelle auf höherer Temperatur zu einer höheren Drucklage im Verdampfer, wodurch bei Verdrängerverdichtern ein höherer Kältemittelmassenstrom gefördert werden kann und eine geringere Druckerhöhung notwendig ist. Damit wird eine höhere Verdampferleistung bei gleichzeitig besserer Leistungszahl erreicht. Der Nutzen ist analog im Temperaturschema a) in Abbildung 4.19 zu erkennen. Für das Beheizen eines Gebäudes mit einer Luft-Wärmepumpe können niedrige Verdampfungstemperaturen T_V für die Wärmeaufnahme bei tiefer Umgebungs-

temperatur T_u nötig sein. Mit dem Wärmequellenspeicher lässt sich die niedrige Verdampfungstemperatur T_V umgehen und das Kältemittel kann, durch den Wärmeentzug aus dem Speicher, auf der höheren Temperatur T_{V^*} verdampfen [5].

Im Allgemeinen beträgt bei der Nutzung der Wärmequelle die Steigerung der Effizienz durch höhere Verdampfungstemperaturen je nach Kältemittel und Betriebstemperatur in etwa 2,5–4,5 % pro Kelvin (siehe Anhang A2)²⁰.

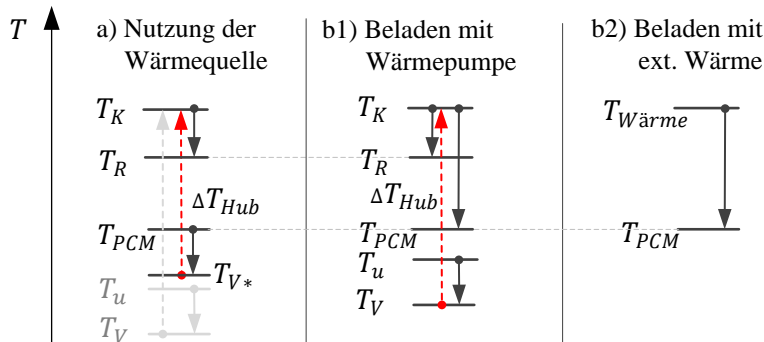


Abb. 4.19: Temperaturniveaus des Wärmequellenspeichers.

Das Beladen des Speichers kann durch überschüssige Wärme aus dem Wärmepumpenkreislauf erfolgen, wenn höhere Umgebungstemperaturen vorliegen (Abb. 4.19, b1)) oder günstigerer Antriebsstrom verfügbar ist. Alternativ kann der Speicher auch mit einem externen Wärmestrom (Abb. 4.19, b2)), z. B. Wärme aus Solarthermie, beladen werden. Die direkte Beladung mit Kondensationsenergie ($\hat{=}$ Wärmeübertragungsmechanismus DK)) nach b1) wird z. B. von Daikin mit einem Wärmequellenspeicher zur Verbesserung des Abtauvorgangs eines Luft-VRF-Systems angewendet. Der Hersteller Viessmann setzt hingegen einen Eisspeicher als Wärmequellenspeicher mit Beladung über Solarthermie ($\hat{=}$ Wärmeübertragungsmechanismus Sekm.)), wie in b2) aufgeführt, ein (siehe Tabelle 4, Stand der Technik) [5].

Wärmequelle – Überhitzer²¹

Eine spezielle Anwendung des Wärmequellenspeichers liegt durch eine Auslagerung der Überhitzung vor²². Bei dieser Auslagerung wird das Kältemittel im Speicher anstatt im Verdampfer überhitzt. Dies bietet eine vollkommene Ausnutzung der Fläche des Verdampfer-Wärmeübertragers für den Siedeprozess. Abbildung 4.20 stellt diesen Vorteil durch den Temperaturverlauf eines Gegenstromwärmeübertragers dar. Gezeigt sind die interne Verdampfungstemperatur T_V sowie die Überhitzungstemperatur $T_{\ddot{u}}$ des Kältemittels und die Temperatur eines Wärmeträgerfluids, das im Verdampfer von T_1 auf T_2 abgekühlt wird. Bei einer Auslagerung der Überhitzung lässt sich durch den Wärmeentzug aus dem Speicher die Siedetemperatur im Verdampfer erhöhen $T_{V^*} > T_V$ (siehe Abb. 4.20, rechts). Da für die Überhitzung

²⁰ Siehe dazu auch Kapitel 2.1.3 Abschnitt „Verdichter“ für die Gründe des Effizienzgewinns bei höheren Verdampfungstemperaturen.

²¹ Der Wärmequellenspeicher als Überhitzer wird für WP betrachtet. Prinzipiell könnte dieser auch bei Kältemaschinen einen Vorteil erzielen, jedoch würde die Auslagerung der Überhitzung die Kälteleistung verringern.

²² Für dessen Einbindung mit Betriebsart siehe Abb. 4.10, unten rechts (Kapitel Systemkonzepte).

im Verdampfer-Wärmeübertrager keine Fläche verwendet werden muss, kann dieser mit geringerer treibender Temperaturdifferenz betrieben werden.

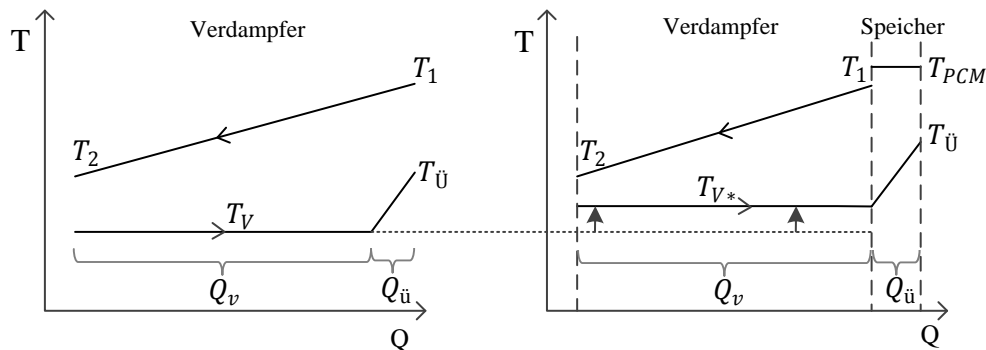


Abb. 4.20: Vorteil einer ausgelagerten Überhitzung im Temperaturverlauf. Verdampfer mit interner Überhitzung (links), Verdampfer mit Speicher und externer Überhitzung im Speicher (rechts).

Alternativ zum Einbringen eines Speichers könnte auch ein Vergrößern der Verdampfer-Wärmeübertragerfläche einen ähnlichen Effekt erzielen. Bei einem Speicher jedoch besteht die Option, eine höhere Wärmequellentemperatur als die Umgebung anzubieten ($T_{PCM} > T_1$). Das mögliche Potential einer Effizienzsteigerung bei der Speichernutzung ist grundsätzlich umso größer, je höher die Überhitzung ($T_{\ddot{u}} - T_V$) und je geringer die Grädigkeit ($T_1 - T_{\ddot{u}}$) zwischen dem Wärmeträgerfluid und dem überhitzten Kältemittel sind. Letzteres lässt sich darauf zurückführen, dass bei einer geringen Grädigkeit ($T_1 - T_{\ddot{u}}$) ein höherer Flächenbedarf für die Überhitzung erforderlich ist.

4.3.3 Wärmesenke

Der Einsatz eines Wärmesenkenspeichers zielt auf eine Effizienzsteigerung im Kältemaschinenbetrieb. Der Speicher wird auf der Hochdruckseite des Wärmepumpenkreislaufes verwendet und soll für eine Zwischenspeicherung der Abwärme im Kühlbetrieb dienen. Dies kann nach Abbildung 4.21 (oben) auf zwei Arten, für die Reduzierung der Kondensationstemperatur oder als Unterkühler nach der Kondensation, realisiert werden. Beide Fälle werden in den nachfolgenden Abschnitten beschrieben. Ferner kann auch die Regeneration auf unterschiedliche Weise geschehen (siehe Speicherphasen, Abb. 4.21).

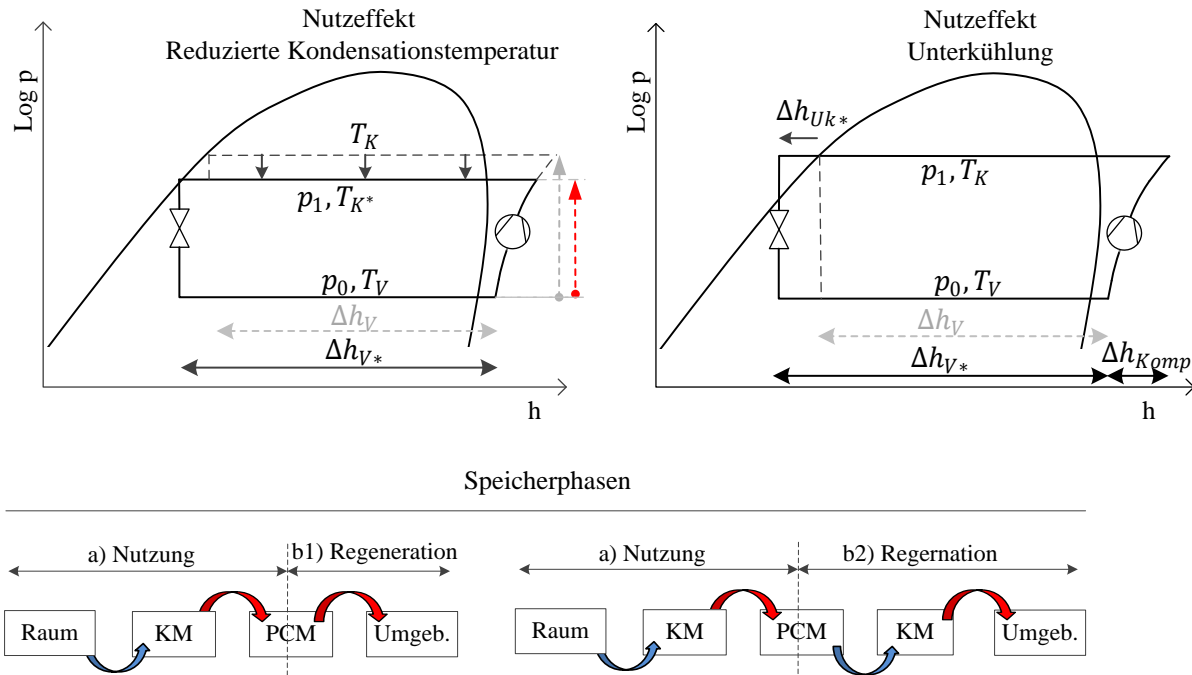


Abb. 4.21: Wärmesenkenspeicher, zur Reduzierung der Kondensationstemperatur (links), als Unterkühler (rechts) und Speicherphasen mit unterschiedlicher Energiebevorratung (unten).

Wärmesenke – Reduzierte Kondensationstemperatur

Ein Wärmesenkenspeicher für die Reduzierung der Kondensationstemperatur lässt z. B. eine Ausnutzung der Temperaturschwankung zwischen Tages- und Nachtstunden zu. Dies erlaubt die Abwärme des Kühlprozesses bei hohen Außentemperaturen an den Speicher abzugeben (a) und den Speicher bei tiefen Außentemperaturen in der Nacht wieder zu regenerieren (b1). Dieses Konzept wurde bereits für Absorptionskälteanlagen demonstriert und kann auf Kompressionskältemaschinen übertragen werden (siehe Stand der Technik S. 40, Wärmesenke). Abbildung 4.22 stellt dazu die Funktionsweise anhand der wirksamen Temperaturniveaus dar. Untertags geschieht die partielle oder vollständige Wärmeabgabe durch Kondensation des Kältemittels im Latentwärmespeicher, der ein niedrigeres Temperaturniveau als die Umgebung besitzt (siehe Abb. 4.22, a). Verglichen mit einer direkten Wärmeabgabe an die Umgebung (Abb. 4.22, Kühlen (Tag)) profitiert der Kältemaschinenprozess von einer tieferen Kondensationstemperatur und somit von einem geringeren Temperaturhub (Abb. 4.22, roter Pfeil zu grauem Pfeil). Neben dem reduzierten Hub steht ebenfalls eine erhöhte nutzbare Verdampfungsenthalpie Δh_{V*} zur Verfügung (siehe linkes Log p, h-Diagramm, Abb. 4.21). Die gespeicherte Wärme kann anschließend wie in b1), zeitversetzt zu den kälteren Nachtstunden, an die Umgebung abgegeben werden. Der PCM-Speicher lässt sich zum Beispiel mit dem Thermosiphon-Prinzip (TP) oder durch sensible Wärmeabgabe beim Umwälzen des Kältemittels (FP) entladen²³. Die sensible Wärmeabgabe ist hierbei dargestellt mit der Temperatur des Wärmeträgerfluids T_{WTF} .

²³ Siehe Wärmeübertragungsmechanismen und Erläuterungen auf S. 54 ff.

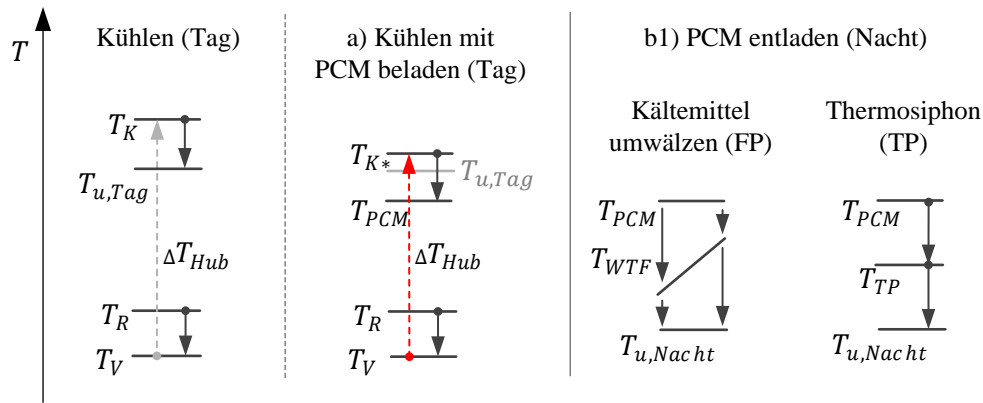


Abb. 4.22: Temperaturniveaus des Wärmesenkenspeichers, von links nach rechts: konventionelle Kälteerzeugung, a) Kühlung mit Wärmesenkenspeicher, b1) Speicherentladung durch Umwälzen des Kältemittels oder durch Thermosiphon Prinzip.

Alternativ zu einer Regeneration des Speichers mit direkter Wärmeabfuhr an die Umgebung, kann die gespeicherte Wärme auch aktiv mit einer Kältemaschine entladen werden (siehe Speicherphasen, b2)). Jene Betriebsweise bietet sich beispielsweise bei tiefen Umgebungstemperaturen in der Nacht oder bei Stromüberschuss aus Photovoltaikanlagen an. Bei zeitversetztem Auftreten von Kühl- und Heizbedarf kann die vom Speicher aufgenommene Abwärme auch für eine Wärmelieferung in das Gebäude zur Deckung des Heizenergiebedarfs genutzt werden (siehe Abb. 4.12).

In der Nutzphase lässt sich je nach Kältemittel und vorliegenden Betriebstemperaturen pro Kelvin gesenkte Kondensationstemperatur die Effizienz um 3–5 % steigern (siehe Anhang A2). Der Wärmesenkenspeicher kann im Betrieb als alleiniger Kondensator oder als parallele Wärmesenke zum bestehenden Kondensator des Kältekreislaufs eingesetzt werden. Bei der parallelen Einbindung wirkt er unterstützend und kann damit den Wärmeübertrager (Kondensator) entlasten.

Wärmesenke – Unterkühler

Für die Funktion als Unterkühler muss der Speicher in Reihe nach dem Kondensator eingebunden sein (siehe Integrationsvarianten, Abb. 4.9). Dieser Speicher soll flüssiges Kältemittel nach der Kondensation im Außenwärmeübertrager weiter in seiner Temperatur absenken. Betrachtet man in Abbildung 4.23 die Temperaturverläufe bei der Wärmeübertragung des Kältemittels, so ist der nachgeschaltete Speicher mit seiner niedrigen Phasenwechseltemperatur T_{PCM} eine weitere Wärmesenke, die das flüssige Kältemittel in seiner Temperatur verringert (T_{UK*}). Im Gegensatz zu einem gewöhnlichen Kondensatoreinsatz (s. Abb. 4.23, links), bei dem das Kältemittel durch das Wärmeträgerfluid kaum oder nur geringfügig unterkühlt wird, kann mit einem Speichereinsatz eine wesentlich stärkere Unterkühlung – sogar unter die Eintrittstemperatur des Wärmeträgerfluids ($T_{UK*} < T_1$) – erfolgen. Ideal wäre in diesem Fall allerdings, infolge der gleitenden Temperatur des Kältemittels bei der Unterkühlung, auch eine gleitende Temperatur des Speichers, um so eine verbesserte minimale Temperaturdifferenz zwischen Kältemittelaustritt und Speichertemperatur zu erhalten ($T_{UK*} - T_{PCM}$).

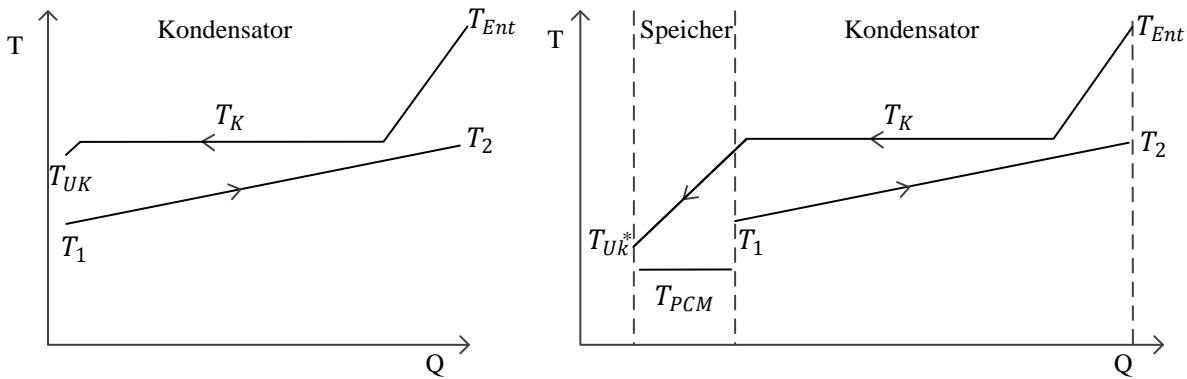


Abb. 4.23: Temperaturverläufe bei der Wärmeübertragung, links ohne Speicher, rechts mit Speicher als Unterkühler.

Durch die Unterkühlung des Kältemittels können die Drosselverluste bei der Expansion reduziert und so ein größerer Enthalpieunterschied für die Verdampfung genutzt werden (siehe Abb. 4.21, Log p-h-Diagramm Unterkühler). Der Temperaturbereich für die Anwendung eines Wärmesenkenspeichers als Unterkühler liegt naturgemäß deutlich unterhalb der Kondensationstemperatur (siehe Temperaturbereich Abb. 4.5). Daher ist eine Entladung des Speichers durch nächtliche Außentemperaturen nur bei Standorten mit ausgeprägten Temperaturschwankungen zwischen Tag und Nacht, in kälteren Regionen oder in der Übergangszeit zu erreichen. Ist dies nicht der Fall, so kann eine aktive Entladung des Speichers durch die Kältemaschine nach b2), Abbildung 4.21 erfolgen.

Nach einer Entladung des Speichers (Phase b)), bewirkt die Unterkühlung des Kältemittels in der Nutzphase (Phase a)) eine Leistungssteigerung der Anlage. Wie hoch die Leistungssteigerung ausfällt, hängt von den Stoffeigenschaften des verwendeten Kältemittels und den Betriebstemperaturen des Prozesses ab. Die Unterkühlung kann entsprechend der Temperaturverläufe durch Gl. (4.18) ausgedrückt werden.

$$\Delta T_{UK^*} = T_K - T_{UK^*} \tag{4.18}$$

Die Leistungssteigerung kann auch als eine Effizienzerhöhung in der Nutzphase aufgefasst werden. Diese ist als eine scheinbare bzw. maximale Effizienzerhöhung des Prozesses zu sehen, da zuvor in der Regel ein Energieeinsatz für die Regeneration des Speichers notwendig ist. So ist z. B. bei einem alternierenden Betrieb zwischen Heizen und Kühlen, bei dem eine Entladung im Heizbetrieb stattfindet, keine zusätzliche Hilfsenergie aufzubringen, da der Speicher anstelle der Umgebung als Wärmequelle verwendet wird. Hingegen ist bei einer Regeneration in der Nacht mit dem Thermosiphonprinzip (TP) mit einer Wärmeabgabe an die Umgebung die Hilfsenergie des Ventilators aufzubringen. Der Energieeinsatz bei der Speicherentladung hängt somit von der Art der Regeneration, der Betriebsstrategie und den Randbedingungen (z. B. Außentemperatur, Speichertemperatur etc.) ab.

Die Leistungssteigerung während der Nutzung lässt sich mit Gl. (4.19) unter Hinzunahme der Darstellung des Kältekreislaufs mit Unterkühler im Log p, h-Diagramm formulieren (siehe

Abb. 4.21). Sie bildet sich aus dem Verhältnis der Leistungen des Anlagenbetriebs mit Unterkühler ($\dot{Q}_{V,mit\ UK}$) zum Anlagenbetrieb ohne Speicher (\dot{Q}_V). Hierbei entsprechen Δh_V der Enthalpiedifferenz des Verdampferbetriebs ohne Speicher und Δh_{UK*} dem hinzukommenden Enthalpiegewinn durch die Unterkühlung. Der Enthalpiegewinn Δh_{UK*} kann hierzu ebenfalls mit der Temperaturdifferenz der Unterkühlung ΔT_{UK*} und der gemittelten spezifischen Wärmekapazität des Kältemittels \tilde{c}_p beschrieben werden.

$$\frac{\dot{Q}_{V,mit\ UK}}{\dot{Q}_V} = \frac{\dot{m} \cdot (\Delta h_{UK*} + \Delta h_V)}{\dot{m} \cdot \Delta h_V} = \frac{\tilde{c}_p \cdot \Delta T_{UK*} + \Delta h_V}{\Delta h_V} = \frac{\tilde{c}_p \cdot \Delta T_{UK*}}{\Delta h_V} + 1 \quad (4.19)$$

Abbildung 4.24 zeigt links die prozentuale Steigerung bezogen auf den Prozess ohne Unterkühlung bei unterschiedlichen Temperaturhüben ($T_V - T_K$) für das Kältemittel R410a. Es ergibt sich eine lineare Steigerung, die bei etwa 1–1,3 % pro Kelvin Unterkühlung liegt. Bei größeren Temperaturhüben, v. a. durch höhere Kondensationstemperaturen und der damit verbundenen zunehmenden Drosselverluste, können höhere Leistungssteigerungen erzielt werden. Werden weitere Kältemittel betrachtet (Abb. 4.24, rechts), weisen einige die gleiche Tendenz wie R410a auf. Ein deutlich geringerer Effekt ist hingegen bei Kältemitteln mit sehr hoher Verdampfungsenthalpie zu sehen (siehe Ammoniak und Wasser).

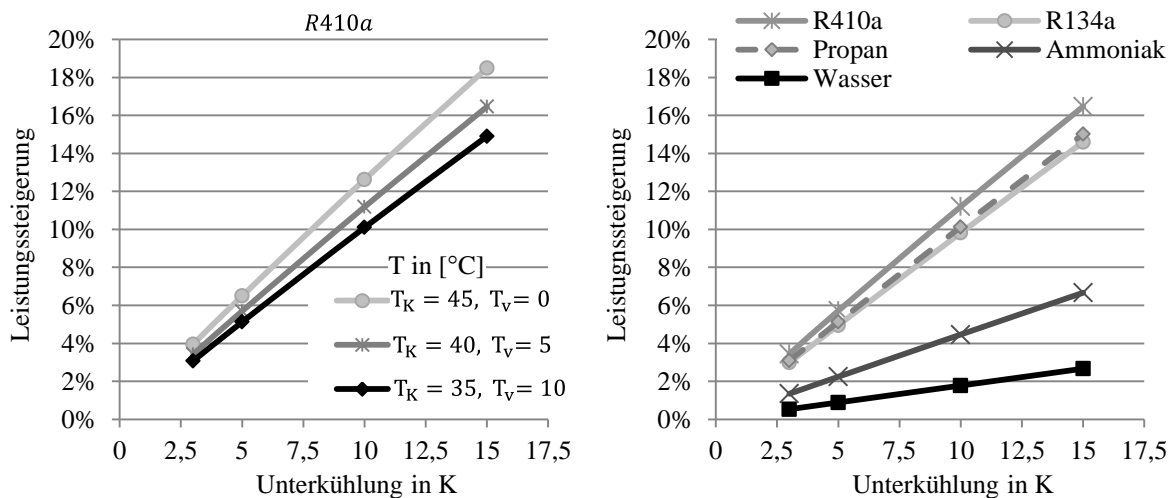


Abb. 4.24: Leistungssteigerung im Kühlbetrieb durch Unterkühlung für R410a (links) und für verschiedene Kältemittel bei $\eta_{isen} = 0,7$, $T_V = 5^\circ\text{C}$ und $T_K = 40^\circ\text{C}$ (rechts).

Erwartungsgemäß bewirkt eine stärkere Unterkühlung eine höhere Leistungssteigerung. Eine größere Unterkühlung benötigt allerdings einen Wärmesenkenspeicher mit tieferer Temperatur, welches sich wiederum negativ auf die Kältebevorratung auswirken kann.

4.3.4 Wärmequelle/ -senke

Insbesondere bei VRF-Systemen mit Wärmeverschiebungsmodus könnte ein Speicher mit einem Phasenwechselmaterial auf mittlerem Temperaturniveau (in der Nähe der Raumtemperatur) Vorteile mit sich bringen. Tritt häufig ein gleichzeitiges Heizen und Kühlen auf, könnte der Speicher je nach Bedarf alternierend als Wärmesenke für die Kondensation oder als Wärmequelle für die Verdampfung verwendet werden und somit für einen Energieausgleich im System mit einer verringerten Wärmeabgabe an die Umgebung sorgen. Der Nutzen für das Kühlen bzw. Heizen können höhere Verdampfungstemperaturen T_{V*} bei der Verwendung als Wärmequelle und tiefere Kondensationstemperaturen T_{K*} bei der Verwendung als Wärmesenke sein (siehe Abb. 4.25).

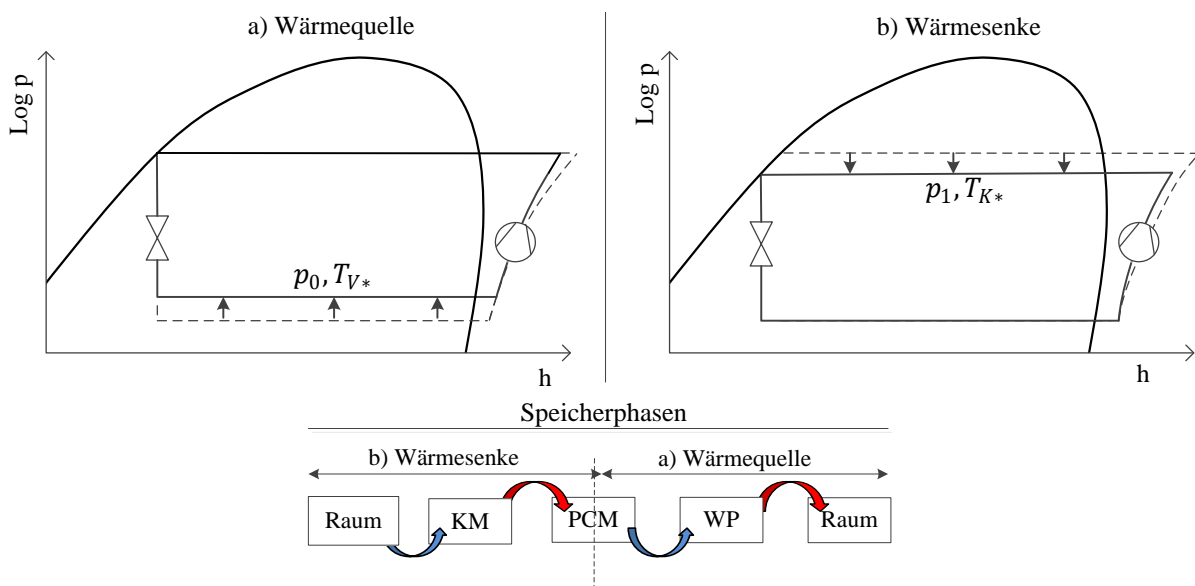


Abb. 4.25: Nutzeffekt des Wärmequellen-/ -senkenspeicher (oben) und Speicherphasen (unten).

Die Funktionsweise speziell für die Wärmeverschiebung lässt sich anhand der Temperaturschemata aus Abbildung 4.26 erläutern. Beim dominierenden Heizen (Abb. 4.26, a)) kondensiert das Kältemittel in den Räumen mit Heizbedarf und verdampft in den Räumen mit Kühlbedarf. Zusätzliche Verdampfungswärme, die für die Beheizung der Räume notwendig ist, wird dem PCM-Speicher entzogen. Überwiegt hingegen der Kühlbedarf (Abb. 4.26, b)), wird überschüssige Wärme, die für die Gebäudebeheizung nicht benötigt wird, in den Speicher eingebracht und somit das Phasenwechselmaterial wieder aufgeschmolzen. Dies ermöglicht es den Verdichter, durch die – zumindest temporäre – Entkopplung unabhängiger von der Umgebungstemperatur zu betreiben (vgl. mit Abhängigkeit von T_u in Abb. 2.2) und zudem Hilfsenergie für den Ventilator bei der Wärmeabgabe oder Wärmeaufnahme über das Außengerät einzusparen. Bei einem passenden Temperaturniveau des PCMs lässt sich der Speicher auch als Kälte- oder Wärmespeicher nutzen, um Energie an das Gebäude zu liefern (siehe Optionen I, II.). Durch die direkte Verwendung der thermischen Energie wäre dieser Fall besonders attraktiv im Hinblick auf die erzielte Energieeinsparung.

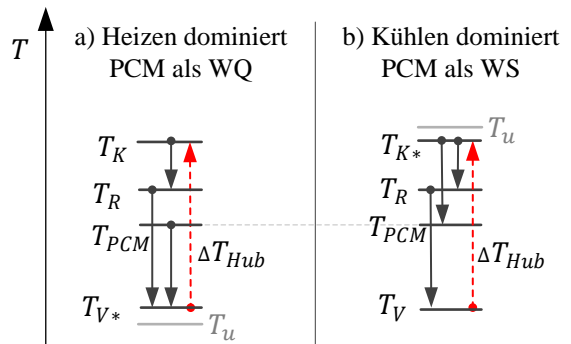


Abb. 4.26: Temperaturniveaus und Energieströme eines Wärmequellen/-senkenspeichers.

In der Analyse der Speichereinsatzarten wurden die einzelnen Funktionsarten von Speichern diskutiert. Um eine vollständige Aussage über den Vorteil des jeweiligen Speichereinsatzes zu geben, ist der gesamte Prozess mit Beladungs-, Stillstands- und Entladungsphase in Verbindung mit dem Gebäudelastgang, der Anlagentechnik und der Betriebsstrategie miteinzubeziehen. Im nachfolgenden Abschnitt erfolgt daher exemplarisch eine Abschätzung des Potentials für die Betriebsstrategie der Wärmeverschiebung unter Verwendung eines Kältespeichers. Entsprechende Untersuchungen sollten für die verschiedenen Funktionsarten als Grundlage für zukünftige Entwicklungsvorhaben durchgeführt werden.

4.4 Potential der Wärmeverschiebung

Auf Basis einer Gebäudeanalyse soll das Potential der Wärmeverschiebung bei VRF-Systemen tiefergehend untersucht werden. Unter Betrachtung von mehreren Gebäudetypen werden die Möglichkeit der *direkten Wärmeverschiebung* bei gleichzeitig auftretenden Heiz- und Kühlenergiebedarf ermittelt und weitere Potentiale durch den Einsatz eines thermischen Speichers (definiert als „erweiterte Wärmeverschiebung“) betrachtet.

4.4.1 Hinführung und Grundlagen der Gebäude- und Anlagensimulation

Um das energetische Potential der direkten Wärmeverschiebung bei VRF-Systemen in Gebäuden klarer zu quantifizieren und um zu untersuchen, welches zusätzliche Potential durch eine thermische Speicherung besteht, wird eine energetische Analyse von Gebäudelastgängen durchgeführt. Zu Beginn wird das Prinzip der Wärmeverschiebung ohne und mit einem Speicher im Tageslastgang durch Abbildung 4.27 erläutert.

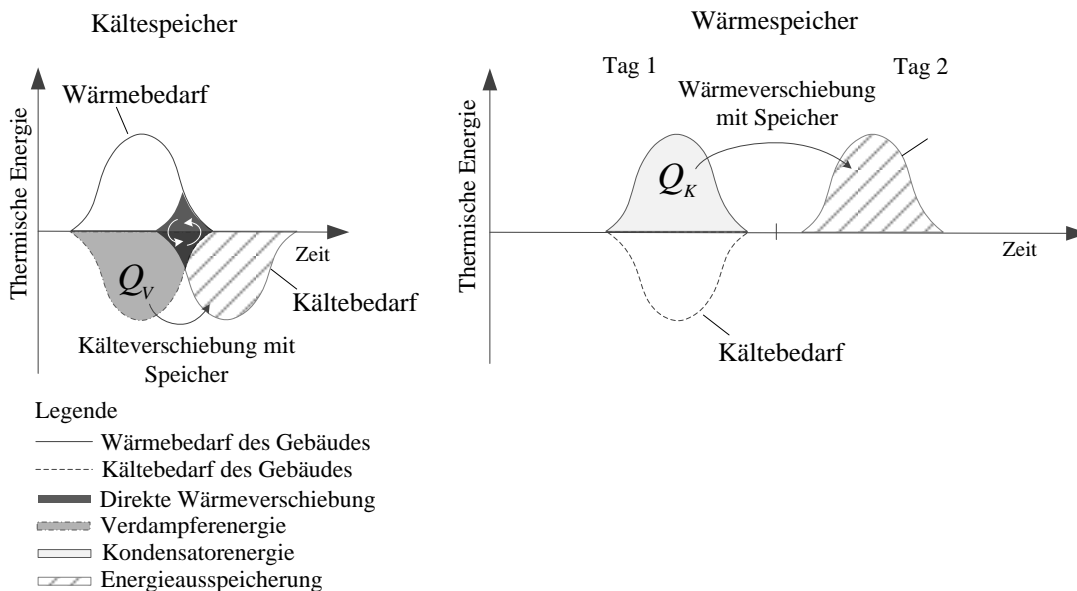


Abb. 4.27: Erweiterte Wärmeverschiebung durch Nutzung eines Kältespeichers (links) oder Wärmespeichers (rechts) im Tageslastgang (schematisch).

Tritt in einem Gebäude mit einer reversiblen Wärmepumpe ein gleichzeitiger Heiz- und Kühlbedarf auf, so kann die thermische Energie von einem Gebäudeteil in einen anderen verschoben werden. Dies wird im Folgenden als *direkte Wärmeverschiebung*²⁴ bezeichnet (s. Abb. 4.27, links). Beispielsweise könnte bei einem großen Bürogebäude in den südorientierten Büros durch interne Lasten und solare Einstrahlung ein Kühlbedarf auftreten, während in den Büros der Nordseite ein Heizbedarf vorliegt. Beim Wärmepumpenprozess ließe sich die Raumluft der gekühlten, südorientierten Büros als Wärmequelle für die Beheizung der nordorientierten Büros nutzen.

²⁴ Siehe auch die Erläuterung des VRF-Systems im Kapitel 2.1.3 Anlagentechnik.

Liegt im Gebäude keine Gleichzeitigkeit von Heiz- und Kühlbedarf vor, treten diese aber im Tagesverlauf nacheinander auf, ließe ein Speicher eine Wärmeverschiebung mit Zeitversatz zu. Ein Wärmespeicher kann somit, durch die Zwischenspeicherung der im Kühlbetrieb am Nachmittag anfallenden Wärmeenergie Q_K , den morgendlichen Heizbedarf am darauffolgenden Tag abdecken (s. Abb. 4.27, rechts). Analog kann ein Kältespeicher als eine Wärmequelle die Verdampferenergie (Q_V) für den Wärmepumpenbetrieb am Vormittag liefern, um anschließend für die Deckung des Kältebedarfs am Nachmittag verwendet zu werden (s. Abb. 4.27, links).

Betrachtet man in der Abbildung die Zeiträume der Ein- und Ausspeicherung des Kälte- und Wärmespeichers wird ersichtlich, dass diese versetzt auftreten. Dennoch findet im dargestellten Ablauf bei beiden Speicherarten nur eine Speicherentladung statt. Da die thermischen Energien der Verdampfung und Kondensation beim Wärmepumpenprozess immer gekoppelt anfallen, ist das Potential der erweiterten Wärmeverschiebung eines Kälte- oder Wärmespeichers in etwa gleich hoch. Nur aufgrund der zugeführten Kompressorenergie fällt etwas mehr Wärme- als Kälteenergie an. Ein Speicher auf der kalten Seite könnte somit bei gleicher Laufzeit des VRF-Systems kleiner dimensioniert werden.

Das Potential, die entstehende Abwärme im Kältemaschinenbetrieb oder die Kühlenergie im Wärmepumpenbetrieb zu nutzen, wurde bisher nur vereinzelt in der Literatur behandelt. Wegen der verschiedenen Anwendungsfälle wurden zumeist Fallstudien an konkreten Gebäuden durchgeführt, die keine allgemeingültigen Aussagen liefern. In einer dieser Untersuchungen wurde ausgiebig das Potential der Wärmeverschiebung für fünf Bürogebäudetypen in verschiedenen Klimazonen analysiert. Es zeigte sich ein direktes Wärmeverschiebungspotential von bis zu 45 % in der gemäßigten Klimazone [71]. In einer anderen Studie wurde für ein Bürogebäude, auf Basis eines realen Gebäudeobjekts, das direkte Wärmeverschiebungspotential bei unterschiedlichen Gebäudemodifikationen simuliert und verschiedene Anlagentechniken miteinander verglichen. Die Energieverschiebung zeigte sich bei den meisten Varianten mit etwa 3-5 % (auf die Kühlenergie bezogen) als gering. Konstante interne Lasten, wie Serverräume, führten dagegen zu einer signifikanten Steigerung der Wärmeverschiebung [72].

Das vorrangige Ziel der folgenden Untersuchung ist es, das Potential der erweiterten Wärmeverschiebung durch einen thermischen Speicher zu beleuchten. Dafür wird eine Auswahl an typischen Gebäuden, in denen VRF-Systeme eingesetzt werden, betrachtet.

4.4.1.1. Gebäudetypen

VRF-Multi-Split-Systeme mit der Funktion einer Wärmeverschiebung werden in unterschiedlichen Nichtwohngebäuden eingesetzt, weshalb sich ein Standardgebäude nicht klar definieren lässt. Um dies zu berücksichtigen werden 3 verschiedene Gebäudetypen untersucht: 1. ein Bürogebäude mittlerer Größe, 2. ein Institutsgebäude mit Büroräumen und Laboren und 3. ein

Gewerbegebäude mit Lagerfläche und einem energieintensiven Verkaufsbereich (Multimediaabteilung) (s. Tabelle 10).

Tabelle 10: Untersuchte Gebäudetypen.

Typ 1	Typ 2	Typ 3
Bürogebäude	Institutsgebäude	Gewerbegebäude
Hauptnutzungsart: Büro	Hauptnutzungsart: Büro mit Labor	Hauptnutzungsart: Gewerbe
Gebäudezonen: Büro, Verkehrsflächen, Besprechungsraum, Server	Gebäudezonen: Büro, Besprechungsraum, Labor, Verkehrsfläche	Gebäudezonen: Lagerfläche, Verkaufsfläche, Verkehrsfläche

Für die Gebäudemodellierung der einzelnen Gebäudetypen sind die hinterlegten Parameter, wie z. B. die der Bauteile und der Nutzung, detailliert im Anhang B1 aufgeschlüsselt. Bei der Modellierung ist eine möglichst hohe Repräsentativität anzustreben. Um realistische Gebäude abzubilden, wurden daher Festlegungen auf Basis von Richtlinien und Normen, wie u. a. der DIN V 18599 [73], getroffen.

4.4.1.2. Gebäudemodellierung

Allgemein hat die Gebäudeklimatisierung die Hauptaufgabe ein produktives Arbeits- und Raumklima für den Menschen zu schaffen. Um dies zu gewährleisten, muss das Klimatisierungssystem für eine bestimmte Temperatur und Luftfeuchtigkeit im Raum sorgen. Hierbei muss es den internen Einflüssen (Wärmeabgabe von Personen, Beleuchtung, Maschinen, etc.) und äußeren Einflüssen (Transmissionswärmeverluste, solare Einstrahlung, Infiltration, etc.) entgegenwirken. Im Hinblick auf die Wärmebilanz eines Raumes ergibt sich, durch das Zusammenwirken der internen und äußeren thermischen Einflussgrößen mit der Speicherkapazität des Raumes, ein Heiz- oder Kühlenergiebedarf. Aus dem Zusammenspiel der einzelnen

Wärmebilanzen der Räume resultiert wiederum ein Lastgang des Gebäudes. Für die Simulation des Gebäudeenergiebedarfs kann auf dynamische Gebäudesimulationsprogramme zurückgegriffen werden. Im Rahmen dieser Untersuchung wird dafür das Programm DesignBuilder [74] verwendet und die meteorologischen Daten des Standorts München gewählt. Die Generierung der Lastgänge erfolgt hierzu auf Stundenbasis.

4.4.1.3. Modellierung der Anlagentechnik

Das Modell des VRF-Multi-Split-Systems wird empirisch auf der Grundlage von Herstellerdaten (siehe Anhang B2) gebildet. Die Erzeugung des Modells mit den Leistungszahlen – EER für den Kühlbetrieb und COP für den Heizbetrieb – beruht auf einer multiplen Regression der Anlagendaten, welche die entscheidenden Einflussparameter berücksichtigt. Die Leistungszahl der Kältemaschine lässt sich bei einer fest angenommenen Innenraumtemperatur (Feuchtkugeltemperatur) mit dem Teillastfaktor der Anlage (PR, engl. Part load ratio) und der Trockenkugeltemperatur der Außenluft T_a durch ein Polynom dritter Ordnung beschreiben (siehe Gl. (4.20)). Hierbei wird sich auf die Trockenkugeltemperatur bezogen, da im Kühlbetrieb eine Wärmeabgabe an die Umgebung durch Kondensation des Kältemittels erfolgt.

$$\begin{aligned} EER = & a_0 + a_1 \cdot PR + a_2 \cdot PR^2 + a_3 \cdot PR^3 + a_4 \cdot T_a + a_5 \cdot T_a^2 + a_6 \cdot T_a^3 \\ & + a_7 \cdot PR \cdot T_a + a_8 \cdot PR \cdot T_a^2 + a_9 \cdot PR^2 \cdot T_a + a_{10} \cdot PR^2 \cdot T_a^2 \end{aligned} \quad (4.20)$$

Der Teillastfaktor wird hierzu mit der nominellen Leistung des VRF-Multi-Split-Systems berechnet:

$$PR = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{nom}} \quad (4.21)$$

Gleichermaßen lässt sich der COP im Wärmepumpenbetrieb als Polynom dritter Ordnung in Abhängigkeit des Teillastfaktors und der Feuchtkugeltemperatur der Außenluft $T_{a,f}$ bei einer festgelegten Innenraumtemperatur (Trockenkugel) nach Gl. (4.22) bilden. Infolge der Wärmeaufnahme aus der Umgebung, bei der ggf. Wasser aus der Luft am Verdampfer kondensiert, geht bei der COP-Leistungszahl die Feuchtkugeltemperatur mit ein.

$$\begin{aligned} COP = & a_0 + a_1 \cdot PR + a_2 \cdot PR^2 + a_3 \cdot PR^3 + a_4 \cdot T_{a,f} + a_5 \cdot T_{a,f}^2 \\ & + a_6 \cdot T_{a,f}^3 + a_7 \cdot PR \cdot T_{a,f} + a_8 \cdot PR \cdot T_{a,f}^2 + a_9 \cdot PR^2 \cdot T_{a,f} \\ & + a_{10} \cdot PR^2 \cdot T_{a,f}^2 \end{aligned} \quad (4.22)$$

Für beide Modelle lassen sich die Koeffizienten aus Anhang B3 entnehmen.

Erwartungsgemäß weist der Kältemaschinenbetrieb eine hohe Leistungszahl bei tiefen Außentemperaturen auf (s. Abb. 4.28). Die Wärmepumpe hingegen profitiert von höheren äußeren Feuchtkugeltemperaturen und zeigt bei diesen eine Zunahme des COP-Werts. Beide Verhal-

ten stehen im Einklang mit dem Verlauf der Carnot-Leistungszahl. Ferner zeigt sich auch, wie in Kapitel 4.3.1 diskutiert, eine überwiegend höhere Leistungszahl im Kältemaschinen- als im Wärmepumpenbetrieb²⁵.

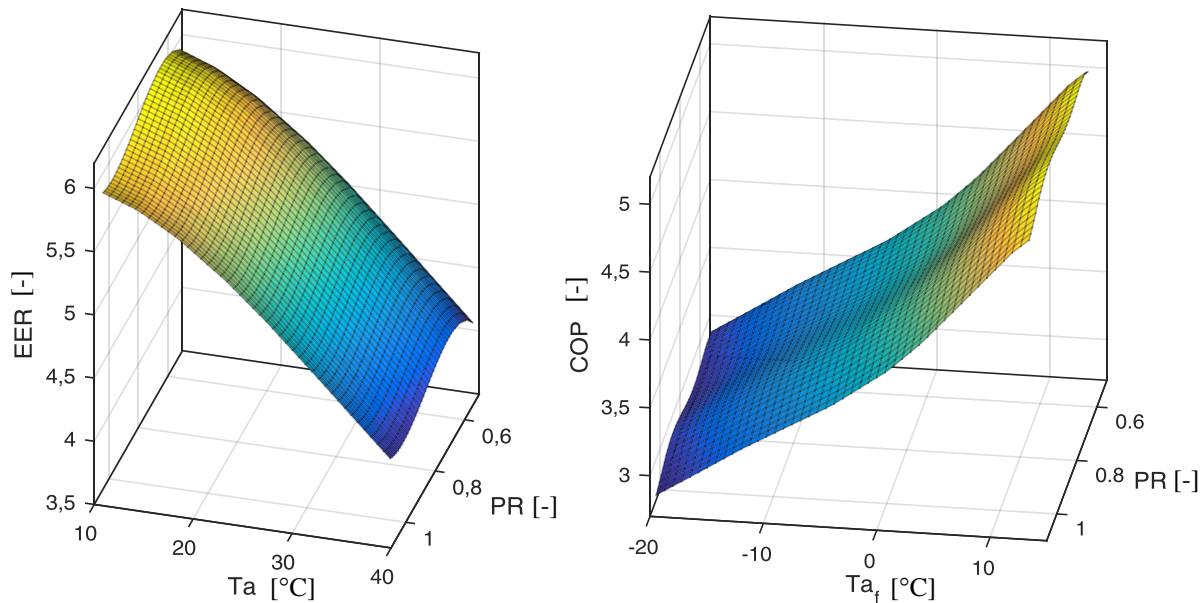


Abb. 4.28: Charakteristik des Kältemaschinenbetriebs (links) und des Wärmepumpenbetriebs (rechts).

Im Hinblick auf das Teillastverhalten der Anlage (PR-Wert) liegt in beiden Fällen eine geringfügige Auswirkung auf die Leistungszahlen vor. Grundlegend wäre in Teillast eine höhere Effizienz zu erwarten. Wird der Luftvolumenstrom bei einem Innengerät konstant gehalten, führen geringere Leistungen zu geringeren Temperaturspreizungen auf der Luftseite. Die geringeren Temperaturspreizungen würden wiederum zu günstigeren Verdampfungs- bzw. Kondensationstemperaturen führen. Diese Tendenz ist beim Kältemaschinenbetrieb durch die leichte Krümmung bei den PR-Faktoren von 1 bis 0,8 erkennbar. Größere Vorteile des Anlagenbetriebs in Teillast sind durch eine vermutlich nicht optimierte Regelung des Herstellers relativiert, wodurch das Modell primär von den äußeren Temperaturen abhängig ist.

Um das vorgestellte empirische VRF-Modell für die verschiedenen Gebäude nutzen zu können, wird die Leistung des VRF-Systems nach der Last des Gebäudes skaliert. Als Grundlage dazu dient die maximal auftretende Heiz- oder Kühllast. Übersteigt hierbei die Kühllast die Heizlast, so wird das VRF-System mit seiner Kälteleistung nach der Kühllast ausgelegt. Falls hingegen die Heizlast höher ist als die Abwärme, die bei einer Deckung der Kühllast im Kältemaschinenbetrieb anfallen würde, wird das VRF-System in seiner Leistung auf die Heizlast dimensioniert.

²⁵ Der Grund ist der geringere Temperaturhub im Kühlbetrieb, siehe Exergieaufwand und Leistungszahlen (Abb. 4.13 und Abb. 4.14).

4.4.2 Energetische Gebäudeanalyse und Untersuchung der Wärmeverschiebung

Für die energetische Gebäudeanalyse wird der simulierte Gebäudelastgang mit der Anlagentechnik gekoppelt. Die Energiemenge der direkten Wärmeverschiebung ergibt sich nach der Effizienz, dem Betriebsmodus des VRF-Systems und dem vorliegenden Heiz- und Kühlbedarf. Zunächst ist der dominierende Anlagenbetrieb der Außeneinheit (Kühlen oder Heizen), der sich infolge der Gebäudelast und der Anlageneffizienz einstellt, zu bestimmen (siehe Anhang B4). Anschließend kann je nach dominierendem Betrieb die direkt verschiebbare Energiemenge durch eine Fallunterscheidung definiert werden. Der Ablauf der Fallunterscheidung wird anhand von Abbildung 4.29 verdeutlicht.

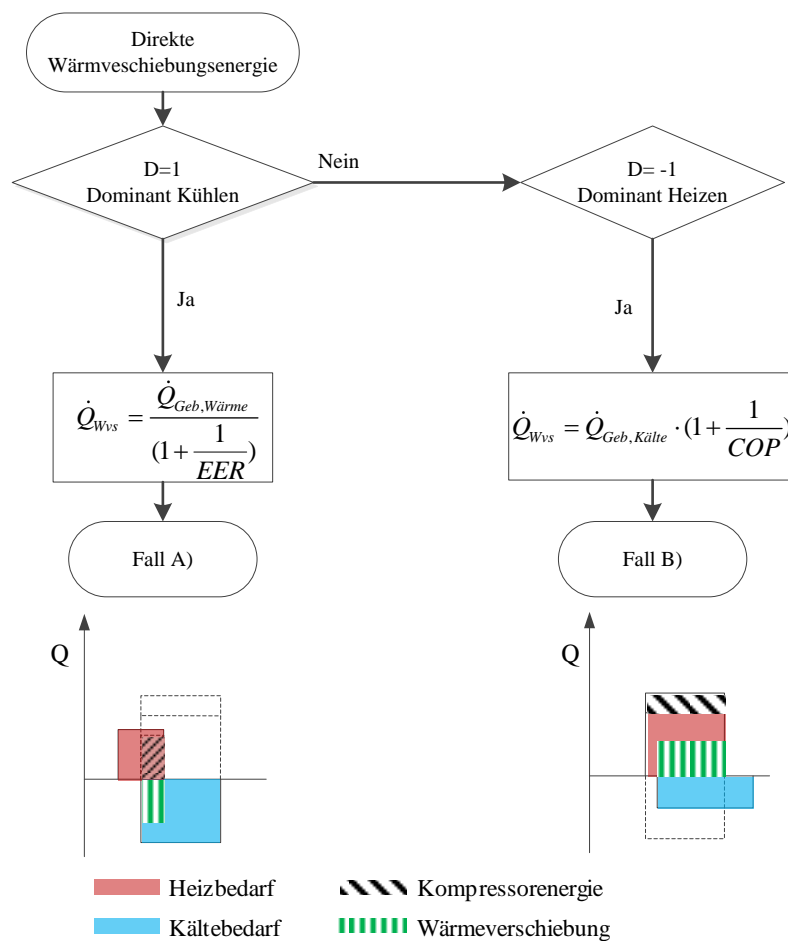


Abb. 4.29: Fallunterscheidung bei der Wärmeverschiebung zur Bestimmung der verschiebbaren Energiemenge.

Im Fall des dominanten Kühlens, wird die Energiemenge der Wärmeverschiebung mit jenem Anteil der Verdampfungsenergie definiert, der – mit der Kältemaschinenabwärme – für die Deckung des Gebäudeheizenergiebedarfs sorgt. Dominiert hingegen der Heizbetrieb, kann die Verdampferenergie und ein Anteil der Kompressionsenergie verschoben werden. Durch diese beiden Definitionen lässt sich auf eine Restmenge an Energie schließen, die noch zusätzlich bereitgestellt werden muss. Die im unteren Teil der Abbildung 4.29 schematisch skizzierte Wärmeverschiebung wird in gleicher Weise bei den folgenden Lastgängen dargestellt.

4.4.2.1. Direkte Wärmeverschiebung

Repräsentativ für die energetische Untersuchung wird der Gebäudelastgang von Gebäudetyp 1, dem Bürogebäude, analysiert. Hierzu zeigt Abbildung 4.30 links oben den Verlauf des Wärme- und Kältebedarfs über das Jahr. Die Leistung der direkten Wärmeverschiebung ist in grün dargestellt. Während in den Sommermonaten kaum Heizbedarf vorliegt, kommt es hingegen in der Übergangszeit und im Winter vor allem durch die internen Lasten zu einem Kühlbedarf. Infolgedessen ist in diesen Zeiträumen das Potential der Wärmeverschiebung höher. Betrachtet man den Energiebedarf des Gebäudes an einem Tag in der Übergangszeit (siehe Abb. 4.30, rechts oben) mit der Leistung auf der linken Ordinate und der Außentemperatur auf der rechten Ordinate, so ist ein wechselndes Verhalten mit einem Heizbedarf in den Vormittagsstunden und einem Kühlbedarf am Nachmittag erkennbar.

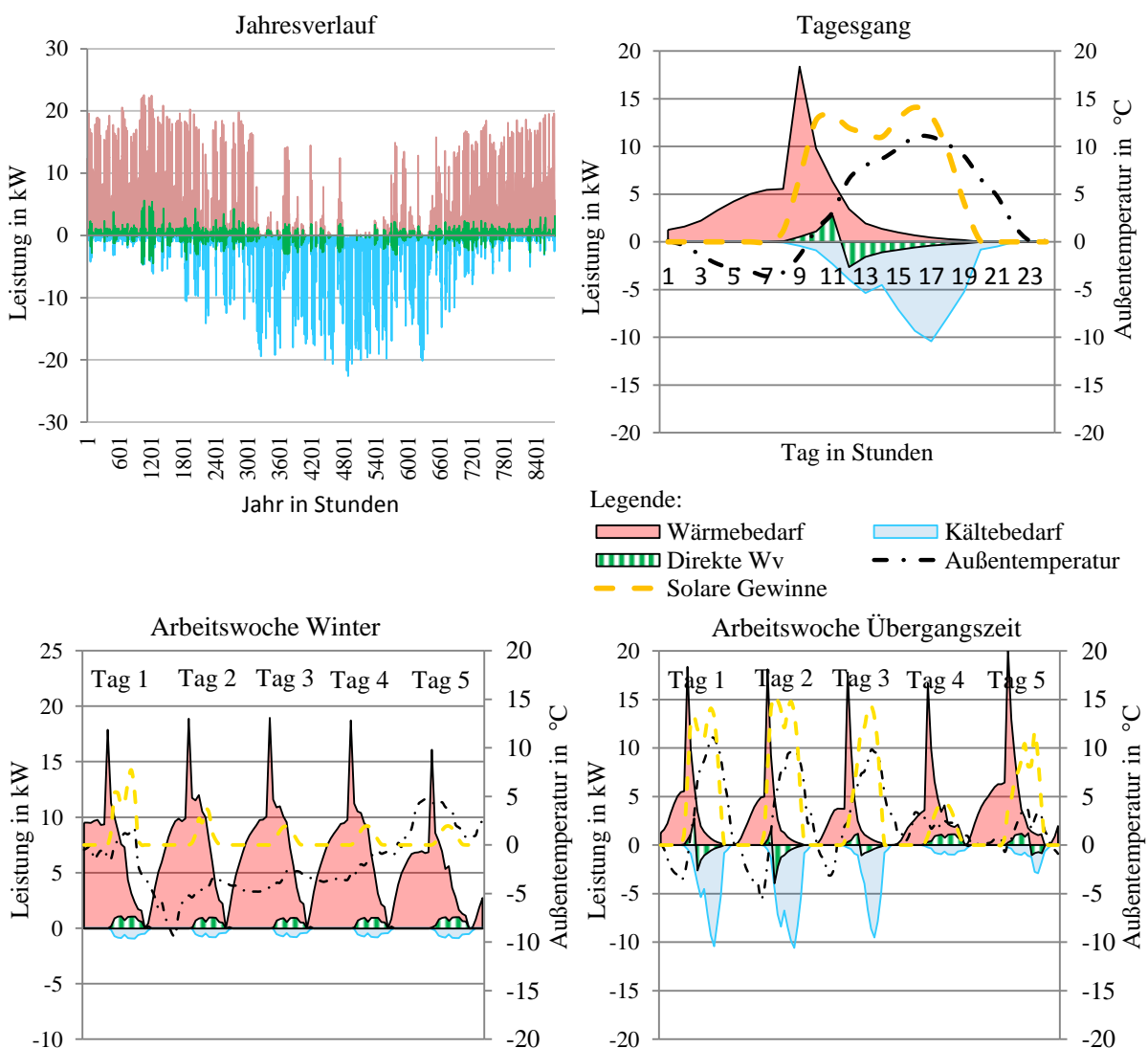


Abb. 4.30: Jahresverlauf (links, oben), exemplarischer Tagesverlauf der Lasten (rechts, oben) mit dominierenden Heizbedarf vormittags und dominierenden Kühlbedarf am Nachmittag sowie Gebäudeenergiebedarf zweier Arbeitswochen (unten). Simuliert für Gebäudetyp 1: Bürogebäude.

Die auftretende Heizspitze in den Morgenstunden kennzeichnet den Anfang der Büronutzungszeit und entsteht durch das Anheben der Raum-Sollwerttemperatur von der Nachtabsen-

kungs- auf die Tagestemperatur. Mit Zunahme der Außentemperatur, der solaren Gewinne und der internen Lasten²⁶ steigt schließlich der Kühlbedarf des Gebäudes bis zu einer Kühllastspitze am Nachmittag. Die direkte Wärmeverschiebung liegt über einen halben Tag vor und macht etwa 8 % des Gesamtenergiebedarfs aus. Analog zum Tagesverlauf wird für die Winter- und die Übergangszeit jeweils eine repräsentative Arbeitswoche dargestellt (s. Abb. 4.30, unten). Wie die Wochenverläufe veranschaulichen, tritt die Überschneidung des Heiz- und Kühlenergiebedarfs nicht mit sehr hoher Leistung und nur einmal am Tag auf.

Um das generelle Potential der direkten Wärmeverschiebung bestimmen zu können, wird die Energie der direkten Wärmeverschiebung über das Jahr kumuliert und mit dem Gebäudebedarf an Heiz-, Kühl- und Gesamtenergie ins Verhältnis gesetzt. Die Gesamtenergie mit 39 MWh entspricht dabei der Summe aus 24 MWh Jahresheizenergie und 15 MWh jährlichem Kühlenergiebedarf (s. Tabelle 11, Büro). Mit einer Energiemenge der Wärmeverschiebung von ca. 2,1 MWh, lässt sich ein Wärmeverschiebungspotential von 8,7 % bezogen auf die Heizenergie, 13,9 % auf die Kühlenergie sowie 5,4 % auf die Gesamtenergie ableiten. Besonders für den Kühlbetrieb könnte die Wärmeverschiebung einen nennenswerten Beitrag leisten.

In gleicher Weise werden die beiden weiteren Gebäudetypen 2 und 3 analysiert. Die resultierenden absoluten Energiemengen und die Energieanteile der direkten Wärmeverschiebung sind zusammenfassend in Tabelle 11 und Abbildung 4.31 dargestellt. Hierdurch lassen sich die verschiedenen Gebäudetypen miteinander vergleichen.

Tabelle 11: Absolute Energiemengen der direkten Wärmeverschiebung für die Gebäude 1-3.

Gebäudetyp	Büro 1	Institut 2	Gewerbe 3
Heizenergie in kWh	24.086	26.917	39.484
Kühlenergie in kWh	15.133	25.053	94.695
Gesamtenergie in kWh	39.219	51.971	134.180
Wärmeverschiebung in kWh	2.102	2.158	6.309

Der Anteil der Wärmeverschiebung im Verhältnis zur Gesamtenergie fällt beim Institutsgebäude mit 4,2 % am niedrigsten aus. Die Wärmeverschiebung ist primär auf die Laborräume zurückzuführen, in denen ein Kältebedarf in der Übergangszeit und auch vereinzelt in der Winterzeit besteht. Die Büroräume des Institutsgebäudes leisten kaum einen Beitrag. Infolge der Lüftungswärmeverluste (Fensterlüftung) und der Transmissionswärmeverluste durch die Bauteile kommt es in den Büroräumen nur zu geringem oder keinem Kühlbedarf in der Übergangs- oder Winterzeit und folglich auch zu keiner Wärmeverschiebung. Das Gewerbegebäude besitzt durch die hohen internen Lasten des Verkaufsbereichs einen deutlich höheren jähr-

²⁶ Der Verlauf der internen Lasten ist aus Gründen der Übersichtlichkeit in der Graphik im Anhang B5 ersichtlich.

lichen Kühlenergiebedarf als Heizenergiebedarf (s. Tabelle 11). Durch die internen Lasten ließe sich der Heizbedarf zu ca. 1/6 mit der direkten Wärmeverschiebung decken. So könnten vorrangig in der Heizperiode Verbesserungen erzielt werden. Ebenfalls lassen sich beim Gewerbegebäude die höchsten absoluten Energiemengen einsparen.

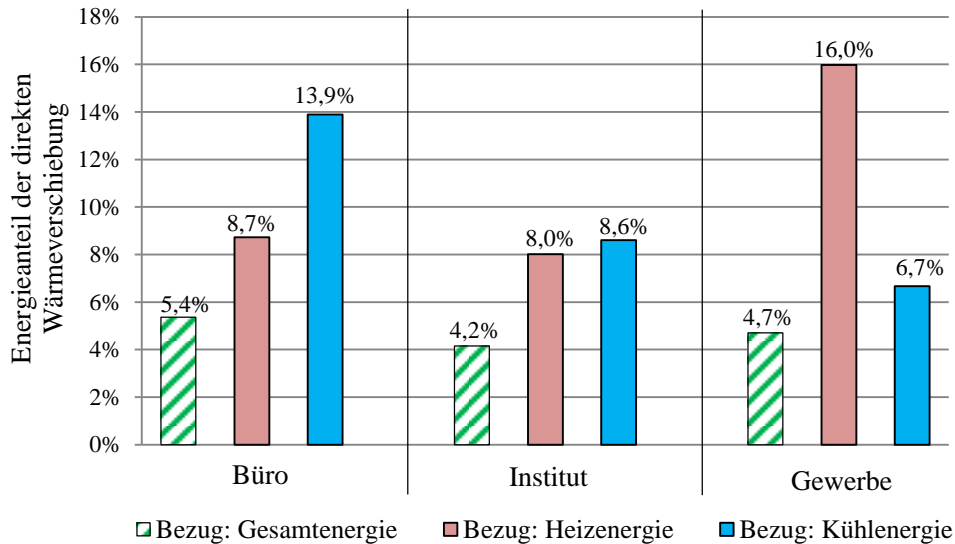


Abb. 4.31: Energieanteil der direkten Wärmeverschiebung bei den unterschiedlichen Gebäudetypen.

Zusammenfassend können aus der durchgeführten Analyse folgende Rückschlüsse gezogen werden:

- Bei Gebäudezonen mit verschiedenen Nutzungsarten erhöht sich das direkte Wärmeverschiebungspotential.
- Der Kühlbedarf ist für die Wärmeverschiebung entscheidend, da interne Lasten auch im Winter auftreten können, wodurch eine Überschneidung zwischen Kühl- und Heizenergie vorliegen kann. Ein Heizenergiebedarf hingegen tritt in der Sommerzeit i. d. R. nicht auf²⁷.
- Das größte Potential zeigt die Variante des Gewerbegebäudes, bei der ein großer Teil des Heizbedarfs durch Wärmeverschiebung gedeckt werden könnte.

4.4.2.2. Erweiterte Wärmeverschiebung durch thermische Speicherung

Aufbauend auf den Ergebnissen der direkten Wärmeverschiebung lässt sich nun die Verwendung eines thermischen Speichers diskutieren. Im Folgenden wird dazu der Einsatz von Kältespeichern untersucht. Für einen Wärmespeicher wäre das Potential der Wärmeverschiebung annähernd gleich hoch (siehe Abb. 4.27 mit darauffolgender Diskussion).

²⁷ Erfolgt die Bereitstellung von Warmwasser über das Wärmepumpensystem oder besteht Energiebedarf für die Heizregister einer Vollklimaanlage, kann auch ein Wärmebedarf im Sommer vorliegen.

Die Energiemenge der erweiterten Wärmeverschiebung setzt sich nach Gleichung (4.23) aus der Energie der direkten Wärmeverschiebung zuzüglich der verschiebbaren Wärme durch eine Zwischenspeicherung zusammen.

$$Q_{Wv,erweitert} = Q_{Wv,direkt} + Q_{Wv,Sp} \quad (4.23)$$

Im Zuge der Untersuchung werden mehrere Speichervarianten mit unterschiedlichen Kombinationen aus Leistungsfähigkeit und Energieinhalt betrachtet. Die Auslegung des thermischen Speichers erfolgt hierzu anhand der auftretenden Gebäudelast. Mit dieser werden die Speicher in ihren Leistungsvermögen in den Stufen 10 %, 30 % und 100 % der maximalen Gebäudelast variiert. Da es sich um kurzzeitige Speicherperioden handeln soll, werden Stundenspeicher abgebildet, bei welchen für jede Leistungsgröße drei Betriebszeiten mit 2, 4 und 6 Stunden zugrunde gelegt werden. Somit ergeben sich 9 Speichervarianten für jeden Gebäudetypus (s. Tabelle 12).

Tabelle 12: Untersuchte Speichervarianten.

	Büro			Institut			Gewerbe		
	Leistung in kW	Zeit in h	Energie kWh	Leistung in kW	Zeit in h	Energie kWh	Leistung in kW	Zeit in h	Energie kWh
Geringe Leistung, kurz	2,25	2	4,5	5	2	10	5	2	10
Geringe Leistung, mittel	2,25	4	9	5	4	20	5	4	20
Geringe Leistung, lang	2,25	6	13,5	5	6	30	5	6	30
Mittlere Leistung, kurz	6,75	2	13,5	15	2	30	15	2	30
Mittlere Leistung, mittel	6,75	4	27	15	4	60	15	4	60
Mittlere Leistung, lang	6,75	6	40,5	15	6	90	15	6	90
Hohe Leistung, kurz	22,5	2	45	50	2	100	50	2	100
Hohe Leistung, mittel	22,5	4	90	50	4	200	50	4	200
Hohe Leistung, lang	22,5	6	135	50	6	300	50	6	300

Der thermische Speicher ist für die grundsätzliche Potentialabschätzung durch ein Black-Box-Modell beschrieben. Das Modell berücksichtigt lediglich ein konstantes Leistungsvermögen und den Energieinhalt des Speichers. Das dynamische Verhalten während dem Be- und Entladeprozess wird somit vernachlässigt.

Um nun den Effekt und die Arbeitsweise der Kältespeicher zu betrachten, gibt Abbildung 4.32 die Tageslastgänge zweier unterschiedlicher Speichervarianten für den Gebäudetyp Gewerbegebäude wieder. Im Gegensatz zu dem zuvor im Abbildung 4.30 dargestellten Tagesverlauf wird hier ein Kältespeicher eingesetzt, dessen Arbeitsweise durch eine Einspeicherung in den Nacht- und Morgenstunden und eine Ausspeicherung am Tag gekennzeichnet ist. Bei der Variante des Speichers mit mittlerer Leistung und mittlerem Energieinhalt (links) kann so über 1/3 des Tages-Kältebedarfs abgedeckt werden. Die kleinere Speichervariante (rechts) kann wegen des geringeren Speichervolumens nur eine kleine Energiemenge aufnehmen, wodurch weiteres Potential ungenutzt bleibt.

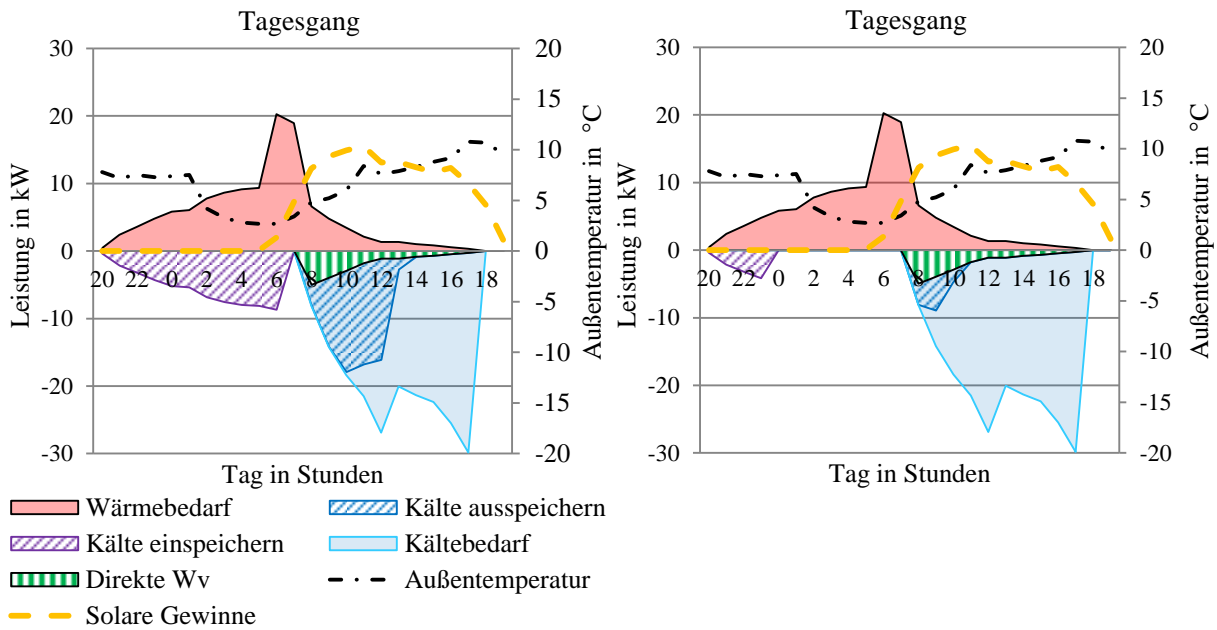


Abb. 4.32: Exemplarischer Tageslastgänge für den Gebäudetyp Gewerbegebäude mit zwei unterschiedlichen Speichervarianten; links Speicher mit mittlerer Leistung und mittlerem Energieinhalt (15 kW, 60 kWh), rechts Speicher mit geringer Leistung und geringem Energieinhalt (5 kW, 10 kWh).

Daran anschließend lässt sich der Speichereinsatz für die beiden anderen Gebäudetypen diskutieren. Hierzu wird für den gleichen Referenztag (28. Feb.) jeweils ein Speicher mit mittlerer Leistung und vier Stunden Betriebszeit betrachtet (s. Abb. 4.33).

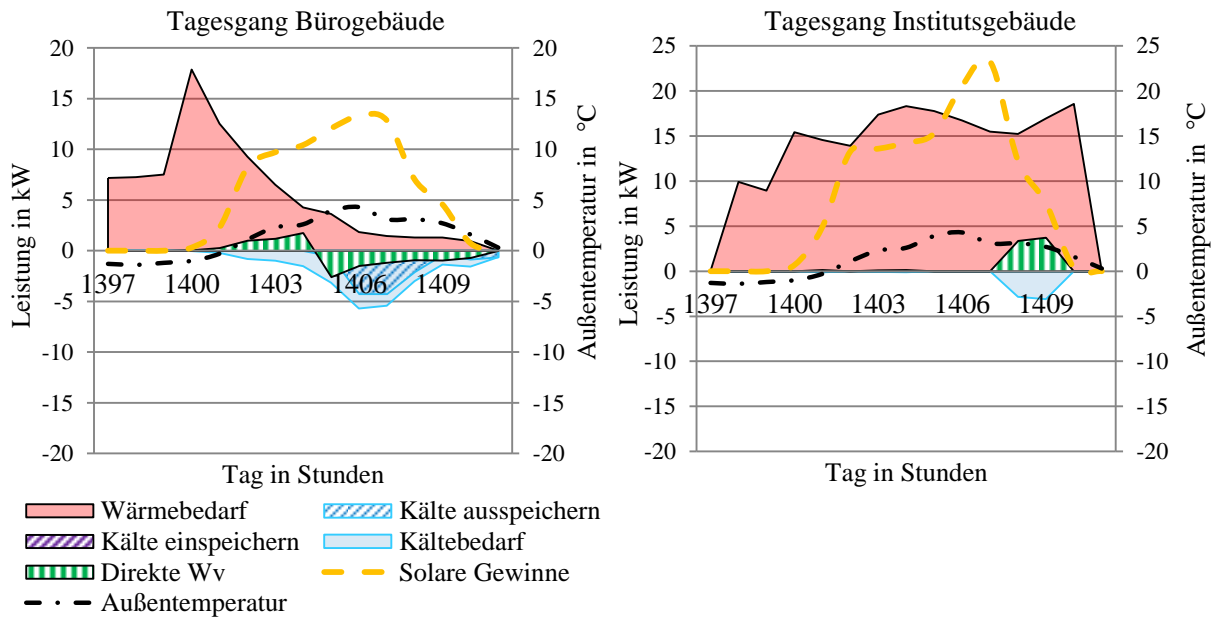


Abb. 4.33: Vergleich der Tageslastgänge der Gebäudetypen Bürogebäude und Institutsgebäude für den gleichen Referenztag. Links Bürogebäude mit Kältespeicher (6,75 kW, 27 kWh) und rechts Institutsgebäude mit Kältespeicher (15 kW, 60 kWh).

Verglichen mit dem Institutsgebäude zeigt der Tageslastgang des Bürogebäudes über den Tagesverlauf eine deutliche Abnahme des Wärmebedarfs. Der markante Unterschied ist vorrangig auf die Art der Raumbelüftung zurückzuführen. Während die Räume im Institutsgebäude ausschließlich über die Fenster belüftet werden, besitzt das Bürogebäude eine Frischluftzufuhr

mit Wärmerückgewinnung. Diese reduziert die Lüftungswärmeverluste beträchtlich. Jener Zusammenhang kann deutlich an der Wärmebilanz eines beispielhaften Büroraums in Abbildung 4.34 gesehen werden.

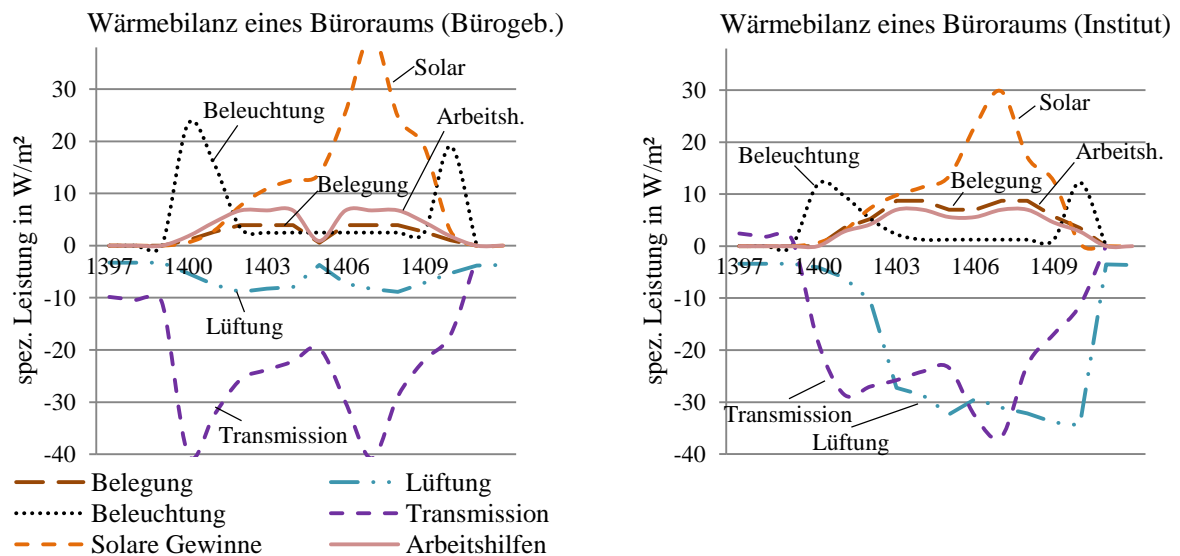


Abb. 4.34: Wärmebilanz eines exemplarischen Büroraums (Ostseite) im Gebäudetyp Büro (links) und im Gebäudetyp Institut (rechts) für den 28. Februar.

Die Büroräume weisen darin sowohl ähnliche spezifische Leistungsgewinne als auch vergleichbare Transmissionswärmeverluste auf. Die Wärmeverluste infolge von Lüftung (hier inklusive Infiltration) sind dagegen im Bürogebäude (links) gegenüber dem Institutsgebäude (rechts) stark vermindert. Dennoch müssen an dem Referenztag die Büroräume nicht gekühlt werden. Der im Bürogebäude am Nachmittag auftretende Kühlenergiebedarf (Abb. 4.33, links) entsteht primär durch die interne Last des Serverraums. Dieser Bedarf kann zum größten Teil durch eingespeicherte Kälteenergie gedeckt werden (der Speicher liegt bereits beladen vor). Im Institutsgebäude hingegen (Abb. 4.33, rechts) fällt der Kühlenergiebedarf in den Laborräumen an. Da zu dieser Zeit auch ein ausgeprägter Heizbedarf vorliegt, kann die komplette Energie direkt verschoben werden. Eine Energiebevorratung ist ebenfalls wegen des beladenen Speichers nicht möglich. Der Speicher kommt daher an diesem Tag im Institutsgebäude nicht zum Einsatz.

Generell ist ein häufiger Energieaustausch des Speichers und somit auch ein möglichst häufiger Speichereinsatz anzustreben. Dieser lässt sich mit der Anzahl an Speicherzyklen bewerten (siehe Kap. 2.2.3 – Kenngrößen der thermischen Speicherung). Im Rahmen der Analyse wird die jährliche Zyklenanzahl als Verhältnis von der Jahressumme an Energie der Speicherentladung zum nominellen Energieinhalt des Speichers gebildet (siehe Gl. (4.24)). Die Zyklenanzahl beinhaltet dadurch sowohl volle Zyklen als auch Teilbe- und -entladungen.

$$n_{\text{zyklen},a} = \frac{\sum Q_{Wv,Sp}}{Q_{Sp,nom.}} \quad (4.24)$$

Basierend auf der vorgestellten Herangehensweise lässt sich nun das Potential einer erweiterten Wärmeverschiebung für die drei Gebäudearten erschließen. Da es sich um einen Kältespeicher handelt, ist der Kühlenergiebedarf des Gebäudes die Bezugsgröße. Abbildung 4.35 zeigt die Ergebnisse durch eine Gegenüberstellung der Gebäudetypen mit den jeweils 9 verschiedenen Speicherkonfigurationen.

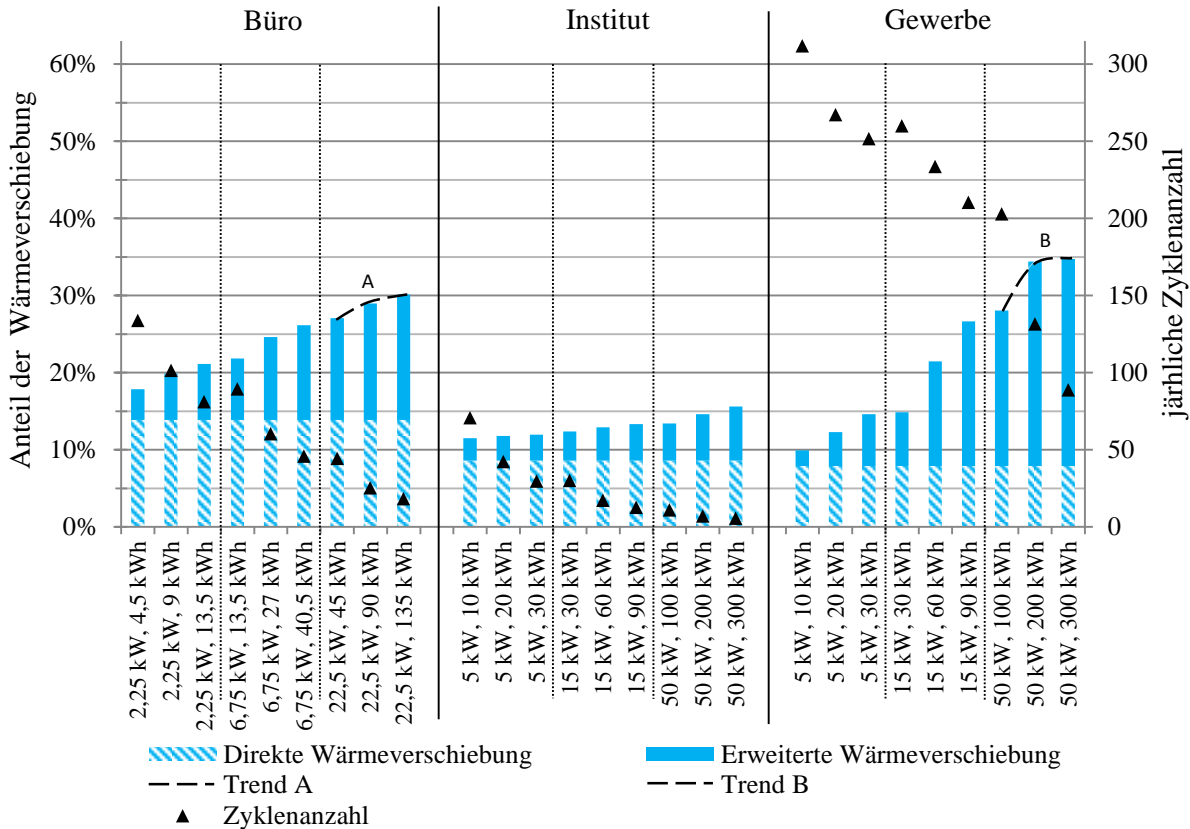


Abb. 4.35: Prozentuale Energieanteile der erweiterten Wärmeverschiebung und der direkten Wärmeverschiebung bezogen auf die Kühlenergie (linke Achse) und jährliche Anzahl der Zyklen (rechte Achse) bei verschiedenen Speichervarianten und Gebäudetypen.

Eine gute Eignung für einen Speicher weist das Gewerbegebäude auf, bei dem sich, je nach Speicherkonfiguration, mit der erweiterten Wärmeverschiebung 10-35 % der Kälteenergie decken ließe und eine hohe Anzahl an Speicherzyklen erreicht werden könnte. Verglichen zur direkten Wärmeverschiebung kann somit der Speichereinsatz den verschiebbaren Energieanteil maßgeblich erhöhen. Zugleich liegen bei dieser Variante auch die höchsten absoluten Energiemengen der erweiterten Wärmeverschiebung vor. Auch beim Bürogebäude lässt sich mit 60–125 Zyklen bei den kleinen und den mittleren Speicherkonfigurationen (bis 6,75 kW, 27 kWh) noch eine hohe Anzahl an Zyklen erzielen. Das Institutsgebäude zeigt nur eine geringe Steigerung der Wärmeverschiebung durch einen Speichereinsatz. Grundsätzlich besteht bei diesem Gebäude ein Potential durch die Laborräume, jedoch lässt sich die Energieeinsparung größtenteils durch direkte Wärmeverschiebung erzielen.

Die Gegenüberstellung bestätigt die Erwartung, dass thermische Speicher mit geringem Energieinhalt die höchste Anzahl an Speicherzyklen aufweisen. Jedoch wären bei kleinen Speichern voraussichtlich auch die spezifischen Investitionskosten am höchsten, da im Allgemei-

nen diese Kosten mit zunehmender Speichergröße exponentiell abnehmen [75]²⁸. Betrachtet man den Anteil der erweiterten Wärmeverschiebung, so ist dieser höher für Speichervarianten mit höheren Leistungen und Energieinhalten. Jedoch ist beim Vergrößern der Speicher erwartungsgemäß eine Sättigung bei der erweiterten Wärmeverschiebung zu erkennen. Deutlich zeigen dies die Trendlinien A und B, die bei einer weiteren Vergrößerung des Energieinhalts abflachen. Dies lässt sich darauf zurückführen, dass trotz des höheren Energieinhalts des Speichers nur eine bestimmte Energiemenge im Gebäude ungenutzt ist und jene zunehmend ausgeschöpft wird.

Ferner wirkt sich ein hohes Leistungsvermögen immer positiv auf die Zyklenanzahl und die erweiterte Wärmeverschiebung aus. Hierbei ist eine höhere Leistung allerdings ebenfalls mit einer Zunahme an Investitionskosten verbunden (z. B. Kosten für zusätzliche Wärmeübertragungsfläche).

Für die erweiterte Wärmeverschiebung lassen sich somit folgende Aussagen treffen:

- Bei den Gebäudetypen Bürogebäude und Gewerbegebäude kann die verschiebbare Energiemenge durch einen Kältespeicher deutlich gesteigert und eine hohe Anzahl an Speicherzyklen erreicht werden.
- Das Gewerbegebäude mit Verkaufsbereich weist mit einem Anteil der erweiterten Wärmeverschiebung von bis zu 35 % die beste Eignung für einen Speicher auf.

4.4.2.3. Ökonomische Bewertung der thermischen Speicherung

Für eine erste ökonomische Bewertung können die Energiebereitstellungskosten des thermischen Speichers mit den Energiekosten von Wärmepumpen/Kältemaschinensystemen verglichen werden.

Beim thermischen Speicher lassen sich hierzu die Investitionskosten auf die bereitgestellte thermische Energie umlegen. Dabei können die Investitionskosten des Speichers in Bezug auf seine thermische Speicherkapazität pro kWh angegeben werden ($k_{sp,Inv}$). Diese Kosten, die sehr stark von der Speicherbauart und der Größe abhängig sind, werden in einem Bereich von 30–100 €/kWh angenommen [76]. Instandhaltungskosten werden für die Abschätzung vernachlässigt. Des Weiteren wird für die Effizienz des Speicherprozesses ein Gesamtwirkungsgrad²⁹ verwendet. Gleichung (4.25) stellt folglich die Energiebereitstellungskosten des Speichers ($k_{sp,Eb}$) unter Einbezug des Wirkungsgrads, der jährlichen Zyklenanzahl, der Investitionskosten mit einem angesetzten Kalkulationszins (i) und der Nutzungsdauer (t_N) dar.

²⁸ Als Analogie kann eine Kostenanalyse von Wärmespeichern gesehen werden, die eine Reduktion der spezifischen Speicherkosten mit steigendem Speichervolumen zeigt.

²⁹ Definition Gesamtwirkungsgrad: siehe Kapitel 2.2.3 Kenngrößen der thermischen Speicherung.

$$k_{Sp,Eb} = \frac{k_{Sp,Inv} \cdot (1 + i)^{t_N}}{n_{zyklen,a} \cdot \eta_{ges} \cdot t_N} \quad (4.25)$$

Die energetischen Betriebskosten von WP/KM-Systemen sind dagegen durch den elektrischen Energieeinsatz bestimmt. Für den Energieeinsatz ist wiederum die jährliche Effizienz des Systems entscheidend. Diese lässt sich für das Heizen mit dem saisonalen COP (SCOP) und für das Kühlen mit dem saisonalen EER (SEER) beschreiben. In der Regel sind die Jahreseffizienzwerte durch die Berücksichtigung des Teillastbetriebs höher als die Effizienz bei nominalem Anlagenbetrieb.

In Tabelle 13 sind die für die vereinfachte ökonomische Betrachtung verwendeten Randbedingungen aufgeführt. Diese beinhalten den Nutzungszeitraum des Speichers, einen angesetzten Kalkulationszins, den Wirkungsgrad des Speichers und die Kosten pro kWh Strom, die vereinfacht statisch ohne Preissteigerung angenommen werden³⁰. Weitere Szenarien mit anderen Randbedingungen können dem Anhang B6 entnommen werden.

Tabelle 13: Randbedingungen zur Berechnung der Energiebereitstellungskosten von Speichern.

Nutzungszeitraum	Kalkulationszins	Gesamtwirkungsgrad Speicher	Strompreis
a	%	%	€/kWh
15	2	90	0,325

Auf Grundlage der Annahmen zeigt Abbildung 4.36 die Bereitstellungskosten für die thermische Energie bei unterschiedlichen Speicherkosten und Jahreseffizienzen des Wärmepumpensystems gegenüber der jährlichen Zyklenanzahl des Speichers auf.

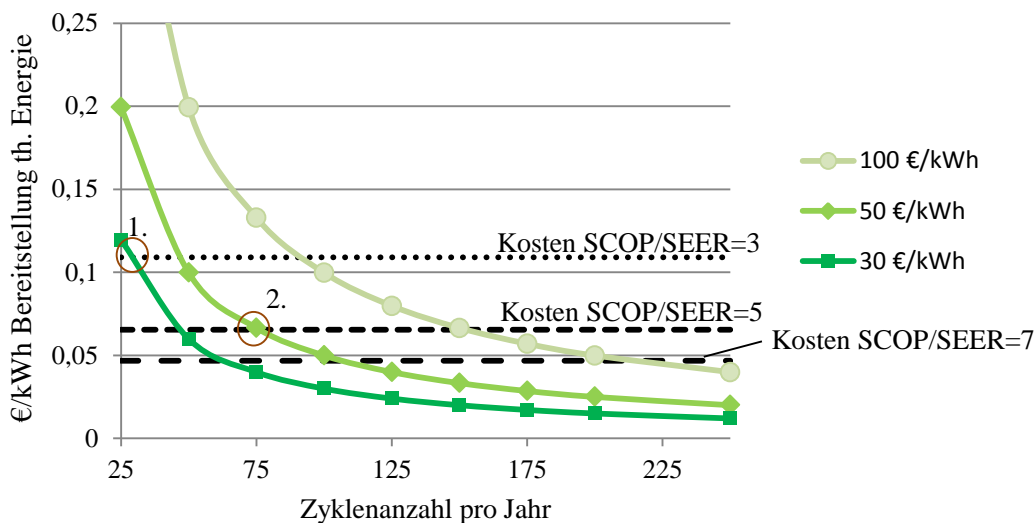


Abb. 4.36: Ökonomische Bewertung eines Speichers für eine erweiterte Wärmeverschiebung bei verschiedener Jahreseffizienz des Wärmepumpensystems und unterschiedlichen spez. Investitionskosten.

³⁰ Die Annahme, dass keine Preissteigerung vorliegt, wird durch die etwas hohe Annahme des Strompreises (im Bereich des privaten Hausstrompreises) annäherungsweise ausgeglichen.

Deutlich geht aus der Darstellung hervor, wie wichtig geringe spezifische Speicherinvestitionskosten und eine hohe Anzahl an Speicherzyklen sind, um die Energiebereitstellungskosten zu senken. Dass eine hohe jährliche Zyklenanzahl sehr bedeutsam ist, zeigte ebenfalls eine Studie, in der existierende thermische Energiespeichersysteme bewertet wurden [77]. Dementsprechend sind auch in der hier dargelegten Bewertung selbst im günstigsten Fall über 28 Zyklen pro Jahr für das Erreichen der Grenzkosten notwendig (siehe Schnittpunkt 1., Abb. 4.36). Als ein weiteres Beispiel müssen für günstigere Energiebereitstellungskosten bei einer Anlage mittlerer Effizienz ($SEER/SCOP = 5$) und spezifischen Speicherinvestitionskosten von 50 €/kWh mindestens 75 Speicherzyklen pro Jahr vorliegen (siehe 2., Abb. 4.36). Diese Anzahl ließe sich laut der vorangehenden Analyse der erweiterten Wärmeverschiebung u. a. bei der Speichervariante mit einer Leistung von 2,25 kW und einem Energieinhalt von 13,5 kWh beim Gebäudetyp Bürogebäude oder mit der Speichervariante 50 kW, 300 kWh beim Gewerbegebäude erzielen (siehe Abb. 4.35). Bei Speichern mit geringerem Wärmeinhalt würden folglich die Energiebereitstellungskosten weiter sinken (vorausgesetzt: gleiche Speicherinvestitionskosten). In einem kürzlich durchgeführten Forschungsprojekt, bei dem spezifische Speicherkosten von 75 €/kWh³¹ erreicht wurden, ergäbe sich ein ökonomischer sinnvoller Einsatz bei einer Anlageneffizienz von $SEER = 4,6$ ³² (geforderter Wert nach der Ökodesignrichtlinie) ab etwa 100 Speicherzyklen pro Jahr.

Erwartungsgemäß liegen zudem bei Wärmepumpensystemen mit höherer Jahreseffizienz (SCOP/SEER-Werten) niedrigere energetische Betriebskosten für das WP/KM-System vor. Gleichzeitig lässt sich daraus schließen, dass die Wirtschaftlichkeit eines Speichereinsatzes bei bereits sehr effizienten Wärmepumpensystemen schwieriger zu erreichen ist.

Die aufgeführte Untersuchung zeigt ein einfaches Szenario eines Speichereinsatzes für die erweiterte Wärmeverschiebung. Hierbei würden sich steigende Stromkosten und unterschiedliche Funktionen des Speichers, die zu einer Mehrfachnutzung führen, positiv auf die Wirtschaftlichkeit auswirken. Grundsätzlich geht aus den Ergebnissen hervor, dass die Kosten eines Speichers im Zusammenhang mit der Effizienz des Systems und der Häufigkeit der Zyklen sorgfältig zu betrachten sind.

³¹ Entsprechend der oberen Speicherkosten des SolarHeatCool+PCM Projekts aus [77]

³² SEER-Wert für VRF Klimageräte mit einer Leistungskapazität > 12 kW nach Ökodesign- Verordnung (EU) 2016/2281

4.5 Kurzzusammenfassung

Für einen Speichereinsatz eignen sich je nach Anwendungsfall verschiedene Betriebsstrategien. Wesentliche Betriebsstrategien zur Effizienzsteigerung mit der Nutzung günstiger Umgebungsbedingungen, zur Anpassung an das thermische Verhalten des Gebäudes und zum optimierten Strombezug wurden dazu schematisch dargestellt und erläutert.

Für die Ausarbeitung von unterschiedlichen Systemkonzepten wurden zunächst die Speicheranwendungen je nach Funktionsart strukturiert. Umfassend wurden die örtliche und hydraulische Integration sowie die Möglichkeiten des Wärmeein- und -austrags in und aus dem Speicher untersucht. Im Zuge dessen wurden vor allem interne Integrationen, bei denen der Speicher direkt in den Kältekreis eingebunden ist, tiefergehend behandelt und deren Funktion anhand von Kreislaufschemas aufgeführt. Abschließend konnten die verschiedenen Lösungen der Systemkonzepte in einer Matrix zusammengeführt werden.

Des Weiteren wurden die Speichereinsatzarten anhand von Speicherphasen, wirksamen Temperaturniveaus und einfachen thermodynamischen Zusammenhängen analysiert und bewertet. Unter anderem zeigte sich bei der Analyse von Kälte- und Wärmespeichern, dass geringe zusätzliche Temperaturdifferenzen für den Speichereinsatz essentiell sind. Zudem wurden weitere Funktionsarten eines Speichers z.B. als Wärmequelle für den Wärmepumpenbetrieb oder als Wärmesenke für den Kältemaschinenbetrieb diskutiert und deren Nutzen aufgezeigt.

Mit einer Anlagen- und Gebäudesimulation konnte der Einsatz eines Kältespeichers in VRF-Systemen bewertet werden. Hierzu wurde für drei verschiedene Gebäude der Kühl- und Heizbedarf mit der Software Designbuilder simuliert und zunächst das Potential einer direkten Wärmeverschiebung bei VRF-Systemen beleuchtet. Der Anteil der direkten Wärmeverschiebung ohne Speicher lag bei allen drei Gebäudetypen unter 6 % der Gesamtenergie. Mit einem Speichereinsatz ließ sich die Wärmeverschiebung deutlich steigern, am höchsten für ein Gewerbegebäude mit energieintensivem Verkaufsbereich. Im Rahmen einer ersten Bewertung zur Wirtschaftlichkeit zeigt sich, dass vor allem das Erreichen einer hohen Anzahl von Speicherzyklen pro Jahr bedeutsam ist. Die erforderliche jährliche Zyklenanzahl reduziert sich dabei mit abnehmenden Speicherkosten und abnehmender Anlageneffizienz.

5 Thermodynamische Modellierung und experimentelle Untersuchung

Das Ziel bei der Auslegung eines Latentwärmespeichers ist es, eine effektive Wärmeübertragung zwischen dem Wärmeträgermedium und dem Phasenwechselmaterial mit dem angestrebten Leistungsvermögen, Energieinhalt und Betriebszeiten bei geringen Herstellungskosten zu erreichen. Weiterhin von Bedeutung können das Gewicht und Volumen des Speichers sein. Ebenfalls muss die Materialverträglichkeit und Langlebigkeit über den Nutzungszeitraum gewährleistet sein.

In der in diesem Rahmen durchgeführten Speicherentwicklung liegt der Schwerpunkt in der wärmetechnischen Auslegung und der Erprobung des Speichers. Die Speicherentwicklung erfolgt dazu mit einer thermodynamischen und wärmetechnischen Modellierung und einer experimentellen Untersuchung mit anschließender Bewertung. Eine weitere Aufgliederung der Vorgehensweise und der Inhalte ist aus Abbildung 5.1 zu entnehmen.

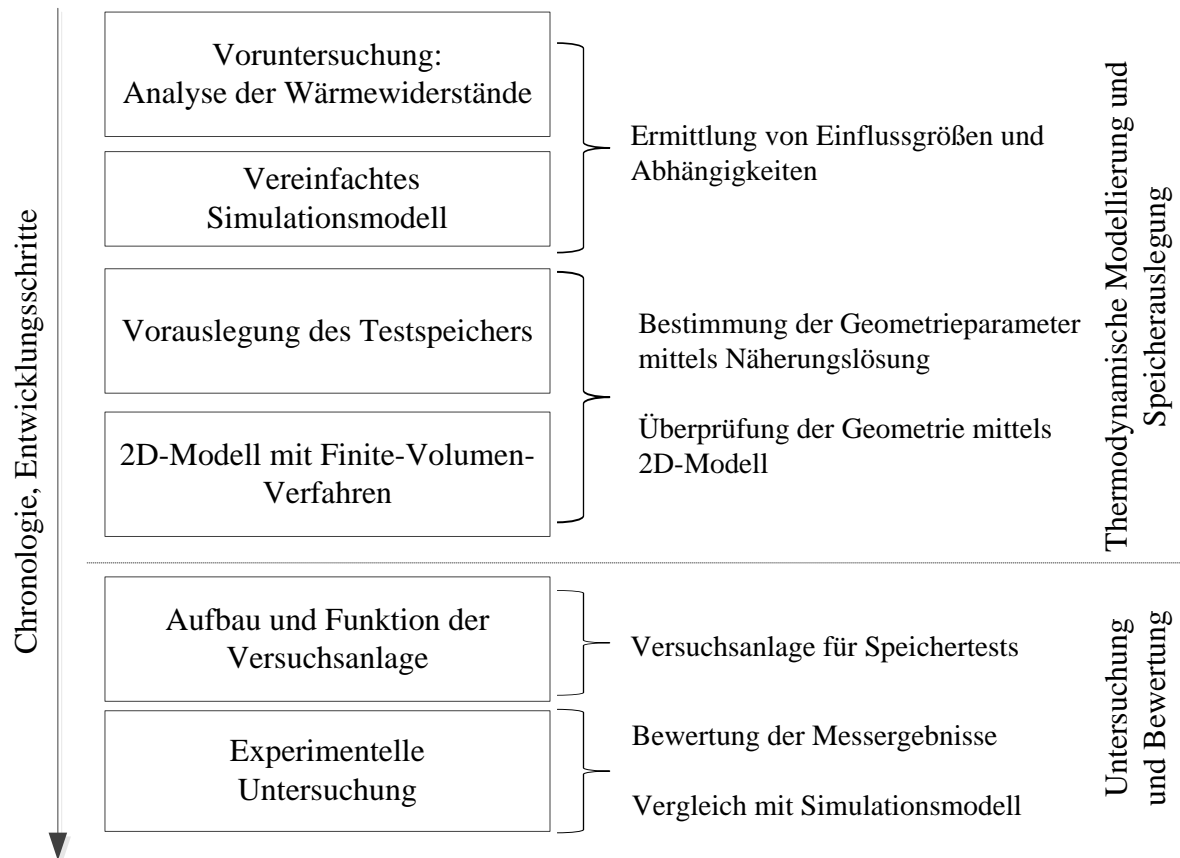


Abb. 5.1: Vorgehensweise bei der Speicherentwicklung und Inhalte Kapitel 5.

5.1 Thermodynamische Modellierung und wärmetechnische Auslegung

5.1.1 Analyse der Wärmewiderstände

Mit einer Voruntersuchung durch die Analyse der Wärmewiderstände lassen sich frühzeitig erste Rückschlüsse auf das Leistungs- und Speicherverhalten ziehen. Im Allgemeinen ergibt sich die übertragbare Leistung aus dem Kehrwert des Gesamtwärmewiderstands, multipliziert mit der anliegenden Temperaturdifferenz (siehe Gleichung (5.1)).

$$\dot{Q} = \frac{1}{R_{ges}} \cdot \Delta T \quad (5.1)$$

Ein geringer Wärmewiderstand ist hierbei stets anzustreben, um den Wärmeübertrag mit geringen Temperaturdifferenzen und somit vorteilhaft für den Wärmepumpenprozess betreiben zu können.

Wird vereinfacht wie in Abbildung 5.2 ein einzelnes Wärmeübertragerrohr, das radial von Phasenwechselmaterial umschlossen ist, betrachtet, ergibt sich der Gesamtwärmewiderstand R_{ges} aus den Teilwärmewiderständen des Wärmeträgerfluids R_{Fluid} , des Rohrs R_{Rohr} und des Speichermaterials R_{PCM} .

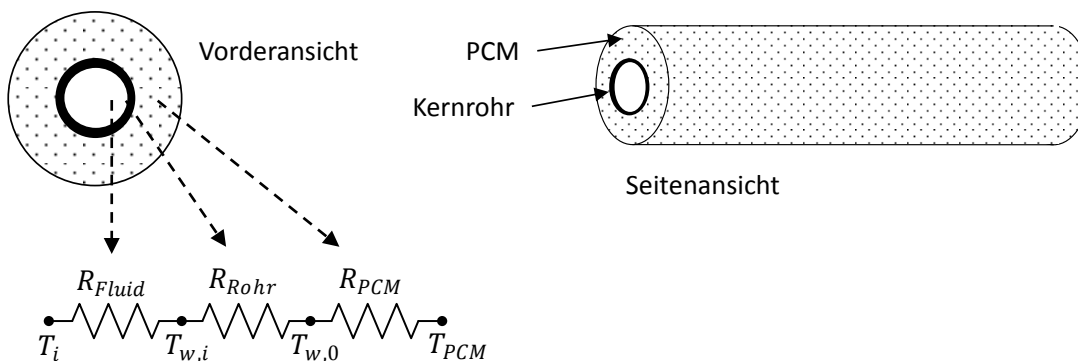


Abb. 5.2: Wärmeübertragerrohr mit PCM auf der Außenseite und Aufteilung der Wärmewiderstände.

Das Fluid wird für den Transport der thermischen Energie genutzt und überträgt diese primär durch Konvektion. Bei der Rohrwand tritt der Wärmetransport in Form von Wärmeleitung auf. Vor allem bei dünnwandigen Rohren aus Metallen mit hohen Wärmeleitfähigkeiten sind die Wärmewiderstände des Rohres sehr gering und können zumeist vernachlässigt werden. Die auftretenden Wärmeübergangsmechanismen bei den Phasenwechselmaterialien sind Konvektion und Wärmeleitung. Beim Erstarrungsvorgang wird der Wärmeübergang durch Wärmeleitung dominiert [78]. Hingegen dominiert beim Schmelzvorgang die Konvektion, die sich durch höhere treibende Temperaturdifferenzen verstärkt [79]. Der Wärmeübergang wird durch die Stoffeigenschaften maßgeblich beeinflusst, die sich, je nach PCM, während des Phasenwechsels auch ändern können.

Beim Erstarren des PCMs um ein einzelnes Wärmeübertragerrohr unter Vernachlässigung der Konvektion im Speichermedium kann der Gesamtwärmewiderstand durch Gl. (5.2) beschrieben werden.

$$R_{ges} = R_{Fluid} + R_{Rohr} + R_{PCM} = \frac{1}{\alpha_i \cdot A_i} + \frac{\ln \frac{d_0}{d_i}}{\pi \cdot L \cdot 2 \cdot \lambda_{Rohr}} + \frac{\ln \frac{d_{PCM}}{d_0}}{\pi \cdot L \cdot 2 \cdot \lambda_{PCM}} \quad (5.2)$$

Dabei ist α_i der innere Wärmeübergangskoeffizient an der Rohr-Wärmeübertragungsfläche A_i , d_0 der äußere und d_i der innere Durchmesser des Rohrs, L die Rohrlänge und λ_{PCM} , λ_{Rohr} die Wärmeleitfähigkeit des Phasenwechselmaterials bzw. des Rohrmaterials.

Der Gesamtwärmewiderstand wird aufgrund der Addition der Teilwärmewiderstände durch den größten Teilwärmewiderstand dominiert. Folglich begrenzt der größte Teilwärmewiderstand auch die Leistung (siehe Gl. (5.1)). Den Einfluss des PCM-Wärmewiderstands verdeutlicht Abbildung 5.3, bei der ein Fluid in einem 6 mm Kupferrohr einem Speichermedium Wärme entzieht und so eine wachsende Schicht an kristallisiertem PCM von bis zu 2 cm an der Außenseite des Rohres entsteht.

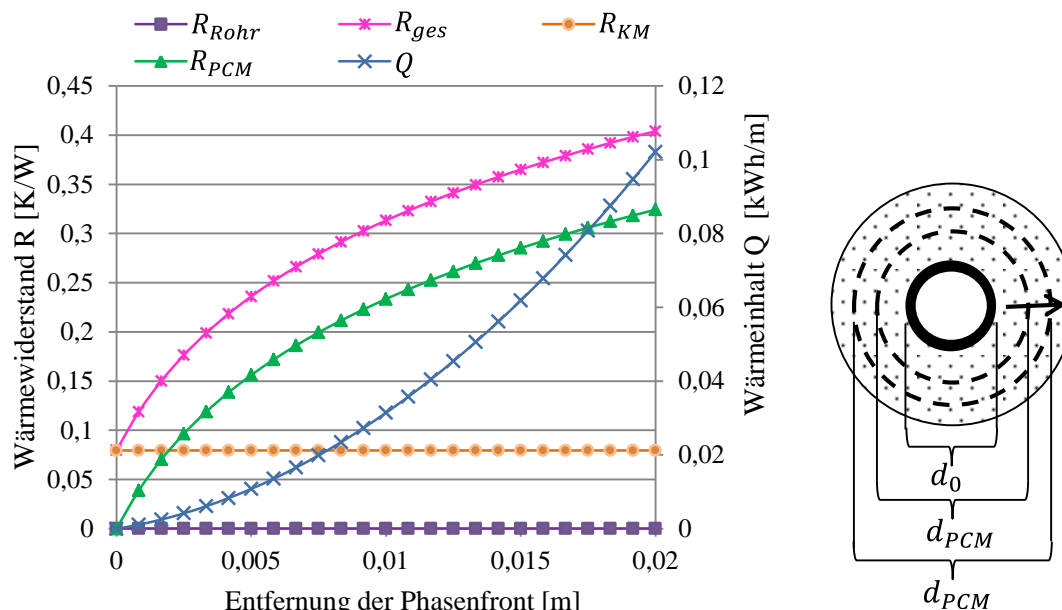


Abb. 5.3: Wärmewiderstände und Energieinhalt bei Entfernung der Phasenfront (links) und schematische Darstellung des wachsenden Durchmessers des kristallisierten PCMs (rechts) [35].

Beim Speichermedium wurden beispielhaft typische Stoffwerte für ein Salzhydrat gewählt (*fest*: $\lambda_{PCM} = 1,0 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$, $\Delta h_{PCM} = 150 \text{ kJ}/\text{kg}$). Für das Fluid wird ein konstanter Wärmeübergangskoeffizient von $\alpha_i = 1000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ angesetzt, was einer sehr konservativen Annahme für einen Phasenwechsel von Kältemittel oder einer turbulenten flüssigen Durchströmung entspricht (siehe Wärmeübergangskoeffizienten im Stand der Technik, Abb. 2.8). Wie aus der Abbildung 5.3 hervorgeht, ist der Wärmewiderstand des Rohres erwartungsgemäß sehr gering und hat nahezu keinen Einfluss auf den Gesamtwärmewiderstand. Die nach Gleichung (2.16) speicherbare latente Energiemenge Q , hier bezogen auf einen Meter Rohrlänge, nimmt mit wachsender Schichtdicke zu, wohingegen sich die Leistung durch

den steigenden Gesamtwärme­widerstand verringert (siehe Gl. (5.1)). Das Phasenwechselma­terial stellt selbst bei diesem niedrig an­gesetzten inneren Wärmeübergangskoeffizient ($\alpha_i = 1000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$) den dominierenden Wärme­widerstand dar und bestimmt den Ge­samtwärme­widerstand vom Fluid bis zur Phasenfront maßgeblich. Aus diesem Grund limitiert das PCM bereits bei geringen Schicht­dicken den Wärmeübergang. Eine gute Wärmeübertra­gung bei großen Schicht­dicken und somit hohen Energieinhalten ist folglich kaum zu errei­chen [80].

Aus den Zusammenhängen zeigt sich, dass für das PCM eine Maßnahme zur Verbesserung der Wärmeübertragung notwendig ist. Im Stand der Technik wurden hierzu bereits verschie­dene Maßnahmen aufgeführt (siehe Abb. 2.25). Ein gängiger Ansatz ist es, wie bei Verbund­materialien, die Wärmeleitung des Speichermaterials durch Zugabe von Materialien mit hoher Wärmeleitfähigkeit zu steigern. Für die Wärmeübertragung ist die verbesserte thermische Leitfähigkeit im Kontext mit der Fluidseite zu betrachten. Daher wird weitergehend un­tersucht, welchen Einfluss eine Verbesserung der Wärmeleitfähigkeit des PCMs (λ_{PCM}) auf den Gesamtwärme­widerstand bei unterschiedlichen inneren Wärmeübergangskoeffizienten hat (siehe Abb. 5.4).

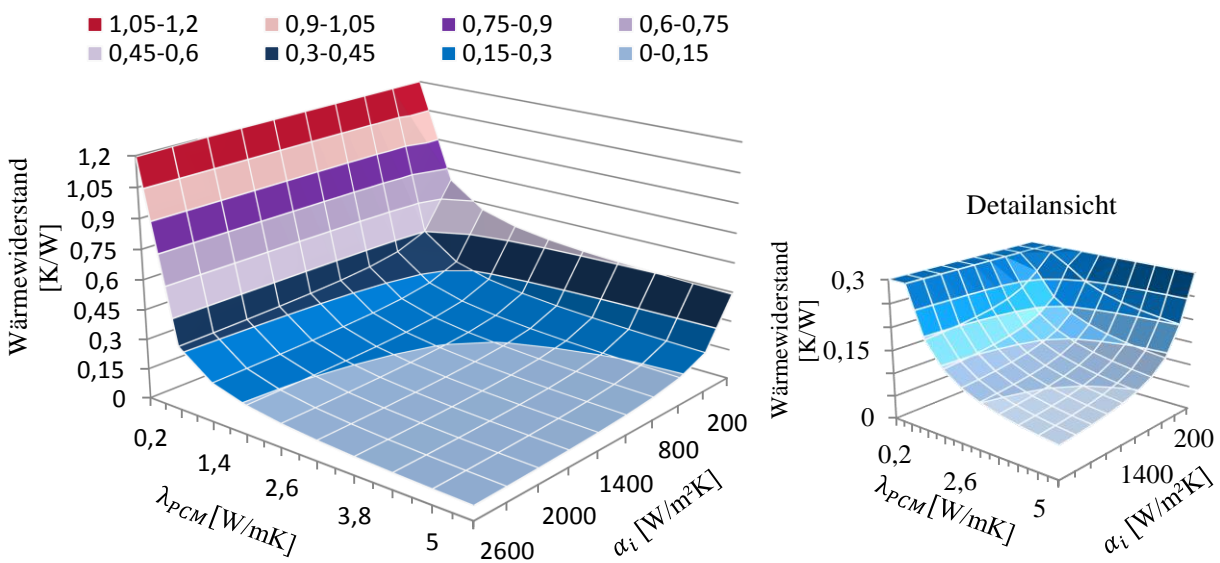


Abb. 5.4: Gesamtwärme­widerstand bei einer Variation der Wärmeleitung (von 0,2–5,4 W/mK) des PCMs und des inneren Wärmeübergangskoeffizienten (200–2600 W/m²K) (links). Rechts Detailansicht im engeren Wertebereich des Wärme­widerstands (0–0,3 K/W). Annahmen: Schicht­dicke des Phasen­wechselmaterials 0,01 m, $d_i = 0,006$ m und $L = 1$ m.

Wie aus dem Szenario hervorgeht, kann eine geringe Verbesserung der PCM-Wärmeleitfähigkeit bei höheren inneren Wärmeübergangskoeffizienten ($\alpha_i > 600 \text{ W}/\text{m}^2\text{K}$), wie im Fall einer Kondensation oder Verdampfung, bereits einen starken Einfluss auf den Gesamtwärme­widerstand des Speichers haben. Dieser Zusammenhang wird aus den Abbildungen durch den stark abfallenden Verlauf bei geringen Wärmeleitfähigkeiten ersicht­lich. Liegt eine laminare Durchströmung oder eine einphasige Gasströmung, wie beispiels­weise bei überhitztem Kältemittel, vor, kann aufgrund der niedrigen inneren Wärmeüber­

gangskoeffizienten auch das Wärmeträgerfluid für die Begrenzung der Wärmeübertragung verantwortlich sein [80]. Dies kann besonders dann zutreffen, wenn die Wärmeleitung des Phasenwechselmaterials stark verbessert ist oder die Schichtdicke des PCMs sehr gering ist.

Die vorangehenden Ausführungen zeigen stationär, welchen Einfluss die einzelnen Teilwärmewiderstände besitzen und dass ein Handlungsbedarf besteht, das PCM zu verbessern. Da sich allerdings der Wärmewiderstand des Speichermaterials während der Be- und Entladung des Speichers durch die wandernde Phasenfront ändert, ist dieser dynamisch zu betrachten.

5.1.2 Einführung in die Modellierung von Latentwärmespeichern

Um das Verhalten eines Latentwärmespeichers mit dem sich über die Zeit ändernden Ladezustand unter Einbezug von Kältemittelstoffdaten abzubilden, wird eine dynamische Modellierung durchgeführt. Zunächst sind hierfür geeignete Methoden zu wählen, die eine Kopplung des PCM-Modells mit dem Kältekreis-Modell zulassen.

5.1.2.1 Modellierung des Phasenwechselmaterials

Zur dynamischen Modellierung des Phasenübergangs im PCM können zwei grundlegende Methoden, die Moving-boundary- und die Fixed-grid-Methode, genutzt werden. Bei der Moving-boundary-Methode wird die örtliche Position der wandernden Phasenfront als Grenzschicht zwischen dem festen und dem flüssigen Phasenwechselmaterial über den Zeitverlauf bestimmt. Durch eine klare Grenze und Trennung der Phasen können unterschiedliche Stoffwerte des festen bzw. flüssigen Zustands leicht miteinbezogen werden [51, S.43]. Die Fixed-grid Methode teilt das Simulationsgebiet in ein Gitternetz ein und berechnet den Zustand des Materials an jedem Gitterpunkt. Da keine klare Trennung der Phasen vorliegt, treten an Gitterpunkten Mischzonen zwischen fest und flüssig auf. Bei der Berechnung finden zumeist Finite-Elemente-Verfahren oder Finite-Volumen-Verfahren Verwendung [81].

Damit sich weiterhin die latente Wärme berücksichtigen lässt, bietet sich die effektive Wärmekapazitäten-Methode oder die Enthalpie-Methode an [82] (siehe Abb. 5.5).

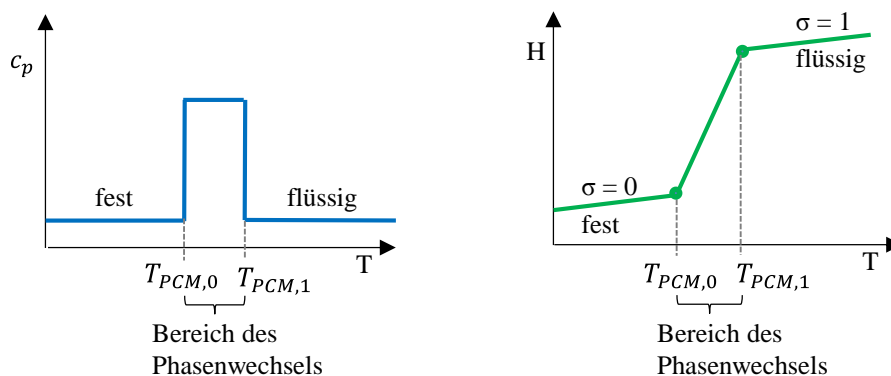


Abb. 5.5: Effektive Wärmekapazitätenmethode (links) und Enthalpiemethode (rechts).

Im Fall der effektiven Wärmekapazität wird die Phasenwechselenergie durch das Erhöhen der spezifischen Wärmekapazität des Materials im Temperaturbereich des Phasenwechsels ($T_{PCM,0} - T_{PCM,1}$) miteinbezogen. Die effektive Wärmekapazität des Materials ist somit direkt proportional zur gespeicherten bzw. freigesetzten Energie während der Phasenänderung [83].

Bei der Enthalpie-Methode wird die latente Energie mit einem Phasenänderungsanteil (σ) berücksichtigt. Mit diesem lässt sich der bereits geschmolzene Anteil an Phasenwechselmaterial in einem Volumen beschreiben [84, S.8]. Der Phasenänderungsanteil kann somit synonym zum vorgestellten Ladezustand (SOC) verwendet werden, wobei sich der SOC-Wert gewöhnlich auf den gesamten Speicher bezieht. Der σ -Wert lässt sich wie folgt definieren:

$$\begin{aligned}\sigma &= 1 \text{ wenn } T_{PCM} > T_{PCM,1} \\ 1 > \sigma > 0 &\text{ wenn } T_{PCM,0} < T_{PCM} < T_{PCM,1} \\ \sigma &= 0 \text{ wenn } T_{PCM} < T_{PCM,0}\end{aligned}\tag{5.3}$$

Damit sich der Phasenwechsel dynamisch simulieren lässt, muss das Modell transient sein. Transiente Simulationen können grundlegend explizit oder implizit durchgeführt werden. Bei der expliziten Methode werden für die Berechnung der Temperaturwerte des momentanen Zeitschritts die Temperaturwerte des vorherigen Zeitschritts verwendet. Die implizite Methode berechnet alle Temperaturwerte mit den Werten des momentanen Zeitschritts [85, S.56]. Beim expliziten Eulerverfahren ist für eine stabile Simulation die Zeitschrittweite in Abhängigkeit von der Ortsauflösung und anderen Faktoren zu begrenzen. Das Bestimmen der maximalen Zeitschrittweite kann hierzu mit einem Stabilitätskriterium geschehen [86, S.304].

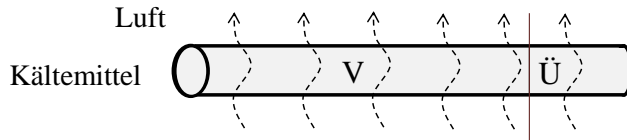
5.1.2.2. Kältekreis-Modell mit Phasenwechselmaterial

Hinsichtlich der dynamischen Simulation in der Kältetechnik gibt es Veröffentlichungen mit Übersichten zu den Modellierungsmethoden [87], [88], tiefgehende Dissertationen zur Modellierung [89] und mehrere, allerdings zumeist kommerzielle, Modellbibliotheken in unterschiedlichen Simulationsumgebungen wie MATLAB/Simulink [90] oder Modelica [91], [92]. Die Bibliotheken beinhalten klassische Wärmeübertrager und Anlagenkomponenten. Latentwärmespeicher und im speziellen Latentwärmespeicher in der Kältetechnik sind nicht als Standardkomponenten enthalten. In der Kältetechnik werden als Modellierungsansatz u. a. die Moving-Boundary-, die Finite-Elemente- oder Finite-Volumen-Methode für die Berechnung herangezogen [92, S.19].

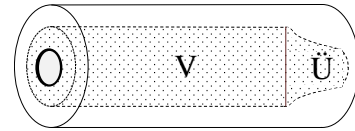
Die Moving-Boundary-Methode ist für die Kältemittelseite bei Luft-Wärmeübertragern ein gängiger Ansatz (siehe 1., Abb. 5.6). Bei dieser wird mithilfe der Position des Kältemittel-Phasenübergangs der Wärmeübertrager in verschiedene Regionen der Phasenzustände unterteilt (siehe auch Abb. 2.4). Bei einem Speicher hingegen befindet sich ein starres bzw. flüssi-

ges Medium auf der Wärmeübertrageraußenseite. Das Einteilen in Regionen nach der Phasengrenze des Kältemittels kann so zu Fehlern führen, da sich das Speichermedium nicht beliebig einer wandernden Phasengrenze des Kältemittels zuordnen lässt. Abbildung 5.6, 2. verdeutlicht dieses Problem anhand eines Kernrohrs, auf dessen Außenseite PCM kristallisiert.

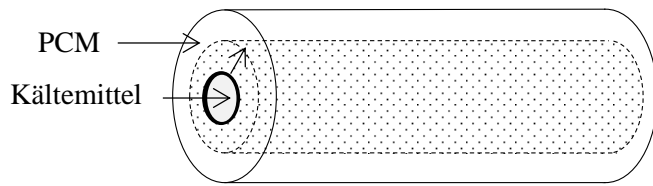
1. Moving Boundary Methode - Kältemittel



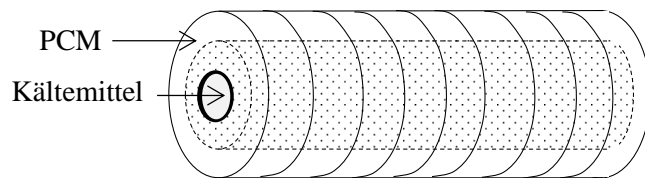
2. Moving Boundary Methode - Kältemittel mit PCM



3. Moving Boundary Methode - PCM



4. Finite Volumen Methode - Kältemittel mit PCM



Verschiebung der Phasengrenze

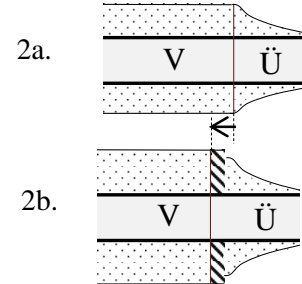


Abb. 5.6: Simulationenmethoden Kältekreis-PCM, dargestellt für eine Kältemittelverdampfung in einem Rohr.

Aus anfänglich zwei Regionen entsteht durch die Verschiebung der Phasengrenze ein Bereich, in dem zuvor Kältemittel verdampft wurde und nun überhitzt wird (siehe schraffierter Bereich von 2a. zu 2b.). Dort lässt sich das Kristallisationswachstum mit einer Unterteilung in nur zwei Regionen nicht definieren. In diesem Fall bietet sich die Finite-Volumen-Methode an, die sich für verschiedene Phasenzustände des Kältemittels und komplizierte Geometrien eignet. Die Simulationsumgebung wird darin in mehrere Bilanzräume aufgeteilt (Abb. 5.6, 4.). Die Finite-Volumen-Methode wird für das spätere 2D-Simulationsmodell des Testspeichers angewendet und daher in Kapitel 5.1.4 detailliert erläutert.

Ferner kann bei passenden Randbedingungen die Moving-Boundary-Methode auf die PCM-Seite angewendet werden (siehe Abb. 5.6, 3.). Auf diese kann z. B. bei einer reinen Verdampfung des Kältemittels, für die gemittelte Stoffwerte zulässig sind, und bei einer gleichmäßigen radialen Kristallisation des PCMs entlang der Rohraußenseite zurückgegriffen werden.

5.1.3 Vereinfachtes 1D-Modell zur Ermittlung der Einflussgrößen

5.1.3.1. Annahmen und Simulationsmethode

Aufbauend auf der vorangehenden Analyse der Wärmewiderstände wird die Dynamik des Phasenwechsels des Speichermaterials durch einen Ansatz mit wandernder PCM-Phasenfront miteinbezogen (siehe 3. Moving-Boundary-Methode – PCM, Abb. 5.6). Ein ähnlicher Ansatz wurde bereits für das Charakterisieren und Validieren eines PCM-Behälters mit wasserdurchströmten Wärmeübertragerrohren verwendet [93]. Aus den Ergebnissen sollen grundlegende Einflussgrößen und Zusammenhänge für die Gestaltung von Latentwärmespeichern abgeleitet werden. Die Untersuchung behandelt den Erstarrungsvorgang bei einer Direktverdampfung von Kältemittel in einem Latentwärmespeicher, wobei die meisten Erkenntnisse auch auf das Aufschmelzen durch Kondensation übertragen werden können.

Für die Berechnung wird ein zylindrisches Volumen, bestehend aus einem Kältemittelrohr und Speichermaterial, als repräsentatives Speicherelement herangezogen. Mit einer Vielzahl solcher Speicherelemente lässt sich ein gesamter Speicher abbilden. Der maximale Durchmesser des kristallisierten Speichermaterials (d_{max}) entspricht dabei dem Rohrabstand zwischen den Kernrohren (siehe Abb. 5.7). Bei einer versetzten Rohranordnung beträgt die Restfläche zwischen den zylinderförmigen Durchmessern 10,25 %. Diese könnte durch einen fiktiven Radius zusätzlich miteinbezogen werden [94].

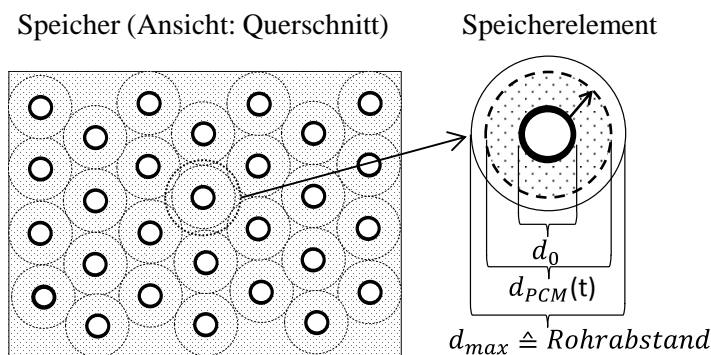


Abb. 5.7: Betrachtetes Speicherelement (rechts) als Teil eines Speichers (links).

Die Simulationsmethode beruht auf einigen Vereinfachungen. Folgende Annahmen werden dazu getroffen:

PCM

- Es tritt eine radiale Kristallisation an der Rohraußenseite auf.
- Das PCM vollzieht einen homogenen Phasenwechsel entlang des Rohres.
- Konvektion im PCM wird vernachlässigt.
- Die Phasenwechseltemperatur wird als konstant angenommen.

Kältemittel

- Es wird eine konstante Verdampfungstemperatur angesetzt sowie ein vom Dampfanteil unabhängiger, konstanter Wärmeübergangskoeffizient im Rohr.

Für die Annahme einer konstanten Phasenwechseltemperatur sollte zudem eine kleine Stefan-Zahl vorliegen [17, S.199]. Diese ist definiert als das Verhältnis von sensibler Wärme, mit der Temperaturdifferenz im Speichermaterial und der spez. Wärmekapazität, zu latenter Wärme (siehe Gl. (5.4)).

$$\text{St} = \frac{c_P \cdot \Delta T}{\Delta h_{PCM}} \quad (5.4)$$

Mit den Annahmen kann das Speicherelement nun eindimensional simuliert werden. Die Wärmewiderstände lassen sich hierfür mit Gl. (5.2) unter Hinzunahme von $d_{PCM}(t)$, dem zeitabhängigen Durchmesser des kristallisierten Materials, berechnen (siehe Gl. (5.5)). Die Gleichung beschreibt das Erstarren von PCM bei einer zylinderförmigen Geometrie und basiert auf dem sich ändernden Volumen an kristallisiertem PCM.

$$d_{PCM}(t) = \left(\sigma(t) \cdot (d_{max}^2 - d_0^2) + d_0^2 \right)^{0,5} \quad (5.5)$$

Dabei entsprechen d_{max} dem maximalen Durchmesser der Kristallisation und d_0 dem Außendurchmesser des Rohres (siehe Speicherelement, Abb. 5.7).

Der Phasenänderungsanteil $\sigma(t)$ wird im Fall des Erstarrungsvorgangs mit dem Anteil des bereits kristallisierten Materials definiert. Damit entspricht $\sigma = 0$ dem vollkommen flüssigen und $\sigma = 1$ dem festen Zustand des PCMs. Mit Gleichung (5.6) lässt sich der Phasenänderungsanteil als Verhältnis von der momentan eingebrachten Energiemenge $Q(t)$ zu der Energiemenge (Q_{max}), die für eine vollständige Kristallisation benötigt wird, formulieren.

$$\sigma(t) = \frac{Q(t)}{Q_{max}} = \frac{Q(t)}{V_{max} \cdot \Delta h_{PCM,v}} = \frac{Q(t)}{\frac{(d_{max}^2 - d_0^2)}{4} \cdot \pi \cdot L \cdot \Delta h_{PCM,v}} \quad (5.6)$$

Die während der Kristallisation bereits umgesetzte Energiemenge wird hierzu durch die volumenspezifische latente Energiemenge $h_{PCM,v}$, der Geometrie und der Entfernung der Phasenfront bestimmt (siehe Gl. (5.7)).

$$Q(t) = V(t) \cdot \Delta h_{PCM,v} = \frac{(d_{PCM}(t)^2 - d_0^2)}{4} \cdot \pi \cdot L \cdot \Delta h_{PCM,v} \quad (5.7)$$

Weiterhin ergibt sich aufgrund von $d_{PCM}(t)$ nach Gl. (5.8) ein zeitabhängiger Wärmewiderstand des Phasenwechselmaterials.

$$R_{PCM}(t) = \frac{\ln \frac{d_{PCM}(t)}{d_0}}{\pi \cdot L \cdot 2 \cdot \lambda_{PCM}} \quad (5.8)$$

Der Wärmetransport findet vom Speichermaterial zu dem im Rohr strömenden Kältemittel statt. Einheitlich zu den vorherigen Betrachtungen wird wiederum R410a als Kältemittel verwendet. Abbildung 5.8 zeigt hierzu den Kälteprozess mit einer Verdampfung im Speicher vom Zustand 6 nach 2. Analog gibt Gleichung (5.9) die Verdampferleistung wieder.

$$\dot{Q}_{V,ges} = \dot{m}_{KM} \cdot \Delta h_{V,ges} = \dot{m}_{KM} \cdot (h_2 - h_6) \quad (5.9)$$

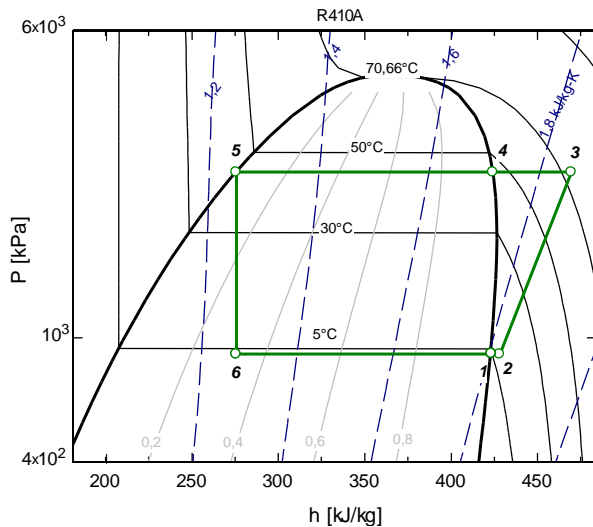


Abb. 5.8: Log p, h-Diagramm mit Kältekreislauf.

Beim Verdampfungsvorgang wird von einer geringen Überhitzung des Kältemittels im Speicher ausgegangen (Zustandspunkte 1-2). Um die sich ändernden Temperaturen und Wärmeübergänge der Zweiphasen- und Gasströmung zu berücksichtigen, wird vereinfachend eine thermodynamische Mitteltemperatur und ein gemittelter Wärmeübergangskoeffizient verwendet. Die Qualität dieser Vereinfachung wird im Anhang überprüft und dargestellt (siehe C1).

Mit der thermodynamischen Mitteltemperatur $T_{Th,m}$ lassen sich gleitende Temperaturen bei der Wärmeaufnahme miteinbeziehen. Diese ist definiert als Quotient aus dem Wärmestrom und dem aufgenommenen Entropietransportstrom und kann für die Verdampfung mit Gl. (5.10) beschrieben werden [14, S.115].

$$T_{Th,m} = \frac{\dot{Q}_{V,ges}}{\dot{S}_{V,ges}} = \frac{\dot{m} \cdot \Delta h_{V,ges}}{\dot{m} \cdot \Delta s_{V,ges}} = \frac{\Delta h_{V,ges}}{\Delta s_{V,ges}} \quad (5.10)$$

Die gemittelte innere Wärmeübergangszahl $\tilde{\alpha}_i$ wird mit Gleichung (5.11) durch eine Gewichtung mit den Enthalpieanteilen für die reine Verdampfung Δh_V und Überhitzung $\Delta h_{\bar{u}}$ formuliert.

$$\tilde{\alpha}_i = \tilde{\alpha}_{\text{gas}} \cdot \frac{\Delta h_{\text{ü}}}{\Delta h_{\text{V,ges}}} + \tilde{\alpha}_{\text{v}} \cdot \frac{\Delta h_{\text{V}}}{\Delta h_{\text{V,ges}}} \quad (5.11)$$

Anschließend lässt sich mit Gl. (5.12) die Leistung der Wärmeübertragung vom PCM zum Kältemittel bestimmen.

$$\dot{Q}(t) = \frac{1}{R_{\text{ges}}(t)} \Delta T = UA_{\text{ges}}(t) \cdot (T_{\text{PCM}} - T_{\text{Th,m}}) \quad (5.12)$$

Unter Anwendung eines expliziten Verfahrens lässt sich nun die momentane Energiemenge gemäß Gl. (5.13) mit der Leistung der Wärmeübertragung, der Zeitschrittdauer Δt und der Energiemenge des vorherigen Zeitschritts $Q(t - \Delta t)$, bilden.

$$Q(t) = \dot{Q}(t) \cdot \Delta t + Q(t - \Delta t) \quad (5.13)$$

Schließlich kann das Gleichungssystem iterativ gelöst und für jeden Zeitschritt der Durchmesser $d_{\text{PCM}}(t)$ und somit auch die Position der Phasenfront bestimmt werden. Für die Durchführung wird das Programm Engineering Equation Solver [95] eingesetzt.

Abbildung 5.9 zeigt, für die angenommenen Werte aus Tabelle 14, entscheidende Kenngrößen und deren dynamisches Verhalten.

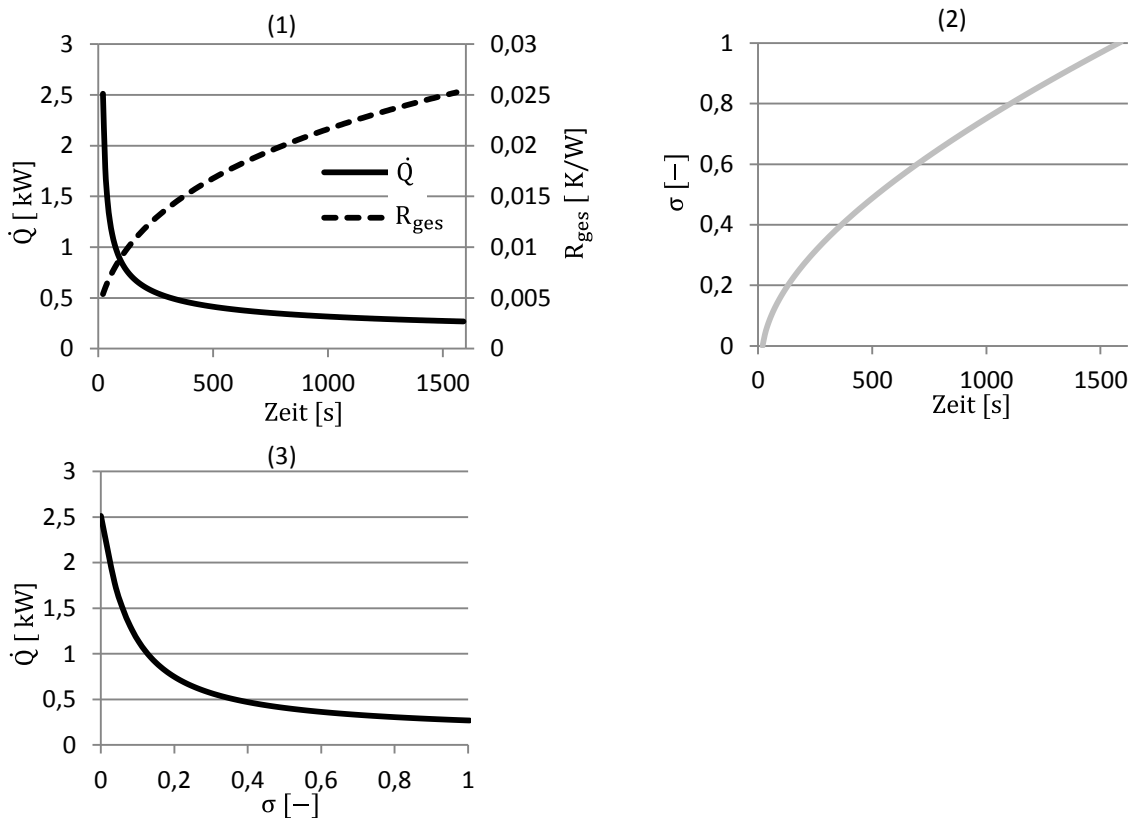


Abb. 5.9: Simulation mit wandernder Phasenfront, (1) Leistung und Wärmewiderstand über die Zeit, (2) Phasenänderung über die Zeit, (3) Leistung über die Phasenänderung.

Diagramm (1) stellt hierzu bei dem Ablauf eines Kristallisationsvorgangs die zeitlichen Verläufe des Gesamtwärmewiderstands und der Leistung dar. Erwartungsgemäß steigt mit der

Zeit der Gesamtwärmewiderstand infolge der Kristallisation. Die zu Beginn hohe Leistung ist die Folge der anfangs geringen Kristallisationsschicht und des damit verbundenen geringen Wärmewiderstands des Phasenwechselmaterials. Die Leistung nimmt zunächst stark ab. Anschließend mit Zunahme der Kristallisation, dominiert der Wärmewiderstand des Speichermaterials, weshalb die Leistung kontinuierlich gleichmäßiger sinkt. Analog weist der zeitliche Verlauf der Phasenänderung, der zugleich dem Energieinhalt des Speichers entspricht, ein zunächst stark ansteigendes und daraufhin abflachendes Verhalten auf (siehe Diagramm (2)). Als ein Resultat aus den beiden betrachteten Diagrammen lässt sich der Leistungsverlauf über die Phasenänderung darstellen (siehe Diagramm (3)). Folglich tritt bei diesem auch eine Leistungsabnahme mit Voranschreiten der Kristallisation auf. Vergleicht man die Diagramme (1) und (3) zeigt sich ein unterschiedlicher Leistungsverlauf über die Zeit und die Phasenänderung. Die hohen Leistungen zu Beginn bewirken in einem kurzen Zeitraum von ca. 8 % der Gesamtzeit etwa 20 % des Phasenwechsels. Der restliche Phasenwechsel erfolgt über eine lange Zeitdauer mit deutlich geringerer Leistung und höchsten Leistungseinbußen am Ende des Phasenwechsels. Um eine zu starke Leistungsabnahme zu unterbinden, kann daher in gewissen Fällen ein nicht vollständiges Durchladen des Speichers sinnvoll sein.

Tabelle 14: Annahmen der Simulation für Geometrie, Phasenwechselmaterial³³ und Kälteprozess.

Bezeichnung	Formelzeichen	Wert	Einheit
Rohrdurchmesser (außen)	d_o	0,012	m
Innendurchmesser	d_i	0,010	m
Max. Kristallisationsdurchmesser	d_{max}	0,022	m
Länge	L	20	m
Phasenwechseltemperatur	T_{PCM}	11	°C
Schmelzenthalpie	$\Delta h_{PCM,v}$	127	MJ/m ³
Wärmeleitfähigkeit	λ_{PCM}	0,2	W/(m·K)
Verdampfungstemperatur	T_V	4	°C
Überhitzung	$\Delta T_{\dot{U}}$	5	K
Kondensationstemperatur	T_K	45	°C
Unterkühlung	ΔT_U	0	K
Mittlere Wärmeübergangskoeffizienten ³⁴	$\tilde{\alpha}_v$	1,6	kW/(m ² ·K)
	$\tilde{\alpha}_{gas}$	0,3	kW/(m ² ·K)

5.1.3.2. Untersuchung der Einflussgrößen

Aufbauend auf den eingeführten Kennzahlen für thermische Speicher (Kap. 2.2.3) und dem vorgestellten vereinfachten 1D-Modell lässt sich nun der Einfluss auf den Wärmetransport von einzelnen Größen mit einer Parametervariation feststellen. Dazu werden für die Bewer-

³³ Als PCM wurden Stoffdaten eines gängigen Paraffins, RT11HC der Firma Rubitherm, verwendet und ausschließlich der latente Bereich betrachtet.

³⁴ $\tilde{\alpha}$ -Werte nach Abb. 2.6 für geringe G-Werte (ca. G=100) angenommen.

tung die *Leistungs-* und *Energiedichte* sowie die *Betriebszeit* verwendet. Dies sind alles essentielle Kriterien einer Speicheranwendung.

Wie bereits in Kapitel 5.1.1 durch die statische Analyse der Wärmewiderstände gezeigt, bestehen bei der Verwendung von dünnwandigen Metallrohren die primären Einflussgrößen aus dem Wärmeübergangskoeffizienten des Wärmeträgermediums, der Geometrie des Wärmeübertragers und der Wärmeleitfähigkeit des Phasenwechselmaterials³⁵. In Bezug auf den Wärmeübertrager sind für die Rohre u. a. deren Dimension, Anordnung, Beschaffenheit, Führung und Länge bedeutend. Anhand des zylinderförmigen Speicherelements werden nur die wesentlichen Größen Rohrabstand, Rohrdurchmesser, Rohrlänge, die Wärmeleitung im PCM und der innere Wärmeübergangskoeffizient diskutiert. Als Übersicht visualisiert Abbildung 5.10 die zu untersuchenden Parameter.

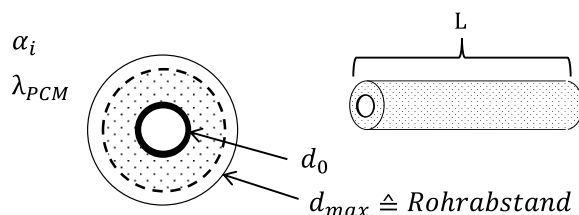


Abb. 5.10: Untersuchte Einflussparameter des betrachteten Speicherelements. Links: Größen des Wärmetransports, rechts: Geometrie Größen.

Wärmeleitfähigkeit des Phasenwechselmaterials und Wärmeübergangskoeffizient

Zunächst wird das Verhalten der Leistungsdichte für unterschiedliche mittlere Wärmeübergangskoeffizienten des Wärmeträgermediums und für verschiedene Wärmeleitfähigkeiten des Phasenwechselmaterials untersucht (siehe Abb. 5.11). Zugrunde gelegt für die Simulation werden die Werte aus Tabelle 14 bei einem Rohrabstand von $d_{\max} = 0,032$ m.

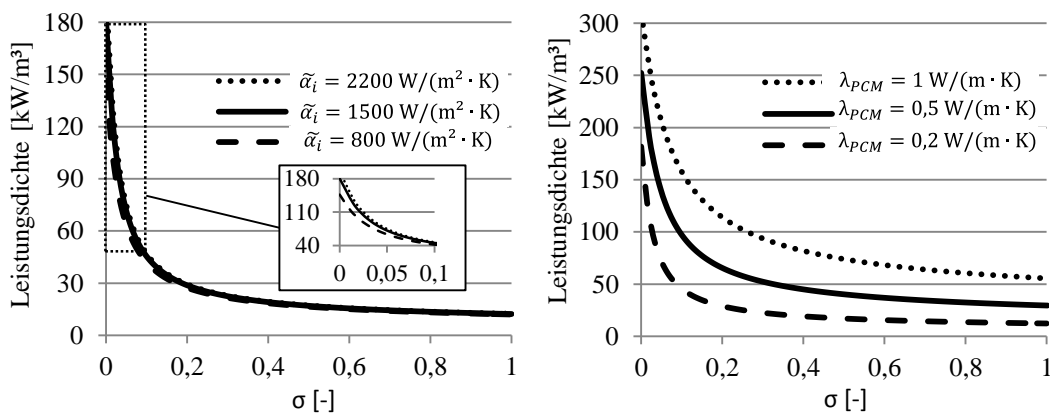


Abb. 5.11: Verlauf der Leistungsdichte bei einer Variation des mittleren Wärmeübergangskoeffizienten mit Vergrößertem Teilbereich (links) sowie bei einer Variation der Wärmeleitfähigkeit des PCMs (rechts).

³⁵ Das Rohrmaterial hat bei metallischen Wärmeübertragern, abgesehen von der thermischen Masse, kaum Einfluss auf die Speicherdynamik (vgl. Untersuchung der Wärmewiderstände, S. 99). Deshalb wird die Wärmeleitfähigkeit des Rohres nicht analysiert.

Wie aus der linken Grafik hervorgeht, beeinflusst der innere Wärmeübergangskoeffizient die Leistungsdynamik kaum. Eine marginale Abweichung der Leistungsdichte liegt in der Anfangsphase vor, da zu Beginn die erstarrte PCM-Schicht mit geringer Dicke nur einen geringen Wärmewiderstand besitzt (siehe vergrößerter Bereich für σ 0 bis 0,1). Grundsätzlich würde der Einfluss des inneren Wärmeübergangskoeffizienten bei sehr guten Wärmeleitfähigkeiten des Speichermaterials oder geringeren Rohrabständen verstärkt werden. In der Regel jedoch spielt sein Einfluss eine untergeordnete Rolle. Betrachtet man in der rechten Darstellung die Auswirkung von λ_{PCM} , ist diese deutlich gravierender. So führt bei den hier gewählten Annahmen eine Verbesserung der Wärmeleitfähigkeit von $0,2 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ auf $1 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ zu einer etwa vierfach höheren Leistungsdichte. Diese Feststellung steht im Einklang mit der Analyse der Wärmewiderstände, bei der sich das PCM als dominierender Wärmewiderstand herausstellte.

Rohrabstand und Rohrdurchmesser

Für einen sinnvollen Vergleich von unterschiedlichen Geometrien eines Wärmeübertragers bieten sich als Bewertungskriterien – durch den Bezug auf das Speichervolumen – die Energie- und Leistungsdichte an. Das Verhalten dieser beiden Größen wird in Abbildung 5.12 bei verschiedenen Rohrabständen und Rohraußendurchmessern aufgezeigt. Dafür wurde für jeden der dargestellten Datenpunkte ein vollständiger Kristallisationsvorgang mit dem 1D-Modell simuliert und anschließend die Leistungs- und Energiedichte mit den Gleichungen (2.17) und (2.19) formuliert (vgl. Kenngrößen der thermischen Speicherung).

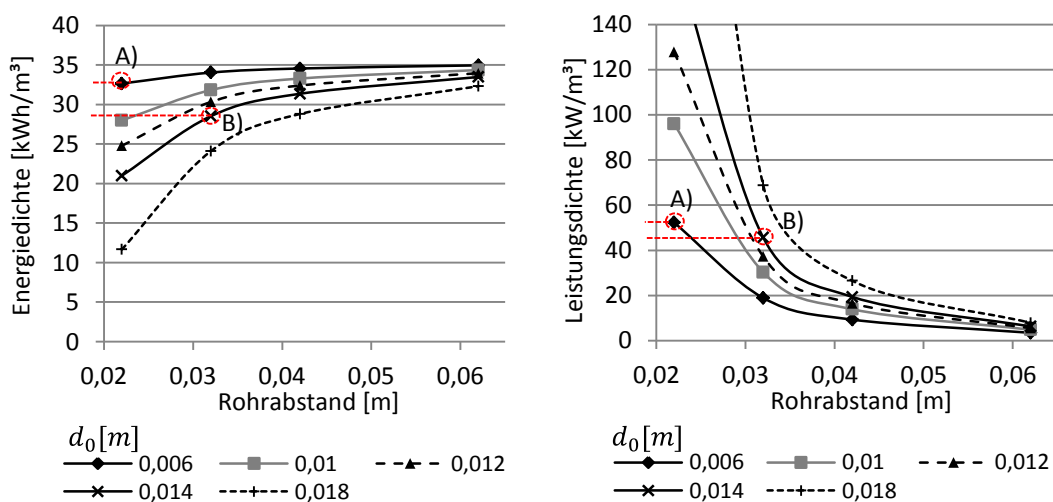


Abb. 5.12: Energiedichte und Leistungsdichte bei verschiedenen Rohrdurchmessern und Rohrabständen. Als Basis für die Berechnung dienen die Annahmen von Tabelle 14 und ein $\lambda_{PCM} = 0,5 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$.

Wird zunächst auf der linken Seite die Energiedichte betrachtet, zeigt sich, dass die Werte bei den kleinsten Rohrdurchmessern und den größten Rohrabständen am höchsten sind. Grundsätzlich nehmen kleinere Rohre ein geringeres Volumen ein, wodurch sich höhere Energiedichten erzielen lassen. Beim größten Rohrdurchmesser lässt sich selbst mit dem höchsten Rohrabstand nicht die gleiche Energiedichte wie beim kleinsten Rohr mit geringstem Rohrab-

stand erreichen. Ein zur Energiedichte gegensätzliches Verhalten liegt bei der Leistungsdichte vor, bei der die größten Rohre auch die höchsten Werte besitzen.

Des Weiteren wird als Zielgröße bei einer Speicherauslegung häufig eine gewisse Betriebszeit und Energiemenge des Speichers angestrebt. Abbildung 5.13 zeigt die Betriebszeiten analog zu Abbildung 5.12 für unterschiedliche Rohrabstände und Rohrdurchmesser. Hieraus lässt sich erkennen, dass die gleiche Betriebszeit mit verschiedenen Speicherkonfigurationen zu erreichen ist. Exemplarisch werden die zwei Varianten A) mit kleinem Rohrdurchmesser und geringem Rohrabstand und B) mit größerem Rohrdurchmesser und größerem Rohrabstand betrachtet. Für beide liegt die gleiche Betriebszeit vor, jedoch besitzt B) eine geringere Energie- und Leistungsdichte. Wird bei Variante B) die gleiche Energiemenge wie bei A) gefordert, muss folglich das Volumen des Speichers um den Quotienten der Energiedichten erhöht werden. Der Speicher müsste hierdurch in seinem Volumen um etwa 14% größer sein (siehe Abb. 5.12 – 33 kWh/m³ zu 29 kWh/m³). Aus diesem Zusammenhang lässt sich schließen, dass Speicher mit kleineren Rohren für die gleiche Energiemenge und Betriebszeit das geringste Speichervolumen benötigen.

Der Ansatz, die Leistungsdichte durch viele kleine Rohre zu verbessern, wird auch als „Multi-tubes“ bezeichnet [96]. Allerdings gilt es zu beachten, dass bei geringeren Rohrquerschnitten höhere Massenstromdichten vorliegen, die wiederum zu höheren Druckverlusten führen. Daher ist je nach Randbedingung der Druckverlust zu überprüfen.

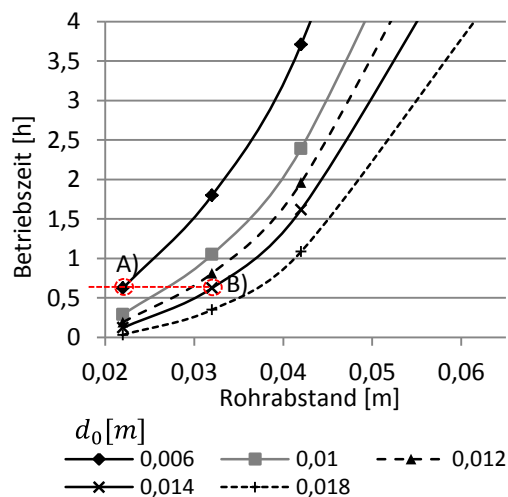


Abb. 5.13: Ausschnitt der Betriebszeit bei verschiedenen Rohrdurchmessern und Rohrabständen mit den Varianten A) und B).

Rohrlänge

Für das betrachtete Speicherelement mit einem gleichbleibenden Verhalten des Wärmeträgerfluids im Wärmeübertrager, wie dies in Annäherung bei einer Verdampfung oder Kondensation vorliegt, kann sowohl der Energieinhalt als auch die Leistung mit größeren Rohrlängen gesteigert werden. Die Entladezeit bleibt hierbei durch die simultan steigende Energie- und

Leistungsdichte in etwa konstant. Eine gewisse Leistungsminderung kann durch einen höheren Druckverlust bei größeren Rohrlängen vorliegen.

Rohrabstand und Wärmeleitfähigkeit des Phasenwechselmaterials

Wie in den vorhergehenden Diskussionen erläutert, lässt sich mit der Veränderung des Rohrabstands, der Rohrdimension und der Rohrlänge die Leistung und Energiemenge beeinflussen. So kann beispielsweise eine höhere Leistungsdichte mit einem geringen Rohrabstand erzielt werden. Eine Verringerung des Rohrabstands hat allerdings zugleich eine negative Auswirkung auf die Energiedichte. Um eine hohe Leistungsdichte bei weiterhin hohen Energiedichten zu ermöglichen, sind daher Maßnahmen, die den Wärmeübergang des Phasenwechselmaterials verbessern, notwendig (s. Maßnahmen – Kap. 2, Abb. 2.25).

Abbildung 5.14 zeigt hierzu die erzielbare Leistungsdichte für verschiedene Wärmeleitfähigkeiten und Rohrabstände. Des Weiteren sind in vertikaler Richtung konstante Energiedichten abgebildet.

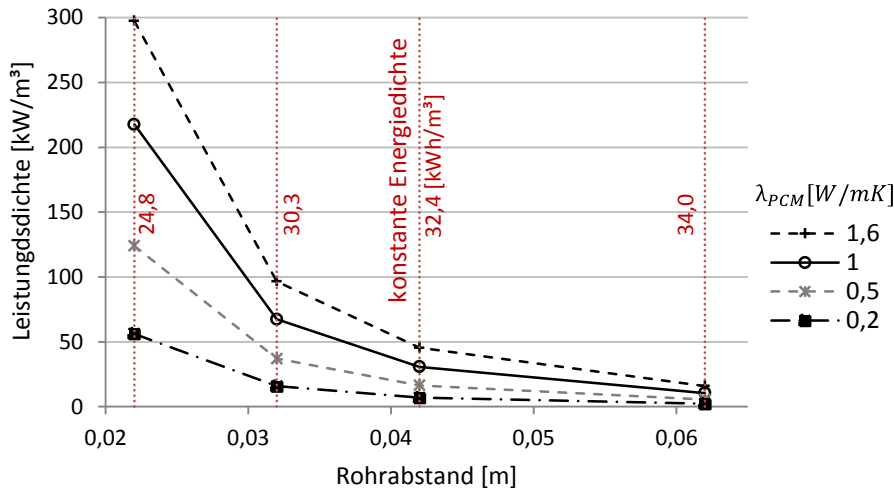


Abb. 5.14: Leistungsdichte in Abhängigkeit der Rohrabstände bei einer Variation der PCM-Wärmeleitfähigkeit mit Darstellung der konstanten Energiedichten in vertikaler Richtung. Werte der Simulation basierend auf Tabelle 14 mit $d_0 = 0,012$ m.

Aus dieser Art der Darstellung können verschiedene Rückschlüsse gezogen werden. Bei einem gleichbleibenden Rohrabstand kann die Leistungsdichte durch die Verbesserung der Wärmeleitfähigkeit erhöht werden. Erwartungsgemäß führen hohe Wärmeleitfähigkeiten und geringe Rohrabstände zu der höchsten Leistungsdichte und demzufolge auch zu der geringsten Betriebszeit. Weiterhin lässt sich durch eine Steigerung der Wärmeleitfähigkeit die gleiche Leistungsdichte auch mit größeren Rohrabständen und somit höheren Energiedichten realisieren. Abweichend von den modellierten Ergebnissen verringert sich in Realität jedoch durch Maßnahmen zur verbesserten Wärmeübertragung, wie z. B. durch Lamellen oder Verbundmaterialien, die volumetrische Energiedichte. Wie stark die Energiedichte dabei reduziert wird, hängt von der jeweiligen Maßnahme und der Erhöhung der Wärmeleitfähigkeit ab. Im

Fälle von gewöhnlichen Verbesserungen kann davon ausgegangen werden, dass die Verringerung der Energie bei max. 10% liegt (vgl. [8]³⁶).

Die Ergebnisse des vereinfachten eindimensionalen Modells liefern grundlegende Erkenntnisse für die Auslegung und die Abhängigkeiten eines Latentwärmespeichers. Während in dieser Untersuchung gleichbleibende Temperaturen angenommen werden, ließe sich mit einer Veränderung der Betriebstemperatur auch die Leistung und Betriebszeit beeinflussen. Eine starke Vereinfachung wird beim Modell für das durchströmende Kältemittel getroffen, indem von einer gemittelten Temperatur und mittleren Wärmeübergangskoeffizienten ausgegangen wird. Im Falle einer Überhitzung kann allerdings genau der Wechsel vom zweiphasigen in den gasförmigen Kältemittelzustand, mit dem geringen Wärmeübergangskoeffizient und der höheren Temperatur in der Gasphase, kritisch sein. Um dies miteinbeziehen zu können und den Detaillierungsgrad der Simulation zu erhöhen, wird im folgenden Abschnitt ein zweidimensionales Modell unter Verwendung des Finite-Volumen-Verfahrens herangezogen (siehe 4., Abb. 5.6). Mit diesem Verfahren lassen sich auch komplizierte Geometrien abbilden und im späteren Verlauf der Testspeicher modellieren.

5.1.4 Dynamisches 2D-Modell mit Finite-Volumen-Verfahren

Beim Finite-Volumen-Verfahren wird ein Speicher in einzelne Kontrollvolumen unterteilt. Die Diskretisierung des Simulationsgebiets erfolgt dabei durch Gitterpunkte, die mit einem Volumen umgeben ein Kontrollvolumen bilden [85, S.30]. Anschließend kann eine Berechnung über die einzelnen Gitterpunkte formuliert werden. Abbildung 5.15 zeigt hierfür links die Einteilung eines Speicherelements in Kältemittel, Rohr und Phasenwechselmaterial und rechts ein Kontrollvolumen mit Energiebilanz.

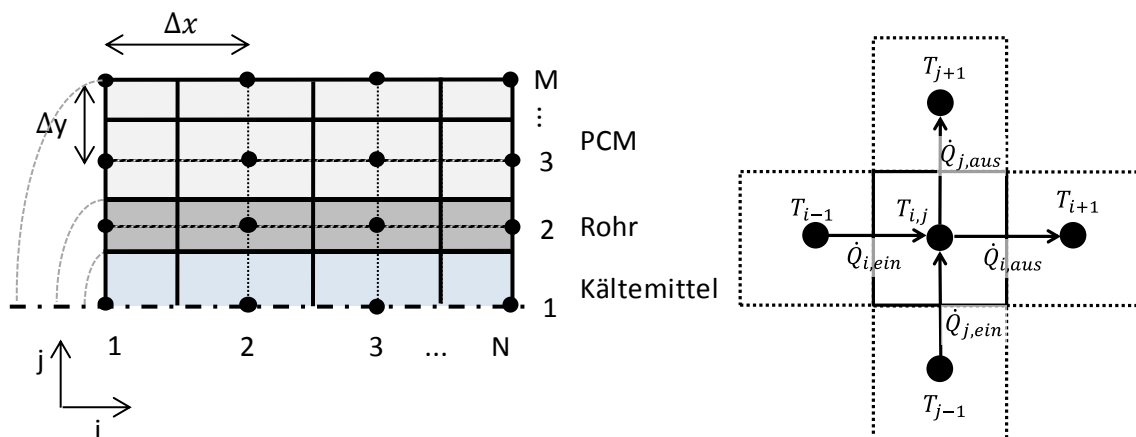


Abb. 5.15: Einteilung in Kontrollvolumen mit Symmetrieachse (links), Energiebilanz eines Knotens (rechts).

Für die Einteilung wird der Zählerindex j in radialer Richtung vom Rohr ausgehend und i in Fließrichtung des Wärmeträgerträgerfluids verwendet.

³⁶ Die Autoren untersuchen in einem Experiment drei unterschiedliche Maßnahmen zur Verbesserung der Wärmeübertragung bei PCM (Wasser). Hierbei kann eine Graphit-Matrix die effektive Wärmeleitung um mehr als das Zehnfache erhöhen, während der Wasservolumenanteil immer noch 90% beträgt.

Als Simulationsgebiet wird aufgrund von Symmetrien zumeist nur ein Ausschnitt des Speichers benötigt. Dieser wird horizontal entlang der Rohrströmung in N Gitterpunkte mit der örtlichen Schrittweite Δx und in radialer Richtung in M Gitterpunkte unterteilt. Dabei werden radial, um die Schichtdicke der verschiedenen Stoffströme bzw. Materialien zu berücksichtigen (z. B. dünnwandiges Rohrmaterial und Speichermaterial), unterschiedliche örtliche Schrittweiten Δy festgelegt.

Für jedes Kontrollvolumen lässt sich nun eine Energie- und Massenbilanz aus den zu- und abfließenden Strömen bilden. Abbildung 5.15 (rechts) zeigt hierzu den zentralen Knotenpunkt $T_{i,j}$, der mit seinen benachbarten Kontrollvolumen im Energieaustausch steht. Die stationäre Energiebilanz dieses Gitterpunkts i,j zum Zeitpunkt t ergibt sich nach Gleichung (5.14) aus den zu- und abfließenden Wärmeströmen und dem Zeitschritt Δt .

$$\frac{Q_{t,i,j}}{\Delta t} = \dot{Q}_{i,ein} + \dot{Q}_{j,ein} + \dot{Q}_{i,aus} + \dot{Q}_{j,aus} \quad (5.14)$$

Für das PCM lässt sich der horizontale Energiestrom $\dot{Q}_{i,ein}$ mit Gl. (5.15) aus der Übertragungsfähigkeit $UA_{i-1,j}$ und der Temperaturdifferenz zwischen den Kontrollvolumina $\Delta T_{i-1,j}$ formulieren. Die Übertragungsfähigkeit $UA_{i-1,j}$ resultiert infolgedessen aus der Geometrie mit der Querschnittsfläche A_q , der horizontalen Schrittweite Δx und der Wärmeleitfähigkeit.

$$\dot{Q}_{i,ein} = U \cdot A_{i-1,j} \cdot \Delta T_{i-1,j} = \left(\frac{\Delta x}{\lambda_{PCM} \cdot A_q} \right)^{-1} \cdot (T_{i-1,j} - T_{i,j}) \quad (5.15)$$

Der radiale Energiestrom $\dot{Q}_{j,ein}$ lässt sich mit Gleichung (5.16) mit den Durchmessern der Zylinderschalen (d_j, d_{j-1}) formulieren.

$$\dot{Q}_{j,ein} = U \cdot A_{i,j-1} \cdot \Delta T_{i,j-1} = \left(\frac{\ln \frac{d_j}{d_{j-1}}}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{PCM} \cdot \Delta x} \right)^{-1} \cdot (T_{i,j-1} - T_{i,j}) \quad (5.16)$$

Im Falle von unterschiedlichen Wärmeleitfähigkeiten in zwei angrenzenden Volumenelementen ist der Wärmewiderstand zu unterteilen. Gleichung (5.17) zeigt dies beispielhaft für die horizontale Energiebilanz mit den beiden Wärmeleitfähigkeiten $\lambda_{PCM,i-1}$ und $\lambda_{PCM,i}$.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{i,ein} &= U \cdot A_{i-1,j} \cdot \Delta T_{i-1,j} \\ &= \left(\frac{\frac{\Delta x}{2}}{\lambda_{PCM,i-1} \cdot A_q} + \frac{\frac{\Delta x}{2}}{\lambda_{PCM,i} \cdot A_q} \right)^{-1} \cdot (T_{i-1,j} - T_{i,j}) \end{aligned} \quad (5.17)$$

In gleicher Weise wie die einfließenden Energieströme lassen sich die abfließenden Energieströme $\dot{Q}_{i,aus}, \dot{Q}_{j,aus}$ formulieren.

Weiterhin ergibt sich der Energietransport vom Rohr an das Fluid aus der Konvektion im Rohr mit dem inneren Wärmeübertragungskoeffizient α_i , den Innenrohrdurchmesser $d_{Rohr,i}$ und der Wärmeleitung im Rohr (siehe Gl. (5.18)).

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{i,j} &= U \cdot A_{i,j-1} \cdot \Delta T_{i,j-1} \\ &= \left(\frac{1}{d_{Rohr,i} \cdot \pi \cdot \alpha_i \cdot \Delta x} + \frac{\ln \frac{d_j}{d_{Rohr,i}}}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{Rohr} \cdot \Delta x} \right)^{-1} \cdot (T_{i,j-1} - T_{i,j}) \end{aligned} \quad (5.18)$$

Bei einer expliziten Berechnung werden die Temperaturwerte des vorherigen Zeitschritts T^{n-1} verwendet. Um hierbei die in der Einführung erwähnte Stabilität für eine konvergente Lösungsentwicklung zu erreichen, ist der Zeitschritt zu begrenzen. Gleichung (5.19) zeigt für das Speichermaterial die Beschränkung des Zeitschritts Δt bei einem expliziten Verfahren [84, S.33]. Die Beschränkung ist abhängig von den Stoffwerten λ , ρ , c_p , und von der örtlichen Einteilung in x- und y-Richtung (siehe Abb. 5.15, links).

$$\Delta t \leq \frac{1}{2 \frac{\lambda}{\rho \cdot c_p} \cdot \left(\frac{1}{\Delta x^2} + \frac{1}{\Delta y^2} \right)} \quad (5.19)$$

Aus der Gleichung geht hervor, dass der Zeitschritt umso kleiner zu wählen ist, je höher die Wärmeleitfähigkeit und je geringer die Dichte, Wärmekapazität und örtliche Diskretisierung Δx , Δy sind. Für die explizite Berechnung wird daher das Rohrmaterial mit nur einem Knoten diskretisiert, um zu geringe Schichtdicken und damit zu kleine Zeitschritte zu vermeiden.

Der Phasenwechsel des PCMs kann durch die zuvor erläuterte effektive Wärmekapazitäten-Methode berücksichtigt werden (siehe Abb. 5.5). Schließlich lässt sich mit dem Volumen, der Dichte und der effektiven Wärmekapazität $c_{p,eff}$ der Zelle, unter Hinzunahme der Energiebilanz von Gl. (5.14) und der Temperatur des vorherigen Zeitschritts $T_{i,j}^{n-1}$, die neue Temperatur $T_{i,j}^n$ berechnen (Gl. (5.20)).

$$T_{i,j}^n = \frac{Q_{t,i,j}}{V_{i,j} \cdot \rho_{i,j} \cdot c_{p,eff,t,i,j}} + T_{i,j}^{n-1} \quad (5.20)$$

Im Hinblick auf das strömende Fluid ist weiterhin eine Massenbilanz zu bilden (siehe Gl. (5.21)).

$$\frac{\Delta m}{\Delta t} = \dot{m}_{ein} - \dot{m}_{aus} \quad (5.21)$$

Um die Kältemittelstoffdaten in die Simulation miteinzubeziehen, wird die Stoffdatenbank von Refprop [97] in der Simulationsumgebung von MATLAB [98] genutzt. Für die Berechnung der Enthalpie des Kältemittels wird ein Upwind-Scheme erster Ordnung verwendet, in welchem der Enthalpie-Eingangswert in Strömungsrichtung gleich dem Enthalpiewert des

vorherigen Kontrollvolumens gesetzt wird. Die lokale Enthalpie kann somit bei angenommenem gleichbleibendem Druck mit Gl. (5.22) aus dem Enthalpiewert der vorherigen Zelle $h_{i-1,j}^n$, dem zufließenden Energiestrom $\dot{Q}_{i,j}$ (vgl. Gl. (5.14)), dem Massenstrom, der Masse des Kontrollvolumens $m_{i,j}^n$ und dem Zeitschritt formuliert werden [99, S.30].

$$h_{i,j}^n = \frac{\dot{m}_{i-1,j}^n \cdot h_{i-1,j}^n + \dot{Q}_{i,j}^n + \frac{h_{i,j}^{n-1} \cdot m_{i,j}^{n-1}}{\Delta t}}{\frac{m_{i,j}^{n-1}}{\Delta t} + \dot{m}_{i-1,j}^n} \quad (5.22)$$

Mit der Enthalpieberechnung und der Stoffdatenbank können die Temperaturen und die Aggregatzustände des Kältemittels in den Zellen ermittelt werden.

Bei eingegrenzten Betriebsbedingungen lassen sich für jeden Aggregatzustand die Wärmeübergangskoeffizienten anstelle von detaillierten Korrelationen durch vereinfachte Gleichungen in Abhängigkeit der Durchflussmenge formulieren [91]. Infolge der Zellteilung kommt es allerdings in einer der Zellen zu einem Übergang von zweiphasiger Kältemittelströmung mit Flüssig- und Gasanteilen zu einer rein gasförmigen Strömung im Überhitzungsabschnitt des Wärmeübertragers. Dort findet eine starke Veränderung des Verhaltens des Kältemittels durch sich ändernde Stoffeigenschaften statt. Für diesen Übergang wird eine Mischzelle gebildet (siehe Abb. 5.16).

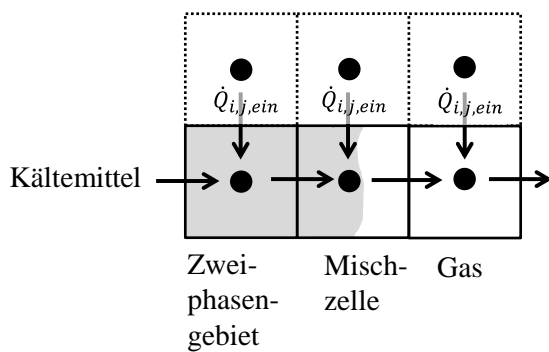


Abb. 5.16: Mischzelle auf der Kältemittelseite beim Verdampfen.

In der Mischzelle wird eine mittlere Wärmeübergangszahl unter Berücksichtigung der Energieumsätze im Verdampfungsteil und Überhitzungsteil berechnet. Hierzu kann erneut auf Gl. (5.11) zurückgegriffen werden. Da die Wärmeübergangszahl wiederum direkten Einfluss auf den Wärmestrom nimmt (s. Gl. (5.18)), wird diese Mischzelle für eine verbesserte Konvergenz iterativ berechnet. Der vorgestellte Ansatz mit einer Mischzelle kann auch für die Kondensation angewendet werden. In diesem Fall liegen Mischzellen beim Übergang zwischen der Enthitzung des Heißgases zur Kondensation und zwischen der Kondensation zur Unterkühlung vor.

Wird im Verdampferbetrieb eine konstante Überhitzung des Kältemittels angestrebt, ist dafür eine Regelung erforderlich. Dazu wird für jeden Zeitschritt nach dem Durchlaufen des Hauptprogramms die Überhitzung durch einen Abgleich der Soll-Überhitzung mit der Ist-

Überhitzung geregelt. Wird der geforderte Sollwert unterschritten, wird der Kältemittelmassestrom reduziert. Für diese Umsetzung wurde eine vereinfachte PID-Regelung hinterlegt, die den Massestrom schrittweise verringert. Infolgedessen resultiert aus der Simulation auch ein teilweise stufenförmiger Leistungsverlauf.

5.1.4.1. Vergleich 2D-Modell mit vereinfachtem 1D-Modell

Mithilfe der aufgeführten Methode kann ein Latentwärmespeicher mit dem 2D-Modell simuliert und die Ergebnisse mit dem 1D-Modell verglichen werden. Hierzu wird erneut ein Speicherelement mit einer Kältemittelverdampfung im Rohr betrachtet (s. Abb. 5.7). Abbildung 5.17 stellt den simulierten Leistungsverlauf unter Verwendung des 2D-Modells und des vereinfachten 1D-Modells dar. Beide Verläufe zeigen eine größtenteils gute Übereinstimmung. Während die Werte des 2D-Modells anfangs eine etwas höhere Leistung aufweisen, sinken diese mit fortgeschrittener Kristallisation unter die Leistung des 1D-Modells. Grundlegend wird im 1D-Modell keine sensible Wärme miteinbezogen und die Überhitzung nur sehr vereinfacht berücksichtigt (s. Gl. (5.10) und Gl. (5.11)). Wegen des höheren Energieinhalts (inklusive sensibler Wärme) und der genaueren Abbildung der Überhitzung, erfolgt beim 2D-Modell die vollständige Kristallisation nicht in der gleichen Zeit. Der Speicher ist zwar nach ca. 720 s zum größten Teil kristallisiert, besitzt aber noch in der Zone der Kältemittelüberhitzung Speichermaterial im Phasenübergang. Aufgrund der schlechteren Wärmeübertragung und der höheren Temperatur des gasförmigen Kältemittels ist dort die Kristallisation noch nicht vollzogen. Dies ist an der PCM-Temperatur zu erkennen, die sich bei $L = 1$ m über der Phasenwechseltemperatur befindet (Abb. 5.17, rechts).

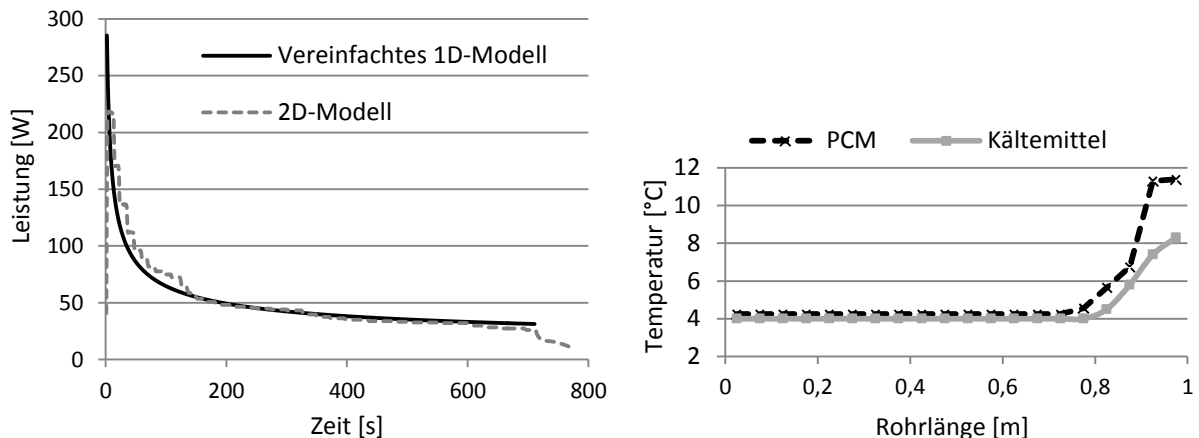


Abb. 5.17: Simulierter Leistungsverlauf mit 2D- und 1D-Modell (links) und simulierte Temperaturverläufe bei nahezu vollständiger Kristallisation (rechts), PCM-Temperatur oben und Kältemittel mit Verdampfung und Überhitzung unten. Für beide Modelle wird $L = 1$ m, $\lambda_{\text{PCM}} = 0,5$ W/(m · K) sowie die Werte aus Tabelle 14 angenommen. Für das 2D-Modell wird zudem ein Temperaturbereich des Phasenwechsels mit 10,5 bis 11,5 °C zugrunde gelegt.

Der Vergleich hat gezeigt, dass sich das 1D-Modell zufriedenstellend auf eine einfache Geometrie bei gleichbleibenden Randbedingungen anwenden lässt. Liegen u. a. ein hoher sensibler Wärmeanteil bei der Speicherung, eine hohe Kältemittelüberhitzung oder stark ändernde

lokale Wärmeübergangszahlen des Kältemittels vor, verliert das 1D-Modell an Genauigkeit. In diesem Fall sowie für komplizierte Geometrien und Wärmeübertrager ist das 2D-Modell anzuwenden.

5.1.4.2. 2D-Modell mit Lamellen

Betrachtet man die klassischen Wärmeübertrager in der Kältetechnik, ist Luft sehr häufig das sekundäre Medium. Luft hat mit dem Phasenwechselmaterial gemein, dass es bei Anwendungen mit Kältemittel den Wärmewiderstand dominiert. Bei Luft-Wärmeübertragern werden daher Lamellenstrukturen eingesetzt, um die Oberfläche auf der Luftseite zu erhöhen. In einer Studie von Medrano et al. [100] wurden fünf verschiedene Wärmeübertragerkonfigurationen mit Wasser als Wärmeträgermedium für PCM-Anwendungen experimentell untersucht und bewertet. Darin zeigte sich ein kommerzieller Lamellenwärmeübertrager durch seine hohe mittlere Leistung als sehr geeignet [100]. Auch in anderen Projekten wurden PCM-Speicher mit Lamellenwärmeübertragern untersucht und erwiesen sich aufgrund ihrer guten Speicherdichte [101] und hohen erreichbaren Leistungen als sehr vielversprechend [102]. Des Weiteren sind Lamellenwärmeübertrager etabliert in der Kältetechnik und können damit den Ansprüchen des Kältemittels, wie beispielsweise einer hohen Druckfestigkeit, gerecht werden. Als Konsequenz daraus werden als Maßnahme zur Verbesserung des Wärmeübergangs Lamellenwärmeübertrager betrachtet und diese auch für den Testspeicher eingesetzt.

Für die Modellierung wird hierzu das 2D-Modell bezüglich der Lamellen erweitert. Um dem gerecht zu werden, wird ein vorhandener validierter Simulationsansatz eines Lamellenwärmeübertragers mit Paraffin verwendet [102] und dieser entsprechend angepasst. Beim Ansatz aus der Literatur wird der Latentwärmespeicher ähnlich wie ein Luft-Wärmeübertrager behandelt und unter Berücksichtigung der Geometrie des Wärmeübertragers und der Wärmeleitfähigkeit des Speichermaterials ein äquivalenter Wärmeübergangskoeffizient angesetzt [35]. Es wird somit davon ausgegangen, dass der Phasenwechsel primär von der Rippe aus geschieht. Im Folgenden wird die Herangehensweise genauer erläutert.

Abbildung 5.18 stellt das zweidimensionale Modell des Latentwärmespeichers (links) mit einem Simulationselement (oben, rechts) dar. Als Randbedingung wird für jedes Simulationselement ein adiabates Verhalten zum unten und oben angrenzenden Element angenommen. Das Abbilden des gesamten Speichers geschieht durch das Verknüpfen mehrerer Simulationselemente.

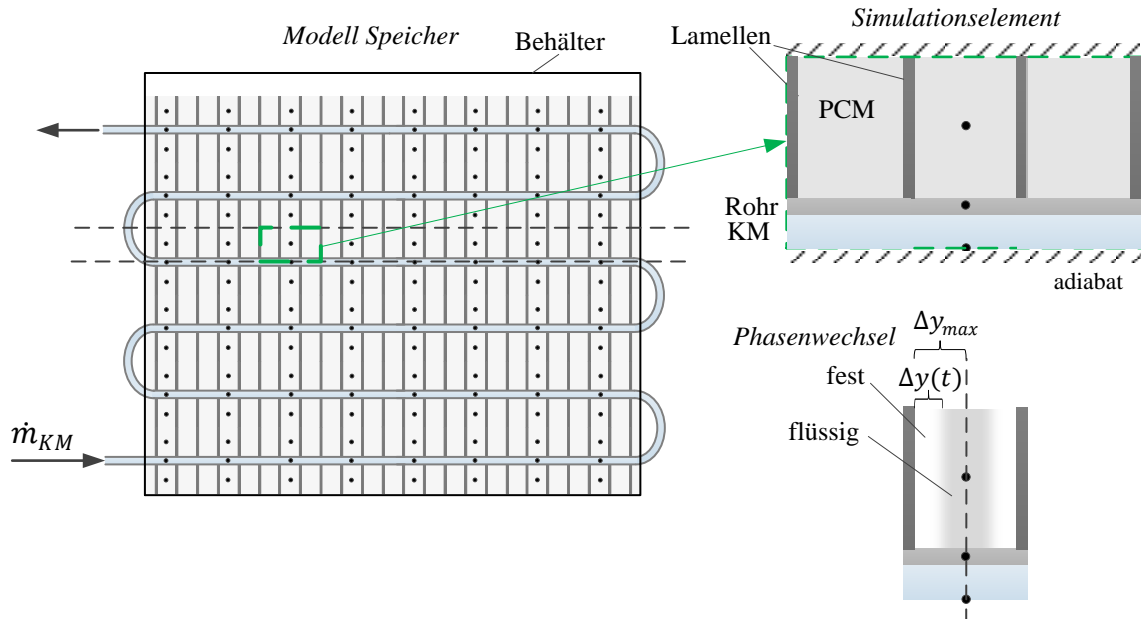


Abb. 5.18: Simulationsmodell des Latentwärmespeichers mit Diskretisierung (links), Ausschnitt eines Simulationselements (rechts, oben) und Annahme des Kristallisationsvorgangs (rechts, unten).

Um eine zu aufwendige Diskretisierung mit hohem Rechenaufwand zu vermeiden, wird der PCM-Knoten eines Speicherelements mit mehreren Lamellenzwischenräumen abgebildet. Daraus ergibt sich eine Vereinfachung, da angenommen wird, dass im Bereich eines Volumenelements keine Temperaturunterschiede in radialer oder axialer Richtung vorliegen [102]. Die Dichte und Wärmekapazität der Rippen eines PCM-Knotens werden durch mittlere Stoffwerte mit den Volumenanteilen v berücksichtigt (siehe Gl. (5.23) und Gl. (5.24))

$$\rho_m = \rho_{PCM} \cdot v_{PCM} + \rho_R \cdot v_R \quad (5.23)$$

$$c_{p,m} = \frac{\rho_{PCM}}{\rho_m} \cdot c_{p,PCM} \cdot v_{PCM} + \frac{\rho_R}{\rho_m} \cdot c_{p,R} \cdot v_R \quad (5.24)$$

Für die spezifische Wärmekapazität des Phasenwechselmaterials $c_{p,PCM}$ wird bei der Temperaturänderung außerhalb des Phasenwechsels, die Wärmekapazität des flüssigen $c_{p,PCM,fl}$ bzw. festen Materials $c_{p,PCM,fe}$ und im Temperaturbereich des Phasenwechsels eine effektive Wärmekapazität $c_{p,eff}$ angesetzt (siehe Abb. 5.5).

Der Wärmetransport im PCM wird mithilfe eines äquivalenten Wärmeübergangskoeffizienten α_{aeq} beschrieben. Dieser lässt sich mit der Wärmeleitung des PCMs λ_{PCM} und der Entfernung Δy formulieren. Abweichend vom Simulationsansatz aus der Literatur [102], bei dem für die Berechnung von α_{aeq} konstant der halbe Abstand zwischen zwei Rippen (Δy_{max}) angesetzt wurde, wird hier, mit $\Delta y(t)$, eine zeitabhängige Entfernung der Grenzschicht eingeführt (siehe Gl. (5.25) und Abb. 5.18 rechts unten, Phasenwechsel).

$$\alpha_{aeq} = \frac{\lambda_{PCM}}{\Delta y(t)} \quad (5.25)$$

Der Wert $\Delta y(t)$ soll somit das Fortschreiten der Kristallisation berücksichtigen und wird mithilfe des Verhältnisses aus der während des Phasenwechsels eingebrachten Energie zur latenten Energie gebildet. Dies erfolgt analog zu Gl. (5.5) und Gl. (5.6), nur hier für eine ebene Kristallisation, ausgehend von der Rippe (siehe Gl. (5.26)).

$$\Delta y(t) = \sigma \cdot \Delta y_{max} \quad (5.26)$$

Mit dem äquivalenten Wärmeübergangskoeffizienten kann daraufhin durch Gleichung (5.27) der PCM-seitige Wärmewiderstand mit der Kernrohraußenfläche und der Rippenfläche A_R unter Hinzunahme des Lamellenwirkungsgrads η_R bestimmt werden.

$$R_{PCM} = \frac{1}{\alpha_{aeq} \cdot (\eta_R \cdot A_R + A_0)} \quad (5.27)$$

Der Lamellenwirkungsgrad berücksichtigt dabei, dass eine Temperaturdifferenz zwischen Rippenfuß und Rippenoberfläche vorliegt. Die Berechnung kann über die Lamellengeometrie erfolgen:

$$\eta_R = \frac{\tan X}{X} \quad (5.28)$$

Hierbei ist X eine Hilfsgröße (s. Gl. (5.29)). Die Art der berippten Oberfläche lässt sich dazu mit dem φ -Wert nach dem VDI Wärmetlas, Abschnitt Mb [16, S.1] bestimmen. Weiterhin gehen in Gleichung (5.29) der Rohrdurchmesser, die Wärmeleitfähigkeit der Rippe λ_R , die Rippendicke s_R sowie der Wärmeübergangskoeffizient mit ein.

$$X = \varphi \cdot \frac{d}{2} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_{aeq}}{\lambda_R \cdot s_R}} \quad (5.29)$$

Der hier gewählte Ansatz wird für Lamellen mit dem Phasenwechselmaterial Paraffin angewendet. Bei der Nutzung von einem PCM mit einer deutlich besseren Wärmeleitfähigkeit (z. B. Wasser/Eis oder Salzhydrat) verringert sich nach den Gleichungen (5.28) und (5.29) der Lamellenwirkungsgrad der Rippe. Eine größere Temperaturdifferenz zur Rippenoberfläche und somit eine geringe Wirksamkeit der Lamellenfläche sind die Folge. Der Ansatz, dass die Kristallisation primär von der Lamelle aus geschieht, ist daher für diese Materialien weniger zutreffend und zu prüfen.

Die Kältemittelseite wird in gleicher Weise, wie in Kap. 5.1.4 erläutert, abgebildet. Dabei werden Druckverluste bisher nicht berücksichtigt. Um deren Auswirkung zu beleuchten, werden diese im Zuge der Speicherauslegung mitbetrachtet.

5.1.5 Auslegung des Testspeichers

Der Testspeicher wird in mehreren Schritten entworfen:

- Die Auswahl eines passenden Phasenwechselmaterials
- Der Einbezug kältetechnischer und speichermaterialspezifischer Anforderungen an den Latentwärmespeicher
- Die thermische Vorauslegung des Testspeichers mit integriertem Wärmeübertrager durch eine Näherungslösung
- Überprüfung der Speicherauslegung durch dynamische Simulation mit dem 2D-Modell

5.1.5.1. Wahl des Phasenwechselmaterials

Für den Testspeicher wurde zu Demonstrationszwecken als PCM das Hochleistungsparaffin RT28HC gewählt. Dieses Paraffin weist einen engen Schmelzbereich zwischen 27–29 °C auf, ist einfach in der Handhabung und verursacht keine Korrosion an Metallen. Die Temperaturen des Phasenwechsels liegen hierbei auf einem mittleren Temperaturniveau zwischen gängigen Verdampfungs- und Kondensationstemperaturen, um so die beiden Betriebsarten der Direktverdampfung und -verflüssigung untersuchen zu können. Die latente Wärme im Schmelzbereich beträgt ca. 215 kJ/kg. Für den entscheidenden Temperaturbereich sind die massenbezogenen Teilenthalpien des Paraffins beim Aufwärm- und Abkühlvorgang aus Abbildung 5.19 ersichtlich.

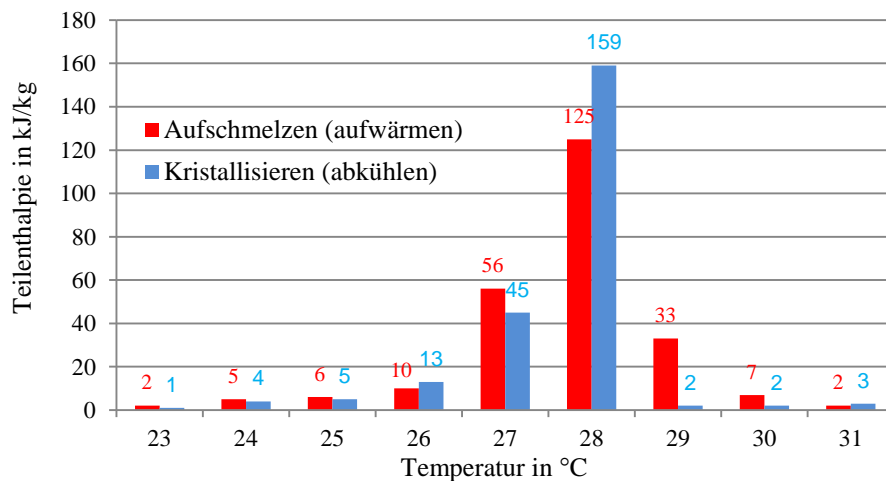


Abb. 5.19: Teilenthalpien des Paraffins RT28HC, Datengrundlage und Anlehnung an Rubitherm Technologies GmbH.

Die Herstellerangaben zeigen eine geringfügige Hysterese für die Teilenthalpien beim Aufschmelzen gegenüber dem Energieumsatz beim Kristallisieren des PCMs. Weitere Angaben zu den Stoffeigenschaften sind in Anhang C2 aufgeführt. Hervorzuheben ist aus diesen die geringe, aber für Paraffine übliche Wärmeleitfähigkeit von $0,2 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$.

5.1.5.2. Anforderungen an den Testspeicher

Für die thermische Auslegung und die konstruktive Gestaltung des Latentwärmespeichers bestehen durch das Kältemittel und durch das PCM mehrere technische Anforderungen, die es zu erfüllen gilt. Auf die Anforderungen wird im Folgenden eingegangen, um diese anschließend bei der thermischen Auslegung berücksichtigen zu können.

Kältetechnische Anforderung

In Bezug auf die kältetechnische Anforderung muss ein gewisser Wertebereich der Massenstromdichte pro Rohrstrang eingehalten werden. Hersteller verwenden dafür zumeist Erfahrungswerte. Im Allgemeinen sollte einerseits die Massenstromdichte nicht zu gering sein, damit ein guter Wärmeübergang erzielt wird³⁷ und zudem ausreichend hohe Strömungsgeschwindigkeiten für eine Ölrückführung zum Kompressor erreicht werden. Andererseits sind sehr hohe Massenstromdichten wegen der Druckverluste zu vermeiden. Abbildung 5.20 verdeutlicht dies durch den exponentiellen Anstieg der Druckverluste³⁸ mit zunehmender Massenstromdichte bei verschiedenen Rohrdimensionen (s. rechts). Für gleiche Leistungen sind darüber hinaus bei kleineren Rohren auch höhere Massenstromdichten notwendig (Abb. 5.20 (links)).

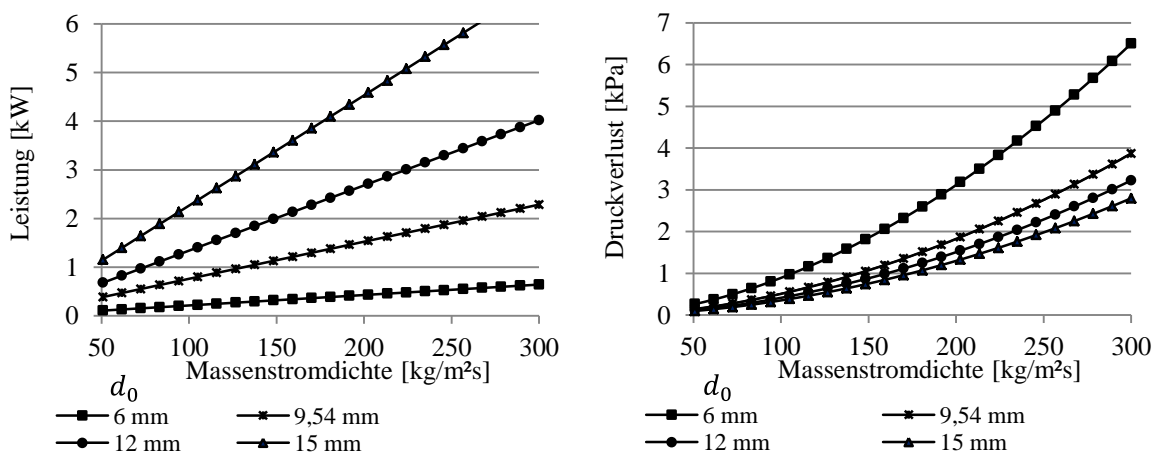


Abb. 5.20: Links: Verdampferleistung bei verschiedenen Massenstromdichten und Rohrdimensionen für R410a, bei $T_V=12\text{ °C}$ und Dampfgehalt $x=0,2$ bei WT-Eintritt. Rechts Druckverlust für ein Rohr mit $L=1\text{ m}$.

Grundsätzlich ist bei der Auslegung ein direkter Einfluss auf die Massenstromdichte durch den Rohrdurchmesser, die Wärmestromdichte und die Länge des Wärmeübertragerrohrs gegeben. Wird nun eine gewisse Leistung, die ein Rohrstrang erzielen soll, fokussiert, ergibt sich aus der internen Energiebilanz und der Rohrquerschnittsfläche – je nach Rohrdimension, Kältemittel und Prozessbedingungen – eine bestimmte Massenstromdichte. Abbildung 5.20 zeigt links diesen Zusammenhang für das Verdampfen in einem Rohr mit dem Kältemittel R410a.

³⁷ Siehe hierzu Einführung Kapitel 2.1.2.

³⁸ Die Druckverluste sind für ein horizontales Rohr mit dem Programm EES bestimmt. Dieses berechnet die Beschleunigungsdruckverluste mit der Korrelation von Ould Didi et. al [103] und die Reibungsdruckverluste mit der Müller-Steinhagen und Heck-Korrelation [104].

Wird in Analogie zur theoretischen Analyse davon ausgegangen, dass bei einem PCM-Speicher die Leistung im Zeitverlauf sinkt, kann man sich für die Dimensionierung des Wärmeübertragers auf eine nominale Leistung beziehen. Dafür bietet sich beispielsweise die mittlere Leistung an. Der Wertebereich der Massenstromdichten sollte allerdings auch über den gesamten Leistungsbereich betrachtet werden. Für eine effektive Ausnutzung des Wärmeübertragers ist bei mehreren Rohren insbesondere beim Verdampfen auf eine gleichmäßige Kältemittelverteilung zu achten. Dies erfordert ungefähr gleichlange Rohrstränge und gegebenenfalls eine Verteileinheit. Um Verteilprobleme zu umgehen, wird daher der Wärmeübertrager des Testspeichers mit einem Rohrstrang ausgeführt.

Da bei einem etwas höheren Leistungsumsatz im Speicher externe Einflüsse, wie z. B. Wärmeverluste, relativ gesehen weniger relevant sind, wird eine nominale Leistung von ca. 2–3,5 kW angestrebt. Um dies mit einem einzelnen Rohrstrang zu verwirklichen, wären für kleinere Rohrdimensionen (6 mm, 9,54 mm) äußerst hohe Massenstromdichten ($G > 300 \text{ kg/m}^2\text{s}$) notwendig (siehe Abb. 5.20). Hingegen liegen im Fall eines Rohrdurchmessers von 15 mm die G-Werte bei den betrachteten Leistungen mit 100–150 $\text{kg/m}^2\text{s}$ in einem mittleren Bereich. Demzufolge wird diese Rohrdimension für den Wärmeübertrager gewählt.

Bei der Wahl des Rohres ist ferner der maximale Betriebsdruck des Kältemittels zu beachten, für den das passende Rohrmaterial mit einer ausreichenden Wandstärke zu wählen ist.

Anforderung Phasenwechselmaterial

Im Hinblick auf das Phasenwechselmaterial sollte der Testspeicher möglichst keine Toträume besitzen. PCM, das vom Wärmeübertrager nicht erschlossen werden kann, vollzieht nur teilweise den Phasenwechsel und mindert dadurch die effektive Energiedichte des Speichers. Zudem muss eine Materialverträglichkeit³⁹ vom verwendeten PCM mit den Materialien des Wärmeübertragers und des Behälters gegeben sein. Hierbei sind z. B. Salzhydrate in Verbindung mit Metallen problematisch, weshalb teilweise auch Legierungen oder eine andere Werkstoffwahl nötig sind. Das gewählte Paraffin hingegen schränkt die Werkstoffwahl nicht ein, wodurch standardisierte Werkstoffe, Rohre aus Kupfer und Lamellen aus Aluminium, verwendet werden können.

Damit keine kritischen mechanischen Spannungen auftreten, ist die Volumenausdehnung des Phasenwechselmaterials konstruktiv zu beachten. Das gewählte Paraffin hat im flüssigen Zustand eine geringe Dichte und wird daher durch eine angepasste Rohrführung von oben nach unten aufgeschmolzen. Im oberen Behälterteil wird dazu ein freies Volumen vorgesehen, in das sich das flüssige Paraffin ausdehnen kann. Entsprechend erfolgt die Kristallisation in entgegengesetzter Richtung, von unten nach oben.

³⁹ Siehe auch Kapitel 2.2.1 Materialklassen und Eigenschaften von PCMs.

5.1.5.3. Thermische Auslegung

Zielgrößen und Dimensionierungsparameter

Für die Auslegung des Testspeichers werden die Zielgrößen aus Tabelle 15 angestrebt.

Tabelle 15: Zielgrößen des Testspeichers.

Kenngroße	Wertebereich	Bemerkung
Mittlere Leistung	2–3,5 kW	Siehe kältetechnische Anforderungen
Betriebszeit	0,5–1,5 h	Einsatz: Kurzzeitspeicher, praktikable Versuchszeiten bei den Experimenten
Energiemenge	1–5,25 kWh	Als Resultat aus Leistung und Betriebszeit.

Um die Zielwerte zu erreichen, müssen bei der Gestaltung des Wärmeübertragers die Dimensionierungsparameter passend gewählt werden. Diese sind für einen Lamellenwärmeübertrager folgende:

- die Rohranzahl, der Rohrabstand, die Passzahl, die Rohrführung und die Wandstärke,
- der Rohrdurchmesser und die Länge eines Rohrstrangs,
- die Lamellenteilung (der Abstand zwischen zwei Rippen) und die Lamellendicke,
- das Rohr- und Lamellenmaterial.

Da durch das PCM keine Einschränkungen bei der Materialwahl bestehen, kann auf die gängigen Rohr- und Lamellenmaterialien zurückgegriffen werden. Die Rohrdimension wird durch die kältetechnischen Anforderung festgelegt. Schließlich sind die noch zu wählenden Parameter, die einen entscheidenden Einfluss auf die Zielgrößen haben, die Rohrlänge, der Rohrabstand und die Lamellenteilung (siehe Abb. 5.21).

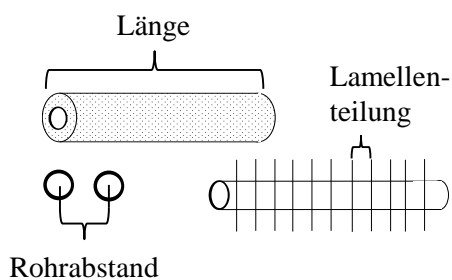


Abb. 5.21: Dimensionierungsparameter für den Lamellenwärmeübertrager.

Mit den Erkenntnissen, die aus der Untersuchung der Einflussparameter des Kapitels 5.1.3 gewonnen wurden, lassen sich bereits wesentliche Tendenzen ableiten. So lässt sich die Leistungsdichte durch geringe Rohrabstände und eine geringe Lamellenteilung erhöhen. Die Energiedichte hingegen ist bei großen Rohrabständen am höchsten. Als Folge steigt die Betriebszeit exponentiell mit größeren Rohrabständen und sinkt mit geringerer Lamellenteilung.

Vorauslegung des Testspeichers mit analytischer Lösung

Um nachfolgend die Werte der Dimensionierungsparameter zu bestimmen, wird auf eine bestehende analytische Lösung für Rippenrohre mit PCM zurückgegriffen. Mit analytischen Lösungen können ohne großen Rechenaufwand schnelle Parametervariationen durchgeführt, die Geometrie verändert und damit erste Abschätzungen geliefert werden.

Lamberg et al. setzten sich vertieft mit analytischen Lösungen für das Kristallisieren [105] und das Aufschmelzen [106] eines ebenen PCM-Elements mit Lamellen zur Bestimmung der flüssig-fest-Phasengrenze auseinander. Bauer [107] stellte eine analytische Lösung für ein radiales Rippenrohr mit PCM basierend auf der quasistationären Näherung von Stephan und Baehr mit der Methode der effektiven Stoffwerte vor. Dabei wurde der Einfluss der Wärmetauschergeometrie durch die Bildung gemittelter Stoffwerte mittels einer Volumengewichtung der lokalen Stoffeigenschaften berücksichtigt [35]. Der Ansatz von T. Bauer wird zur überschlägigen Auslegung des Lamellenwärmeübertragers für einen Kristallisationsvorgang bei einer Direktverdampfung von Kältemittel verwendet. Als Voraussetzung für die Anwendbarkeit müssen unter anderem geringe sensible Energieanteile (kleine Stefan-Zahlen, siehe Gl. (5.4)), eine geringe Lamellenteilung im Vergleich zur Länge der Rippe und ein guter thermischer Kontakt von Lamelle und Rohrwand vorliegen [107]. Die folgende Gleichung (5.30) zeigt die analytische Lösung für die Bestimmung der Kristallisationszeit des Phasenwechselmaterials für ein Rohr mit Kreisrippen.

$$t_{analytische} = \left(0,8 \cdot \left(\frac{L_R}{r_0} \right)^{\frac{1}{4}} \cdot \left(\frac{s_{sp}}{L_R} \right)^2 \cdot \varepsilon + 1 \right) \cdot \frac{\Delta h_m \cdot \rho_m \cdot L_R^2}{2 \cdot \lambda_m \cdot \Delta T} \cdot CF \quad (5.30)$$

Grundlegend basiert die Näherungsgleichung auf den Geometrieparametern der Rohr-Rippen Anordnung (Länge der Rippe L_R , Rohrradius r_0 , Schichtdicke des Speichermaterials s_{sp} und den Geometriefaktor CF), auf den Stoffwerten des Speicher- und Rippenmaterials (latente Energie, den Dichten, Wärmeleitungen der Rippe und des Speichermaterials) und auf den dimensionslosen Faktor ε . Weiterführende Informationen zur Näherungslösung können aus [107] entnommen werden. Um zusätzlich den Ansatz auf rechteckige Lamellengeometrie anzupassen, wird ein äquivalenter Durchmesser der Kreisrippe verwendet. Mit diesem wird durch geometrische Umrechnung ein identischer Flächen- bzw. Volumeninhalt zugrunde gelegt.

Folglich lässt sich mit der Näherungsgleichung die Erstarrungszeit berechnen. Dazu wird die Lamellenteilung und der Rohrabstand bei angenommenen Randbedingungen (Rohrdurchmesser $d_0 = 0,015 \text{ m}$, RT28HC als PCM) variiert. Essentiell für die Berechnung ist weiterhin die angenommene treibende Temperaturdifferenz zwischen Fluid und PCM. Abbildung 5.22 zeigt daher die Erstarrungszeiten für eine hohe und eine mittlere Temperaturdifferenz (links: $\Delta T = 16 \text{ K}$, rechts: $\Delta T = 8 \text{ K}$).

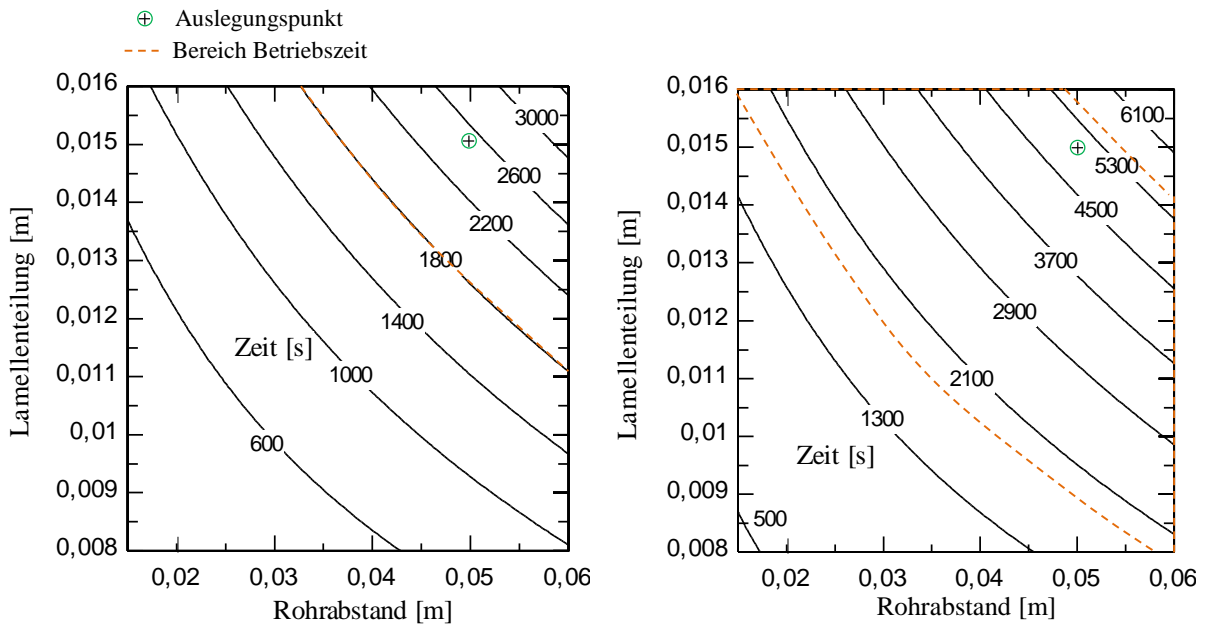


Abb. 5.22: Ergebnisse der analytischen Lösung bei einer Parametervariation des Rohrabstands und der Lamellenteilung mit Auslegungspunkten. Linke Grafik $\Delta T = 16\text{ K}$, rechte Grafik $\Delta T = 8\text{ K}$.

Wie bereits aus Gleichung (5.30) hervorgeht, verhält sich die Erstarrungszeit umgekehrt proportional zur treibenden Temperaturdifferenz. Gemäß den Erwartungen zeigen auch die Grafiken der analytischen Lösung einerseits bei größer werdenden Rohrabständen eine verstärkt zunehmende Kristallisationszeit, andererseits bei geringerer Lamellenteilung eine Verringerung der Zeit. Damit nun die zu Beginn angestrebte Betriebszeit erfüllt wird (siehe Tabelle 15), müssen die Lamellenteilung und der Rohrabstand im markierten Bereich liegen. Der Auslegungspunkt ergibt sich unter Berücksichtigung der technischen Fertigung mit dem Rohrabstand 0,05 m und einer Lamellenteilung von 0,015 mm. Mithilfe der aus der Geometrie resultierenden spezifischen Energiemenge pro Meter Rohr q , der angestrebten Leistung \dot{Q} sowie der Kristallisationszeit, lassen sich die spezifische Leistung und die Rohrlänge bestimmen (siehe Gl. (5.31)).

$$L_{Rohr} = \frac{\dot{Q} \cdot t_{analytisch}}{q} = \frac{\dot{Q}}{\dot{q}} \tag{5.31}$$

Je nach Temperaturdifferenz ($\Delta T = 8\text{ K}$ bzw. 16 K) lässt sich so eine nominelle Leistung von ca. 1,5 bzw. 3 kW bei einer Rohrlänge von 20 Metern umsetzen. Zusammenfassend zeigt Tabelle 16 die wichtigsten Geometrieangaben für die Fertigung des Wärmeübertragers (s. zudem Abb. 5.23).

Tabelle 16: Geometrieparameter.

Stränge	1	Lamellierte Länge	560 mm
Pässe	36	Lamellenteilung	15 mm
Rohrabstand	50 mm	Lamellenmaterial	Aluminium
Lamellierte Höhe	300 mm		

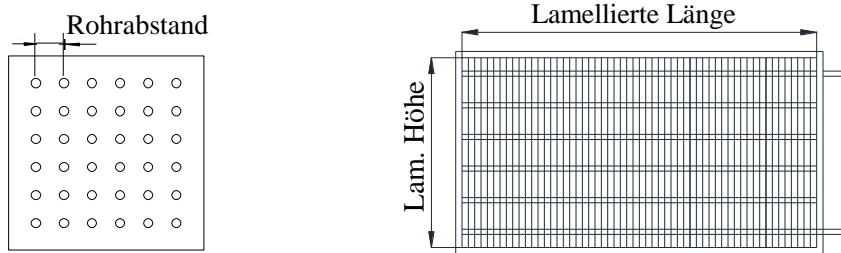


Abb. 5.23: Geometrie des Lamellenwärmeübertragers; links Rohrspiegel, rechts Seitenansicht.

Zeitabhängige Simulation mit dem 2D-Modell mit Lamellen

Mit der Näherungslösung konnte eine Vorauslegung der entscheidenden Geometrieparameter durchgeführt werden. Im Folgenden wird mit dem 2D-Lamellen-Modell die Auslegung überprüft und das dynamische Verhalten bei dem Erstarrungsvorgang untersucht. Dazu werden die gewählten Geometrieparameter, eine Direktverdampfung und die gleichen Randbedingungen wie in der analytischen Lösung zugrunde gelegt. Abbildung 5.24 zeigt den zeitlichen Leistungsverlauf (linke Achse) sowie den Ladezustand des Speichers (rechte Achse) bei einer treibenden Temperaturdifferenz von $\Delta T = 8 \text{ K}$.

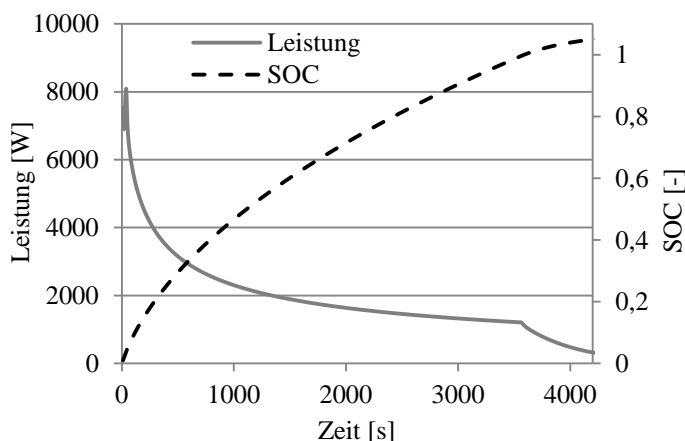


Abb. 5.24: Dynamische Simulation des 2D-Lamellen-Modells mit den Eingangswerten aus der Vorauslegung. Leistung (linke Achse) und Ladezustand (rechte Achse) über den Zeitverlauf dargestellt.

Erwartungsgemäß nimmt die Leistung über die Zeit aufgrund der zunehmenden Kristallisation und dem damit steigenden Wärmewiderstand auf der PCM-Seite sukzessiv ab. Auffallend sind vor allem die sehr hohen Leistungswerte, die zu Beginn bei sehr geringen Kristallisationsschichten und der dadurch noch sehr guten thermischen Ankopplung an das PCM auftreten. Nach den anfangs hohen Werten ist daraufhin ein abflachender Leistungsverlauf erkennbar. In einer realen Anwendung ist davon auszugehen, dass sehr hohe Leistungen durch ein Expansionsventil begrenzt werden. Anhand der Ladekurve (SOC) lässt sich auf das Verhalten und die Dauer des Erstarrungsvorgangs schließen. Demzufolge ist der Speicher bereits nach 1200 s zur Hälfte kristallisiert (SOC=0,5), während die vollständige Erstarrung mehr als dreimal so lange dauert. Für das vollständige Erstarren zeigt die Simulation des 2D-Modells im Vergleich zu der analytischen Lösung eine um etwa 30 % verkürzte Kristallisationszeit. Gemäß dem 2D-Modell wäre somit eine schnellere Kristallisation und eine höhere Leistung zu erwarten (vgl. Auslegungspunkte Abb. 5.22). Dennoch liegt auch die dynamisch simulierte

Kristallisationszeit weiterhin im Bereich der angestrebten Betriebszeit. Daher wird die gewählte Dimensionierung beibehalten und die Güte des Simulationsmodells im späteren Verlauf durch einen Vergleich von Simulationsdaten und Messdaten überprüft.

Für die Beurteilung der kältemittelseitigen Druckverluste wird zudem eine Druckverlustberechnung auf Basis der Randbedingungen und der Simulationsergebnisse durchgeführt (siehe Anhang C3). Hierbei zeigt sich, dass über den gesamten Betriebsbereich nicht zu hohe Druckverluste (>50 kPa) zu erwarten sind und dass deren Einfluss auf die Verdampfungstemperatur als tendenziell gering einzuschätzen ist.

5.1.5.4. Gestaltung des Speicherbehälters

Abschließend ist der ausgelegte Lamellenwärmeübertrager für die Verwendung im Testspeicher entsprechend anzupassen. Abbildung 5.25 zeigt den Wärmeübertrager als umgebauten Wärmespeicher mit Behälterwänden aus transparenten Kunststoffplatten.

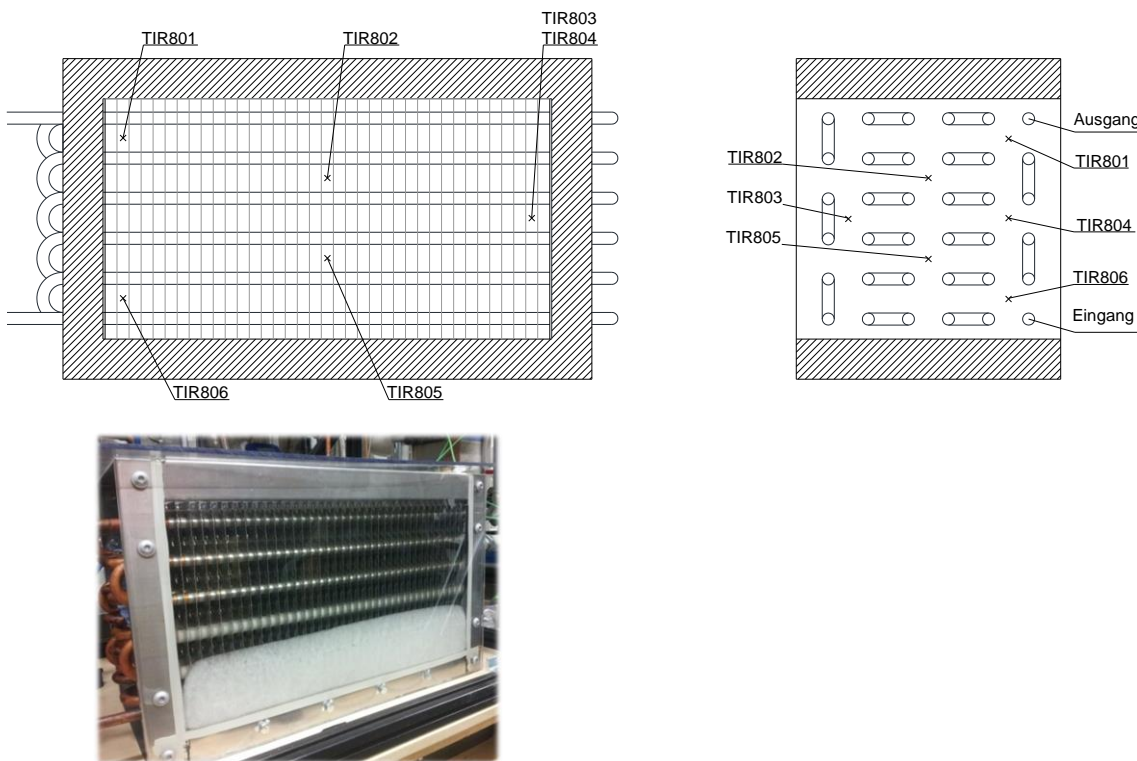


Abb. 5.25: Schematische Zeichnung des Testspeichers mit Anordnung der Temperatursensoren (oben) und Foto des umgebauten Testspeichers im nahezu geschmolzenen Zustand (unten).

Durch die Transparenz lässt sich der Phasenwechsel optisch verfolgen und somit zum Beispiel das Wachstumsverhalten bei der Kristallisation beobachten. Ebenfalls ist aus der Abbildung die Position der sechs Thermoelemente (Typ K) ersichtlich, die in dem Speicher zur Temperaturmessung eingebracht sind. Die Thermoelemente haben den Vorteil, dass sie im Vergleich zu PT100-Widerstandsthermometern annähernd punktuell messen können. Allerdings besitzen Thermoelemente eine geringere Messgenauigkeit, weswegen der Schwerpunkt ihrer Verwendung vorrangig in der Analyse von Tendenzen liegt.

5.2 Untersuchung eines Latentwärmespeichers in einer Versuchskälteanlage

Die Erprobung und Analyse des Betriebsverhaltens von Latentwärmespeichern im Kältekreislauf wird in einer speziell konzipierten Versuchskälteanlage umgesetzt. Mit dieser können Speicher anhand der ausgearbeiteten Systemkonzepte des Kapitels 4.2 mit ihren unterschiedlichen Funktionsarten und verschiedenen Wärmeübertragungsmechanismen untersucht werden. Hierdurch ergibt sich bei der Planung und Auslegung der Versuchsanlage die besondere Herausforderung, einen sicheren Betrieb in den verschiedenen Betriebszuständen und Kreislaufkonfigurationen zu gewährleisten.

5.2.1 Aufbau der Laborinstallation

5.2.1.1. Versuchskälteanlage

Die Versuchskälteanlage besteht aus den kältetechnischen Hauptkomponenten – dem Verdampfer auf der Wärmequellenseite mit Anbindung an ein Glykolkreis, dem wassergekühlten Kondensator auf der Seite der Wärmesenke, einem Scrollverdichter für die Druckerhöhung und einem Expansionsventil für die Entspannung des Kältemittels. Neben diesen besitzt die Anlage noch weitere Bauteile und hydraulische Verschaltungen, die es ermöglichen, einen Wärmespeicher direkt im Kältekreislauf zu Versuchszwecken in unterschiedlichen Funktionen zu betreiben. Abbildung 5.26 zeigt das Fließschema der Kälteanlage mit dem eingebundenen Testspeicher, für den ein zusätzliches Expansionsventil (EXV2) installiert ist. Die Anlage ist weiterhin mit den Hilfskomponenten wie Kugelabsperrenten, Ölabscheider, Sammler und Filter ausgestattet. Als sicherheitsrelevante Einbauteile sind zudem ein Niederdruck- und Hochdruckschalter sowie ein Sicherheitsventil direkt nach dem Kompressor verbaut. Mehrere Schaugläser ermöglichen eine optische Überprüfung des Phasenzustands im Kältekreis. Eine Fotografie der Anlage findet sich in Anhang C4.

Der Verdampfer und der Kondensator sind Plattenwärmeübertrager, die jeweils an externe Kreise angeschlossen sind. Ein 30-90 Hz invertergeregelter Scrollverdichter, der bei nominalen Betriebsbedingungen eine Kälteleistung von 14 kW erbringt, sorgt für die Kompression des Kältemittels. Beim Kältemittel handelt es sich um R410a. Darüber hinaus sind aus dem Schema die Positionen der kältekreisinternen Messstellen ersichtlich. Für die interne und externe Temperaturmessung werden PT100-Widerstandsthermometer (1/10 DIN, Klasse B) und für die Druckaufnahme Drucksensoren (Genauigkeitsklasse < 0,1 %) verwendet. Ein Coriolis-Messgerät (Messunsicherheit 0,1 % vom Messwert) misst den Kältemittelmassenstrom durch den Speicher. Sämtliche Messdaten werden über einen Messumformer digital aufgenommen und gespeichert. Weitere Informationen zur Messtechnik und Messgenauigkeit können der Tabelle aus Anhang C5 entnommen werden.

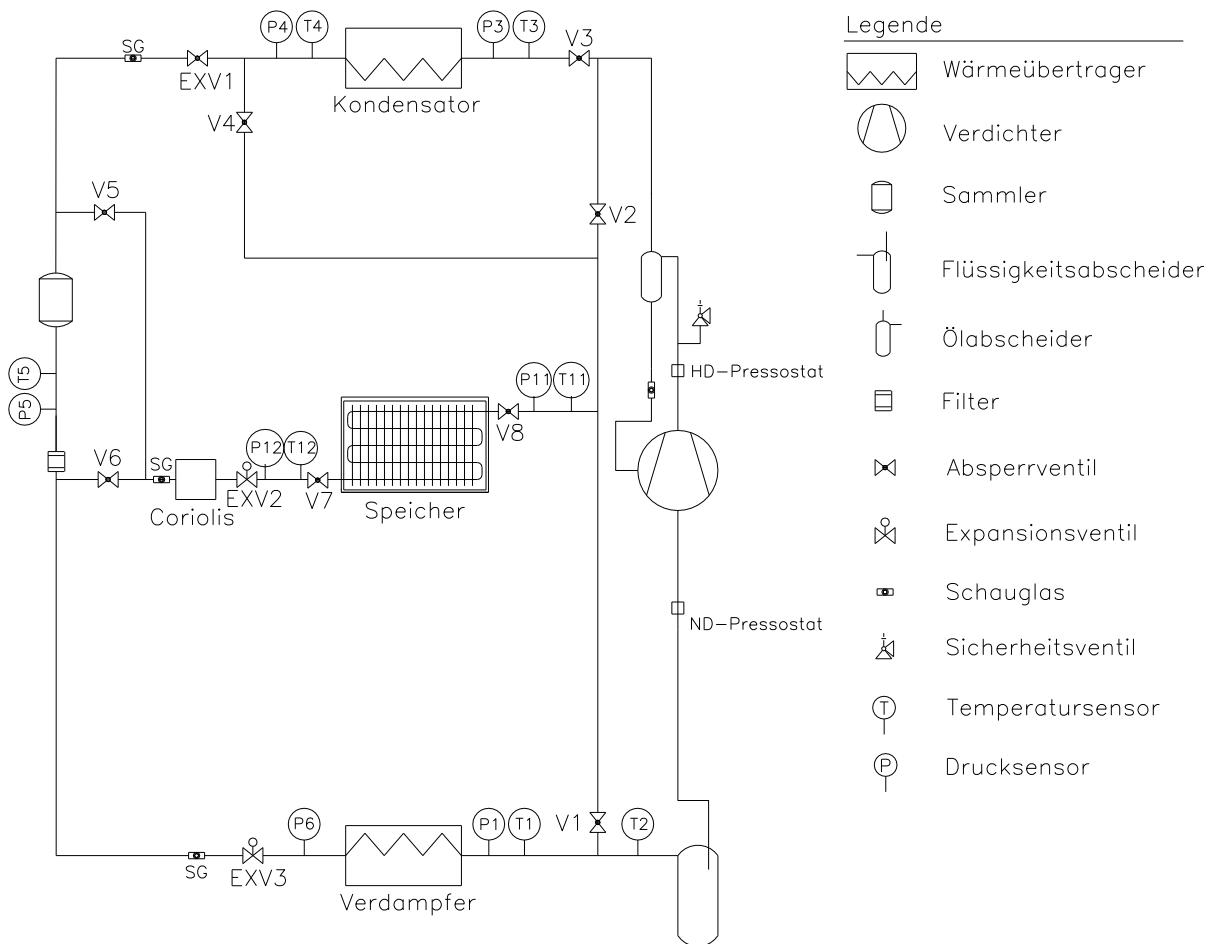


Abb. 5.26: Fließschema der Versuchskälteanlage mit Position der internen Messtechnik.

5.2.1.2. Hydraulische Wärmeversorgung und -abgabe

Für die Experimente im Labormaßstab wird zum gezielten Regeln der Temperaturen und für eine zuverlässige energetische Bilanzierung als Sekundärmedium am Kondensator und Verdampfer Wasser bzw. Sole eingesetzt. Grundlegend entsteht bei einem Kompressionskälteprozess durch die Zufuhr der Energie am Kompressor bilanziert über den Kältekreislauf immer ein Überschuss an Wärme. Durch den Anschluss der Plattenwärmeübertrager (Verdampfer, Kondensator) an eine gemeinsame Hydraulik kann die Kondensatorenergie dem Verdampfer zugeführt werden und nur die überschüssige Wärme ist an eine Rückkühlung abzugeben. Falls allerdings bei einem Beladeprozess des Speichers mehr Wärme benötigt wird als durch die Kompressorabwärme zur Verfügung steht, kann in der Testanlage ein regelbarer elektrischer Heizstab zugeschaltet werden. Dieser befindet sich in dem Wasserkreis, der dem Wasser-Glykol-Kreis vorgeschaltet ist. Die Wärmeversorgung am Verdampfer geschieht über den Wasser-Glykol-Kreis, um die Anlage auch für Wärmepumpenanwendungen bei Betriebstemperaturen unter null Grad betreiben zu können. Der Temperatur-Sollwert lässt sich hierbei mithilfe einer Dreiwege-Beimischschaltung regeln. Die Wärmeabgabe am Kondensator erfolgt über einen Wasserkreis mit einer Einspritzschaltung und einer frequenzgeregelten Umwälzpumpe. Das vollständige Schema mit seinen hydraulischen Verschaltungen

und der Anbindung der externen Kreise an die interne Versuchskälteanlage lässt sich aus Anhang C6 entnehmen.

5.2.1.3. Funktionen und Schaltungsvarianten der Versuchsanlage

Mit einer Umschaltung der Absperrventile werden verschiedene Schaltungsvarianten des Speichers erreicht. Abbildung 5.27 stellt die unterschiedlichen Optionen 1.–3. zum Beladen bzw. Aufschmelzen des Speichermaterials und Abbildung 5.28 die Schaltungsvarianten 4.–6. zum Entladen bzw. Erstarren des Speichers mit Angabe der Strömungsrichtung des Kältemittels dar. Bei den Varianten 1. und 4. wird der Wärmespeicher jeweils parallel zu einem Wärmeübertrager betrieben, weshalb nur ein Teilstrom des Kältemittels durch den Speicher fließt. Um stets die passenden Strömungsgeschwindigkeiten einzuhalten, müssen die Kältemittelleitungen der Versuchsanlage unter Einbezug der verschiedenen Betriebszustände entsprechend dimensioniert sein.

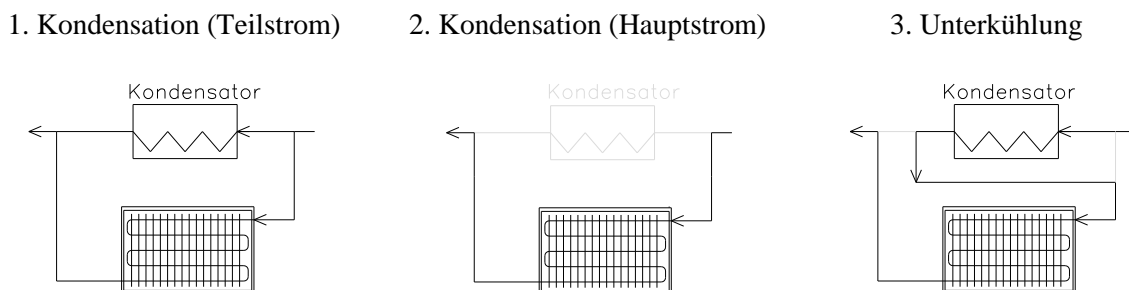
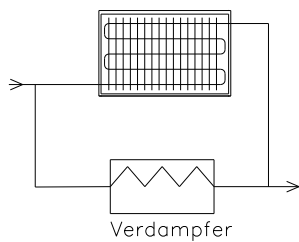


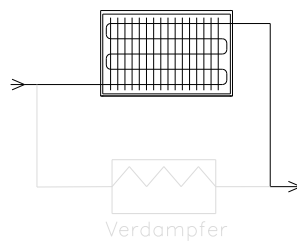
Abb. 5.27: Schaltungsvarianten für die Beladung (schematisch).

1. Beim parallelen Kondensieren wird ein Teilstrom des Kältemittels im Kondensator verflüssigt und parallel Kältemittel im Latentwärmespeicher unter Wärmeabgabe kondensiert. Das Kältemittel wird bei diesem Vorgang im Speicher erst enthitzt, daraufhin verflüssigt und ggf. unterkühlt. Anschließend wird das Kältemittel in einer gemeinsamen Flüssigkeitsleitung zusammengeführt. Die Wärmeabgabe an den Speicher sorgt folglich für ein Aufschmelzen des Speichermaterials.
2. Im Fall der Kondensation des Hauptstroms wird die gesamte Kondensationswärme an den Latentwärmespeicher abgegeben. Das nach dem Verdichtungsprozess komprimierte Kältemittel wird über die Heißgasleitung zum Speicher geführt und in diesem enthitzt, verflüssigt und wiederum unterkühlt. Das flüssig vorliegende Kältemittel wird daraufhin zum Verdampfer für eine erneute Wärmeaufnahme geführt.
3. Beim Einsatz als Unterkühler dient der Speicher als eine Wärmesenke (vgl. Kapitel 4.2, Abb. 4.10 sowie Kapitel 4.3, Abb. 4.21). In diesem Betrieb wird der Speicher nach der Verflüssigung im Kondensator seriell durchströmt und unterkühlt das flüssige Kältemittel durch einen sensiblen Wärmeentzug. Der Wärmeübertrag erfolgt an das niedriger temperierte Speichermaterial, das sich dabei erwärmt und aufschmilzt.

4. Verdampfen (Teilstrom)



5. Verdampfen (Hauptstrom)



6. Thermosiphon

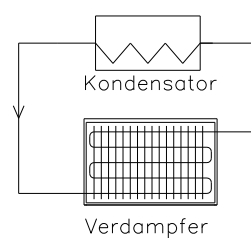


Abb. 5.28: Schaltungsvarianten der Entladung (schematisch).

4. Bei der Schaltungsvariante der parallelen Verdampfung finden ein Wärmeentzug am Verdampfer aus einem Wasser-Glykolkreis und zusätzlich ein Wärmeentzug aus dem Speicher statt. Für die Dosierung des Massenstroms und die Regelung der Überhitzung besitzen beide Komponenten ein separates Expansionsventil. Nach der Entspannung wird das Kältemittel verdampft und geringfügig überhitzt. Der Wärmentzug aus dem Speicher sorgt für eine Erstarrung des Speichermaterials. Das gasförmige Kältemittel wird anschließend über eine gemeinsame Sauggasleitung zum Verdichter geleitet.
5. Beim Verdampfen des Hauptstroms findet der Wärmeentzug allein aus dem Latentwärmespeicher statt. Flüssiges Kältemittel tritt über den Sammler in das elektronische Expansionsventil EXV2 ein. Dort erfährt das Kältemittel eine Entspannung auf den Verdampfungsdruck, um Wärme aus dem Speicher zu entziehen. Das Kältemittel wird verdampft, geringfügig überhitzt und daraufhin als Sauggas zum Verdichter zurückgeführt. Der Latentwärmespeicher wird in seiner Temperatur erniedrigt und erstarrt.
6. Eine weitere Variante der Entladung kann über das Zwei-Phasen-Thermosiphon-Prinzip erfolgen. Bei diesem nimmt flüssiges Kältemittel Wärme von einem Speicher auf höherem Temperaturniveau auf und verdampft. Das gasförmige Kältemittel steigt in der Kältemittelleitung in den sich darüber befindlichen Kondensator. Dort wird die Wärme an einen Wasserkreis auf niedrigerem Temperaturniveau abgegeben und das Kältemittel folglich kondensiert. Das nun flüssige Kältemittel gelangt durch die Gravitationskraft über eine Fallleitung zurück zum Latentwärmespeicher, in dem es erneut Wärme aufnehmen und verdampfen kann.

Die nötigen Umschaltungen der Kugelabsperrentile für das Betreiben der verschiedenen Schaltungen stellt Tabelle 17 zusammengefasst dar.

Tabelle 17: Schaltungszustände der Absperrentile bei verschiedenen Betriebsmodi mit 0 = zu, 1 = offen.

Betriebsmodi\Absperrentile	V1	V2	V3	V4	V5	V6
1. Kondensation (Teilstrom)	0	1	1	0	1	0
2. Kondensation (Hauptstrom)	0	1	0	0	1	0
3. Unterkühler	0	0	1	1	1	0
4. Verdampfen (Teilstrom)	1	0	1	0	0	1
5. Verdampfen (Hauptstrom)	1	0	1	0	0	1
6. Thermosiphon	0	1	1	0	0	1

Eine Umsetzung der Schaltungen erfordert ebenfalls eine Regelung der elektronischen Expansionsventile. Diese werden nach Tabelle 18 auf die Überhitzungstemperatur ($T_{\text{ü}}$) geregelt, geöffnet (Zustand = 1) oder geschlossen (Zustand = 0).

Tabelle 18: Regelungseinstellung der Expansionsventile bei verschiedenen Betriebsmodi.

Betriebsmodi\Regler	EXV1	EXV2	EXV3
1. Kondensation (Teilstrom)	1	1	Tü
2. Kondensation (Hauptstrom)	0	1	Tü
3. Unterkühler	0	1	Tü
4. Verdampfen (Teilstrom)	1	Tü	Tü
5. Verdampfen (Hauptstrom)	1	Tü	0
6. Thermosiphon	1	1	1
7. Pump out	1	0	0

Als 7. Betriebsart wird in Tabelle 18 der Pump-out-Betrieb aufgeführt. Bei diesem wird im Ausschaltbetrieb der Anlage durch das Schließen der Expansionsventile eine Absaugung des Kältemittels von der Niederdruckseite auf die Hochdruckseite bewerkstelligt und so einer Verlagerung des Kältemittels entgegengewirkt. Die Abschaltung geschieht hierbei durch das Auslösen des Niederdruckschalters.

Durch zusätzlich im Kältekreis installierte Schraderventile lässt sich nachträglich eine Förderpumpe einbringen. Mit dieser kann Kältemittel durch den Speicher gefördert werden, womit sich eine weitere Betriebsart mit sensibler Wärmeaufnahme und -abgabe ermöglicht (vgl. Kapitel 4.2.2, Wärmeübertragungsmechanismus „Förderpumpe“).

Rückblickend auf die in Kapitel 4.2 dargestellten internen Integrationsvarianten (Abb. 4.9) und Kopplungsmöglichkeiten (Tabelle 8) eines thermischen Speichers, kann nun aufgezeigt werden, welche Optionen sich mit dem Laborteststand erproben lassen. Tabelle 19 zeigt dafür zusammenfassend die Speicherfunktionen und Varianten der Wärmeein- und -ausbringung, die getestet werden können. Die Integrationsvariante der Laborinstallation (Lab.*) erlaubt dabei jede Verschaltung des Speichers der reversiblen bzw. erweitert reversiblen Einbindung, abgesehen von den Betriebsarten einer Überhitzung und der Thermosiphon-Kondensation (vgl. Abb. 4.10). Zusätzlich ließen sich mit dem Wasserkreis der externen Hydraulik auch die Wärmeein- und -auskopplungskonzepte Wk3) und Wk4) verwirklichen.

Tabelle 19: Optionen der Speichererprobung mit dem Laborteststand.

Integrationsvariante	Speicherfunktion	Wk1)		Wk3)	
		Bevorratung	Nutzung	Bevorratung	Nutzung
Lab.*	I.	DV	TP, FP	DV	TP, FP, Sekm
	II.	DK, Uk, FP	DV	DK, Uk, FP, Sekm.	DV
	III.	DV, DK	DK, DV, Uk	DV, DK, Sekm	DK, DV, Uk
	IV.	DV, FP	DK, Uk	DV, FP, Sekm	DK, Uk
	V.	DK	TP, FP	DK	TP, FP, Sekm

Legende:

Wärmeübertragungsmechanismen

- DV Direktverdampfend
- DK Direktkondensierend
- Uk Unterkühlung des flüssigen Kältemittels
- TP Thermosiphonprinzip
- FP Förderpumpe
- Sekm Sekundärmedium als Wärmeträgerfluid

Speicherfunktionen

- I. Kältespeicher
- II. Wärmequellenspeicher
- III. Wärmequelle/-Wärmesenkenspeicher
- IV. Wärmesenkenspeicher
- V. Wärmespeicher

5.2.2 Experimente und Bewertung

5.2.2.1 Methodik der Auswertung

Das Analysieren der Charakteristik und des Verhaltens von Latentwärmespeichern ist Gegenstand verschiedener Untersuchungen [100], [108], [109], [110]. Latentwärmespeicher unterschiedlicher Art werden in diesen nach verschiedenen Kenngrößen und Kriterien bewertet. Allerdings werden in der Literatur fast ausschließlich wasserdurchströmte Latentwärmespeicher beschrieben. Im Fall von kältemittelbeaufschlagten Latentwärmespeichern ist, aufgrund der Eigenschaften des Kältemittels mit seinen unterschiedlichen Aggregatzuständen, differenziert vorzugehen. Im Rahmen dieser Untersuchung werden die Temperaturen, das Leistungsvermögen und der Ladezustand des Speichers bewertet und zudem die Übertragungsfähigkeit analysiert.

Die Leistung des Speichers ($\dot{Q}_{\text{Speicher}}$) wird über die Kältemittelseite mithilfe der Gleichungen (2.1), (2.2) bestimmt. Hierzu werden für die Enthalpiebilanz die Druck- und Temperaturmessstellen vor und nach dem Speicher verwendet und der Massenstrom mit dem Coriolismessgerät ermittelt (siehe Messtechnik, Abb. 5.26).

Ebenfalls ist der Ladezustand zu bestimmen. Da der untersuchte Testspeicher mit keiner Vorrichtung zur SOC-Messung ausgestattet ist, wird für eine SOC-Bestimmung die Leistung über die Zeit kumuliert und mit dem theoretischen latenten Energieinhalt⁴⁰ des Speichers ins Verhältnis gesetzt (siehe Gl.(5.32)). Die kumulierte Speicherleistung beinhaltet hierbei auch geringfügige sensible Wärme.

$$SOC = \frac{Q_{\text{Speicher}}}{Q_{\text{lat}}} = \frac{\int_{t_1}^{t_2} \dot{Q}_{\text{Speicher}} dt}{m \cdot \Delta h_{\text{lat}}} \quad (5.32)$$

Der Endzustand des Speichers wird bei der Wärmeeinbringung als aufgeschmolzen und beim Wärmeentzug als kristallisiert mit $SOC = 1$ definiert. Weiterhin kann eine optische Überprüfung durchgeführt werden.

Einen Aufschluss über das leistungsbezogene Verhalten und eine Option, um verschiedene Speicher oder Wärmeübertrager miteinander zu vergleichen, gibt die Übertragungsfähigkeit des Speichers. Für eine Vergleichbarkeit ist essentiell, welche Bedingungen und Bezugstemperaturen zugrunde liegen. Erneut zeigt sich beim Kältemittel die Schwierigkeit, welche Bezugstemperatur zu wählen ist. Ohne Temperatursensoren in der Strömung des Wärmeübertragers, die aufwendig einzubringen wären, lässt sich der Temperaturverlauf des Kältemittels örtlich nicht genauer auflösen. Dies hat zur Folge, dass der Wärmeübertrager nur als Gesamtes betrachtet werden kann. Daher wird für das Kältemittel wiederum die thermodynamische

⁴⁰ Zur SOC-Berechnung wird als latenter Energieinhalt die Speichermasse mit der Phasenwechselenthalpie $\Delta h_{\text{lat}} = 217 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ des Phasenwechselbereichs verwendet.

Mitteltemperatur $T_{Th,m}$ verwendet (siehe Gl. (5.10) in Kap. 5.1.3.1). Diese ist z. B. bei einer Speicherladung mittels Kondensation, bei der zunächst eine Enthitzung des Kältemittels stattfindet, eine präzisere Bezugstemperatur als die ausschließliche Kondensationstemperatur.

Auch für das Speichermaterial ist die Bezugstemperatur nicht eindeutig. Generell haben Temperatursensoren im Phasenwechsel nur eine bedingte Aussagekraft. Die Gründe hierfür sind unter anderem, dass die gemessene Temperatur keine Angaben über den latenten Energieanteil gibt, eingebrachte Sensoren das Kristallisierungsverhalten beeinflussen können, das PCM im Speicher lokale Temperaturunterschiede hat und ebenfalls ein sensibles Erwärmen oder Kühlen von Material stattfindet.

Zum Aufzeigen der Charakteristik der Wärmeübertragung werden daher zwei Varianten betrachtet. Die Gleichungen (5.33) und (5.34) zeigen die Übertragungsfähigkeit, exemplarisch für das Verdampfen, mit unterschiedlichen Bezügen. Hierbei bezieht sich die Übertragungsfähigkeit $UA_{T,Phw}$ auf eine konstante Phasenwechseltemperatur T_{Phw} (siehe Gl. (5.33)). Alternativ könnte man zur Bewertung der Übertragungsfähigkeit ($UA_{T,Speicher}$) eine mittlere Speichertemperatur, die der gemittelten Temperatur aller Speichersensoren entspricht, verwenden (Gl. (5.34)). Allerdings gewichtet das Messverfahren und die Formulierung der mittleren Speichertemperatur $T_{Sp,m}$ den sensiblen Energieanteil zu stark. Dies liegt daran, dass das Speichermaterial, welches bereits den Phasenwechsel durchlaufen hat und daraufhin ausschließlich sensible Wärme abgibt, nur noch einen verschwindenden Beitrag zum Leistungsumsatz liefert. Dadurch wird die Bilanzierung der Wärmeübertragung verfälscht.

$$UA_{T,Phw} = \frac{\dot{Q}_{Speicher}}{\Delta T} = \frac{\dot{Q}_{Speicher}}{T_{Phw} - T_{Th,m}} \quad (5.33)$$

$$UA_{T,Speicher} = \frac{\dot{Q}_{Speicher}}{\Delta T} = \frac{\dot{Q}_{Speicher}}{T_{Sp,m} - T_{Th,m}} \quad (5.34)$$

Für die Beurteilung des Testspeichers werden Ergebnisse von ausgewählten Experimenten vorgestellt, bewertet und anschließend diskutiert. Um stabile Anfangsbedingungen zu gewährleisten, wird die Verdichterdrehzahl konstant eingestellt und für jeden der Versuche der gleiche Ablauf durchgeführt. So wird vor dem Zuschalten des Speichers eine Ausgleichsphase eingehalten, um eine gleichmäßige Temperaturverteilung im Speicher sicherzustellen. Zudem wird die Versuchsanlage mit einer Vorlaufzeit betrieben, um konstante Betriebstemperaturen (Verdampfungs- bzw. Kondensationstemperatur) zu erhalten.

5.2.2.2. Auswertung der Versuche

Versuch 1 – Aufschmelzen des Speichers

Als erster Versuch wird ein Aufschmelzen des PCMs durch Kondensation im Speicher betrachtet. Dies geschieht nach der Schaltungsvariante 1, Kondensieren (Teilstrom, siehe Abb.

5.27). Abbildung 5.29 zeigt hierzu in der linken Grafik den zeitlichen Verlauf der Speichertemperaturen TIR801–TIR806 sowie die auftretenden Temperaturen im Kältekreis.

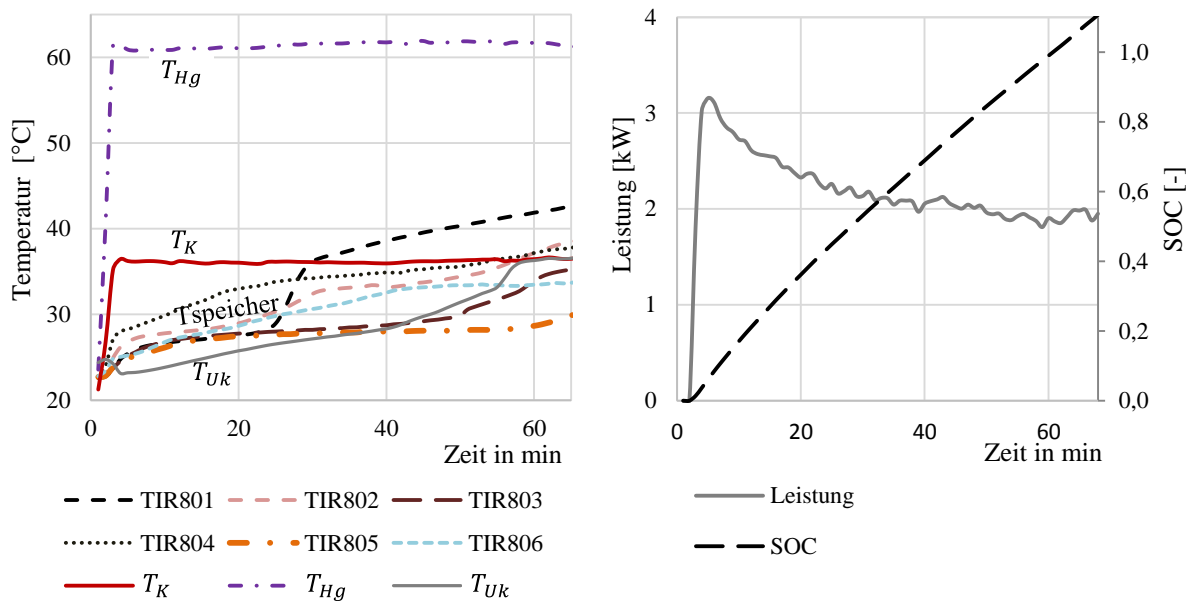


Abb. 5.29: Versuch 1 – Aufschmelzen des Speichers durch paralleles Kondensieren, Temperaturen (links), Leistungs- und SOC-Verlauf (rechts).

Am Eingang des Wärmeübertragers tritt Heißgas mit hoher Temperatur (T_{Hg}) ein. Nach einer Enthitzung des Gases wird das Kältemittel kondensiert. Die Kondensationstemperatur (T_K) lässt sich dafür mit dem Kondensationsdruck bestimmen. Anschließend wird das Kältemittel im letzten Segment des Latentwärmespeichers auf die Temperatur (T_{Uk}) unterkühlt. Im Hinblick auf die Speichertemperaturen indiziert ein flacher Verlauf den stattfindenden Phasenwechsel des umgebenden Materials. Dieser ist in etwa bei einer Phasenwechseltemperatur von 28 °C zu erkennen und tritt je nach Position des Temperatursensors zeitlich versetzt auf. So vollzieht das PCM am Eintritt des Wärmeübertragers nahe dem Sensor TIR801 schnell seinen Phasenwechsel und wird daraufhin weiter in seiner Temperatur erhöht. Die Erwärmung übersteigt sogar die Kondensationstemperatur, da in diesem Bereich die Enthitzung des Kältemittels erfolgt.

Die Kondensationstemperatur verhält sich über den gesamten Versuchsverlauf weitgehend konstant. In der Nähe des Wärmeübertrageraustritts (bei Messstelle TIR805) vollzieht das PCM, da dort die Unterkühlung erfolgt, als letztes den Phasenwechsel. Betrachtet man den zeitlichen Verlauf der Unterkühlung des Kältemittels, ist diese anfangs sehr hoch. Dies lässt darauf schließen, dass in dieser Phase der Kältemitteldurchsatz zu gering ist und zugleich ein großer Anteil der Wärmeübertragerfläche für die Unterkühlung vorliegen muss⁴¹. Die dargestellte Kältemitteltemperatur liegt zu Beginn sogar unter den gemessenen Werten der Speichertemperatursensoren. Der Speicher ist jedoch nicht komplett messtechnisch erfasst. Die Temperatur im Speicher im Bereich des Kältemittelaustritts müsste, da bei der Unterkühlung

⁴¹ Siehe weiterführend Anhang C7 für eine schematische Darstellung der Unterkühlung im Wärmeübertrager.

eine Wärmeabgabe an das Speichermaterial stattfindet, unterhalb der Unterkühlungstemperatur liegen. Auch die thermische Masse des Wärmeübertragers kann anfangs zu einer Unterkühlung beitragen. Weiterhin kann die nicht hochpräzise Messgenauigkeit der Speichertemperatursensoren (siehe Anhang C5) zu Abweichungen führen. Mit fortlaufendem Aufschmelzen des Materials nimmt schließlich die Unterkühlung sukzessiv ab und nähert sich der Kondensationstemperatur an.

Wird der Leistungsverlauf im rechten Diagramm betrachtet ist eine hohe Leistung zu Beginn erkennbar. In dieser Phase wird dem Speichermaterial zunächst noch sensible Wärme entzogen. Daraufhin weist die Leistung eine langsam abnehmende Tendenz auf. Diese geringe Leistungsabnahme lässt sich auf Konvektion im PCM, welche die Wärmeübertragung unterstützt, zurückführen. Bei einer reinen Wärmeleitung wäre eine stärkere Abnahme zu erwarten (vgl. vorherige Simulationen, z. B. Abb. 5.24). Jedoch scheint auch die Konvektion im Speicher mit zunehmendem Aufschmelzen und Erwärmen des PCMs schwächer zu werden. Aufgrund des flachen Leistungsverlaufs ergibt sich zudem über die Zeit ein nahezu linearer Anstieg des Ladezustands (siehe SOC-Wert).

Versuch 2 – Kristallisation des Speichers

Nach der Diskussion des Aufschmelzvorgangs wird als zweites Experiment das Kristallisieren des Speichers durch paralleles Verdampfen nach der Schaltungsvariante 4 (siehe Abb. 5.28) analysiert. Bei dieser Variante wird der Speicher von unten nach oben und somit gegenläufig zur Kondensation durchströmt. Für die Versuchsauswertung wird eine analoge Darstellungsweise wie beim ersten Experiment verwendet. Abbildung 5.30 zeigt hierzu im linken Diagramm die Speichertemperaturen zusammen mit der Verdampfungstemperatur T_V sowie die durch das Expansionsventil geregelte Überhitzungstemperaturdifferenz $\Delta T_{\ddot{U}}$ am Austritt des Verdampfers.

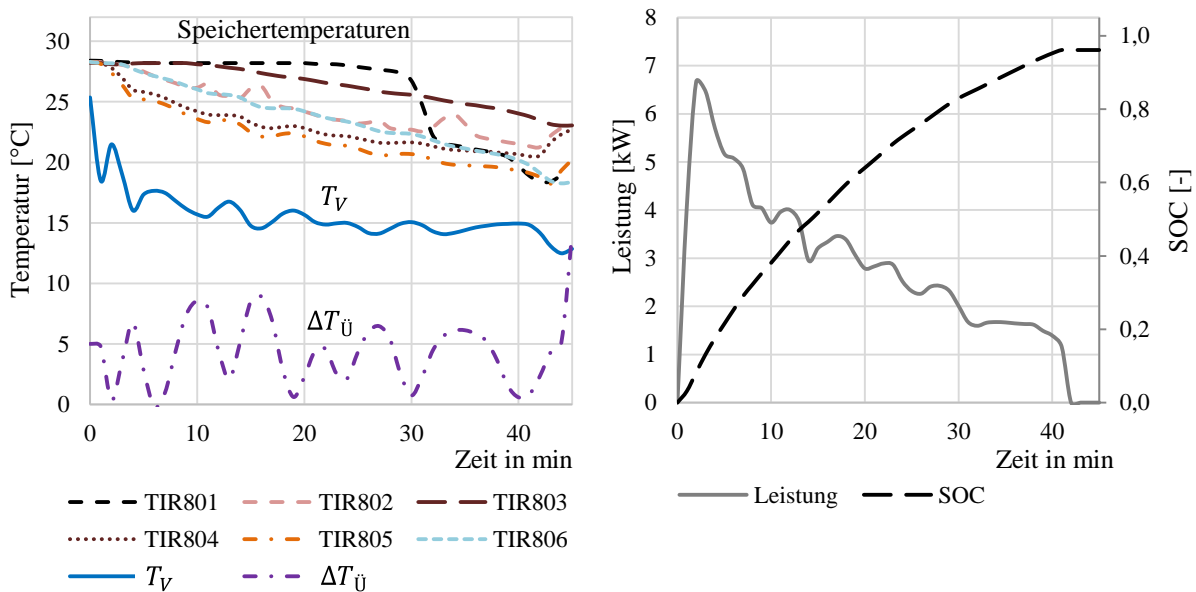


Abb. 5.30: Experiment 2 – Kristallisieren des Speichers durch paralleles Verdampfen, Temperaturen (links), Leistungs- und SOC-Verlauf (rechts).

Anhand der Speichertemperaturen lässt sich das Erstarren des PCMs, das durch den Wärmeentzug des Kältemittels stattfindet, erkennen. Hierbei weisen die Temperaturen während des Phasenwechsels ein Plateau auf und werden anschließend weiter durch sensiblen Wärmeentzug gesenkt. Hervorzuheben ist der Temperatursensor TIR801. Dieser befindet sich im PCM-Volumen in der Nähe des Kältemittelaustritts aus dem Wärmeübertrager und unterschreitet als letzter Messsensor die Phasenwechseltemperatur, da während des gesamten Entladevorgangs in diesem Wärmeübertragerabschnitt die Überhitzung des Kältemittels erfolgt. Wegen der höheren Kältemitteltemperatur und dem schlechteren Wärmeübergang in der Gasphase lässt sich das Speichermaterial dort nur erschwert kristallisieren [5]. Wird parallel das Verhalten des Kältemittels betrachtet, liegt nach einer anfänglichen Einregulierungsphase über einen längeren Zeitabschnitt eine nahezu konstante Verdampfungstemperatur vor. Die Regelung des Expansionsventils führt zu einer schwankenden Überhitzungstemperatur um den vorgegebenen Sollwert, welches durch Anpassen der Regelparameter noch weiter zu optimieren wäre. Ferner zeigt der Leistungsverlauf ein über die Zeit kontinuierlich abnehmendes Verhalten. Mit zunehmender Erstarrung des Speichers verschlechtert sich der Wärmeübergang durch die wachsenden Kristallisationsschichten an den Rohren und den Lamellen. Infolgedessen kann nur noch eine geringe Leistung umgesetzt und somit auch nur noch ein geringerer Kältemittelmassenstrom verdampft werden (siehe Anhang C7). Der Erstarrungsvorgang des Speichers kann anhand eines Wärmeübertragersegments in Abbildung 5.31 betrachtet werden. Dabei tritt zu Beginn ein radiales Kristallisationswachstum an dem Rohr und ein vertikales Wachstum an den Lamellen auf. Mit fortschreitendem Wärmeentzug kristallisiert das PCM primär vertikal an den Lamellen. Die bei der Modellierung getroffene Annahme eines vorrangig von der Lamelle ausgehenden Phasenwechsels lässt sich somit auch bei den Experimenten beobachten und wird daher als geeignet erachtet (siehe Kap. 5.1.4.2.).

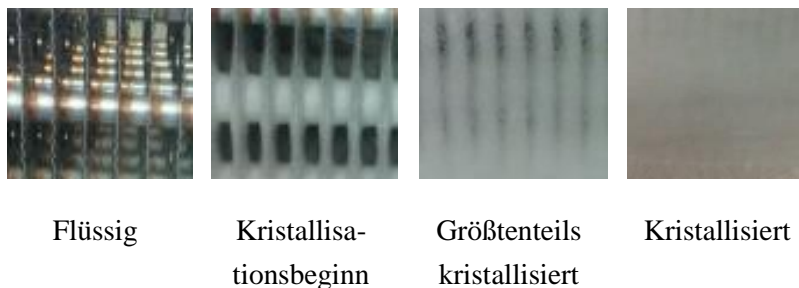


Abb. 5.31: Erstarrungsvorgang von links nach rechts.

Der Ladezustand des Speichers (SOC-Wert) zeigt erwartungsgemäß mit zunehmender Kristallisation ein abflachendes Verhalten. Aus der SOC-Berechnung und der optischen Überprüfung geht ein nahezu vollständiger Phasenwechsel nach etwa 40 Minuten hervor.

Versuch 3 – Kristallisation des Speichers mit geringer Temperaturdifferenz

Ein weiterer Kristallisationsversuch mit homogener Erstarrung bei geringer Temperaturdifferenz bzw. hoher Verdampfungstemperatur wird in Abbildung 5.32 gezeigt. Bei diesem wird durch Drosselung des Sauggasstromes (mit Ventil V1) eine höhere Verdampfungstemperatur

im Vergleich zum vorangehenden Versuch eingestellt⁴². Das PCM erfährt dabei über einen langen Zeitraum eine gleichmäßige Kristallisation auf dem Temperaturniveau des Phasenwechsels. Das Kältemittel beim Austritt des Wärmeübertragers ($T_{\dot{U}}$) besitzt nahezu die Speichertemperatur. Ferner liegt eine relativ gleichbleibende Überhitzungstemperatur vor (siehe Temperaturverläufe, Abb. 5.32).

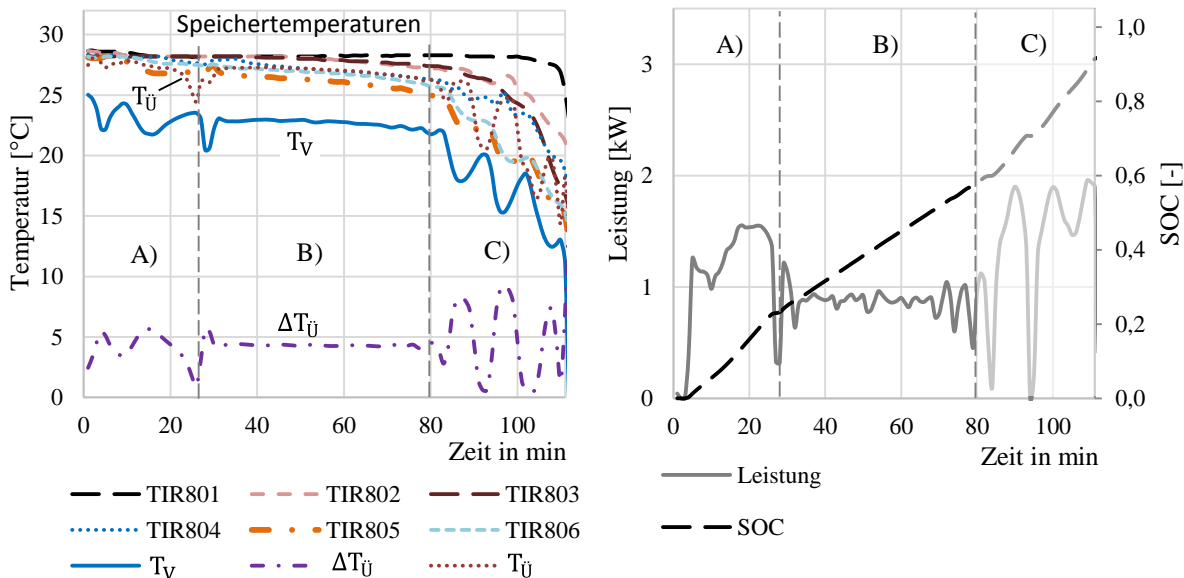


Abb. 5.32: Experiment 3 – mit hoher Verdampfungstemperatur und geringer Temperaturdifferenz zur Phasenwechseltemperatur, Temperaturen im Speicher und Kältekreis (links), Leistungen und Ladecurve (rechts).

Mit Blick auf den Leistungsverlauf tritt anfänglich eine hohe Leistung beim Einpendeln des Betriebs auf (Bereich A)). Anschließend ist bei stabilen Temperaturen eine flache, konstante Speicherleistung über einen langen Zeitraum zu erkennen. In diesem Bereich (siehe B)) ist die Leistungsfähigkeit durch die Drosselung des Sauggasstromes und der benötigten Überhitzungs-Temperaturdifferenz $\Delta T_{\dot{U}}$ begrenzt. Das Expansionsventil, das auf $\Delta T_{\dot{U}}$ regelt, kann nicht weiter öffnen ohne die Überhitzung zu verringern. Folglich wird aufgrund der geringen Temperaturdifferenz zwischen Kältemittel und PCM eine große Überhitzungsstrecke benötigt, in der sich die Überhitzungstemperatur der Speichertemperatur annähert (siehe Temperaturverläufe Abb. 5.32). Der nahezu gleichbleibende Leistungsverlauf ist durch die leicht absinkende Verdampfungstemperatur zu begründen. Infolge des langsamen Schließens des Expansionsventils wird der Massenstrom verringert. Hierdurch werden die Druckverluste am nachgeschalteten Drosselventil geringer und ein tieferer Verdampfungsdruck resultiert. Im letzten Abschnitt (Bereich C)) kommt es zu einem schwankenden Betrieb. Das Expansionsventil befindet sich dort an seiner unteren Leistungsgrenze und vollzieht ein wechselndes Öffnen und Schließen. Die Drosselung wird in diesem Bereich vermindert. Eine Leistungserhöhung ist erkennbar, jedoch ist ein stabiler Betrieb nicht mehr zu erreichen.

⁴² Die benötigte hohe Verdampfungstemperatur liegt außerhalb des Betriebskennfelds des Verdichters. Daher ist eine Drosselung des Sauggasvolumenstroms notwendig.

Liegt wie im dritten Versuch die Überhitzung sehr nahe an der Speichertemperatur, kann dies den Wärmeübergang und damit den Leistungsumsatz begrenzen. Grundsätzlich lässt sich die Leistung nur durch ein Senken der Verdampfungstemperatur oder durch einen geringeren Überhitzungssollwert steigern. Allerdings führt ein Verringern der Verdampfungstemperatur zu einer Effizienzminderung der Anlage und die Überhitzung kann aus Sicherheitsgründen nur eingeschränkt angepasst werden⁴³.

Charakteristik der Übertragungsfähigkeit

Als weiterer Untersuchungspunkt wird anhand der Experimente 1 und 2 die Übertragungsfähigkeit des Speichers ($UA_{T,Speicher}$ bzw. $UA_{T,Phw}$) beim Aufschmelzen und Kristallisieren analysiert. Abbildung 5.33 stellt diese mit den zwei unterschiedlichen Bezugstemperaturen (siehe Gl. (5.33) und Gl. (5.34)) über den Ladezustand des Speichers dar⁴⁴. Wird zunächst Versuch 2 mit dem Kristallisationsvorgang betrachtet, ist bei beiden formulierten Übertragungsfähigkeiten die gleiche abnehmende Tendenz zu erkennen. Diese nimmt, bei relativ konstanten Bedingungen im Kältekreis, aufgrund der Kristallisation und dem damit verbundenen zunehmenden Wärmewiderstand des PCMs ab. Die Übertragungsfähigkeit mit der mittleren Speichertemperatur als Bezugstemperatur ($UA_{T,Speicher}$) liegt hierbei – durch das Mitbeziehen der Temperaturänderung im Speicher und der daraus resultierenden geringeren treibenden Temperaturdifferenz – höher als die Übertragungsfähigkeit $UA_{T,Phw}$.

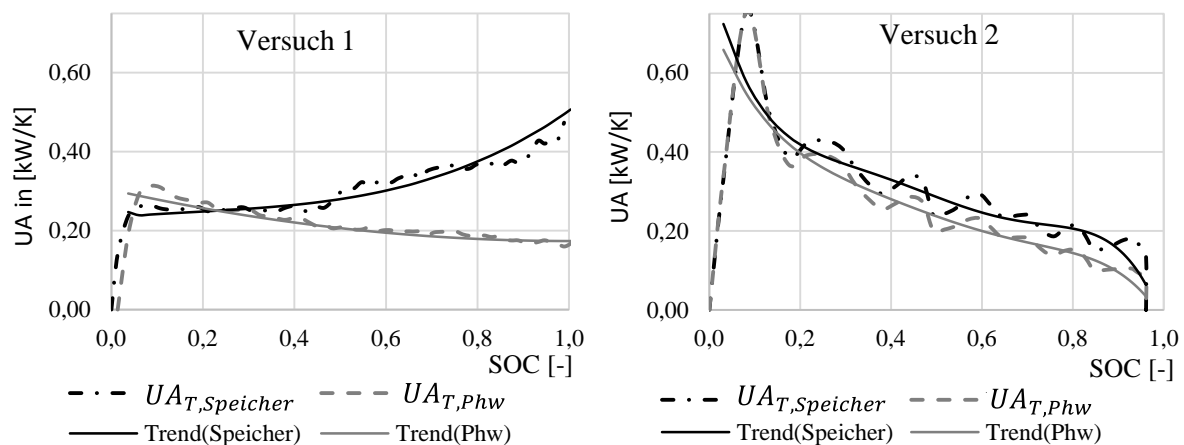


Abb. 5.33: UA-Werte berechnet mit der mittleren Speichertemperatur (Speicher) und der Phasenwechseltemperatur (Phw) als Bezugstemperaturen. Links Experiment 1 – Aufschmelzen, rechts Experiment 2 – Kristallisieren.

Im Versuch 1, dem Aufschmelzvorgang, nimmt die Übertragungsfähigkeit $UA_{T,Phw}$ nur leicht ab. Anhand des Verlaufs kann aufgrund der flacheren Tendenz auf eine schwächere Änderung des PCM-Wärmewiderstands geschlossen werden. Dadurch, dass beim Aufschmelzvorgang im Speichermaterial eine stärkere Konvektion auftritt, verändert sich der Wärmeübergang im PCM geringfügiger als bei reiner Wärmeleitung. Dieser Zusammenhang stellte sich auch bei Untersuchungen von anderen Autoren durch einen geringeren Leistungsabfall bei der Bela-

⁴³ Siehe Erläuterung in Einführung S. 7.

⁴⁴ Anhang C8 gibt hierzu die in den Grafiken aufgezeigten Trendverläufe als Regressionsgleichungen.

dung [111, S.48] oder durch eine kürzere Aufschmelz- als Erstarrungszeit bei gleichen Temperaturdifferenzen zwischen Wärmeträger und Phasenwechselmaterial [100] heraus. Des Weiteren ist in der Anfangsphase des Aufschmelzens der Wert der Übertragungsfähigkeit geringer als beim Kristallisationsversuch. Dies lässt sich mit dem Wärmeübergang des Kältemittels begründen, der zu Beginn des Phasenwechsels noch einen größeren Einfluss besitzt und bei der Kondensation durch die ausgeprägte Enthitzungs- und Unterkühlungszone schlechter als bei der Verdampfung ist.

Die Übertragungsfähigkeit $UA_{T,Speicher}$ zeigt beim Aufschmelzen sogar eine steigende Tendenz. Von einem solchen Verlauf ist allerdings nicht auszugehen. Wie eingangs bei der Methodik erwähnt, wird mit einer mittleren Speichertemperatur der sensible Wärmeanteil überbewertet. Deutlich ist dies auch hier zu sehen, da die zum Teil hohen Temperaturen der Speichersensoren die treibende Temperaturdifferenz und damit das Ergebnis verfälschen. Generell ist daher ein Bezug zur Phasenwechseltemperatur realistischer. Eine höhere Messauflösung durch eine Vergrößerung der Anzahl der Messsensoren in den Speicher würde die Genauigkeit bei der Verwendung einer mittleren Speichertemperatur verbessern. Das prinzipielle Problem mit der Überbewertung des sensiblen Energieanteils bleibt jedoch bestehen.

Mit dem bei den Versuchen angewendeten Bewertungsverfahren lassen sich grundlegende Aussagen zur Charakteristik des Speichers treffen. Für einen Vergleich mit anderen Speichern ist die Wahl der gleichen Bezugstemperaturen zwingend erforderlich. Bezieht man sich auf eine konstante Phasenwechseltemperatur T_{Phw} , so ist zu beachten, dass die Bewertung an Aussagekraft verliert, wenn die sensible Wärmemenge im Speicher oder der Temperaturbereich des Phasenwechsels größer werden. Ebenfalls ist zu bedenken dass mit der Verwendung einer thermodynamischen Mitteltemperatur für das Kältemittel der Effekt einer geringen Grädigkeit bei der Überhitzung oder Unterkühlung nicht ausreichend miteinbezogen werden kann.

5.2.2.3. Vergleich Messdaten und Simulationsmodell

Eine Beurteilung des Simulationsmodells (siehe Kapitel 5.1.4.2, 2D-Modell mit Lamellen) wird für das Kristallisieren anhand von Versuch 2 durchgeführt. Der dafür notwendige Ablauf der Simulation ist in Anhang C9 aufgezeigt.

Der Vergleich erfolgt mittels der Leistung und des Ladezustands des Speichers in Abhängigkeit von der Zeit. Temperaturen werden wegen der nur bedingten Aussagekraft im Phasenwechsel und der nicht eindeutigen Sensorposition im Speicher nicht aufgeführt. Nachfolgend stellt Abbildung 5.34 den Vergleich von den Messergebnissen des Experiments 2 mit den Simulationswerten dar.

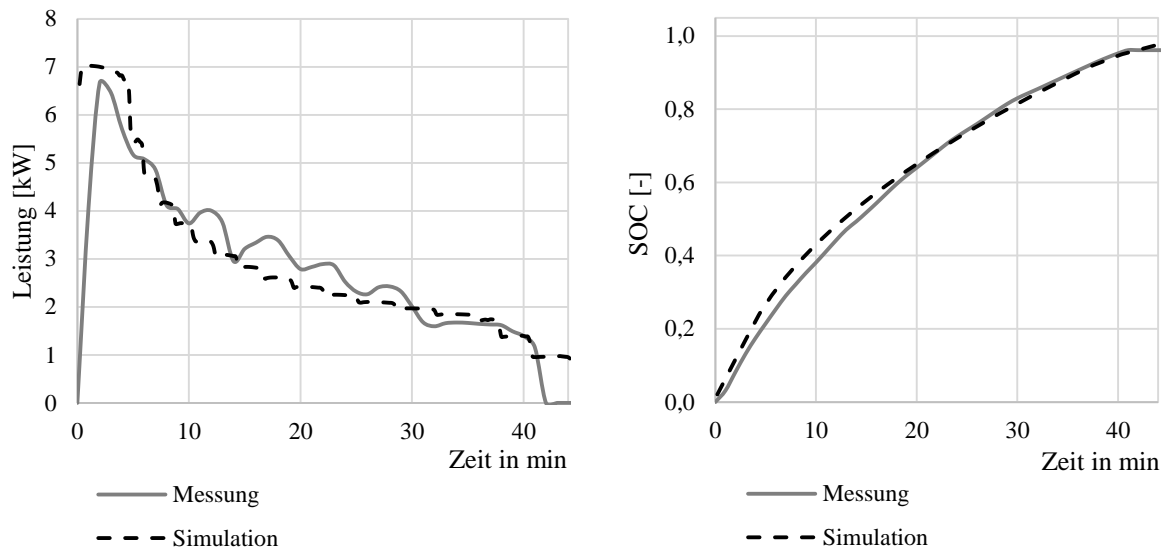


Abb. 5.34: Vergleich von Messung und Simulation. Leistungsverlauf (links), Ladezustandskurve (rechts).

Wie aus dem Leistungsverlauf hervorgeht, zeigt sich eine gute Übereinstimmung der simulierten mit der gemessenen Leistung. Analog zu der Messung tritt auch bei der Simulation eine abnehmende Tendenz durch die zunehmende Kristallisierung auf. Mit dem sehr ähnlichen Verlauf lässt sich außerdem darauf schließen, dass die in der Simulation angenommene Kristallisation an den Rippen das reale Verhalten abbilden kann. Die Regelung des Expansionsventils hat in beiden Fällen einen Einfluss auf die Leistung. Bei den simulierten Werten ist ein glatterer Verlauf der Leistungskurve zu erkennen. Dies ist auf eine genauere Anpassung des Massenstroms zurückzuführen, bei dem die Überhitzung konstanter geregelt wird (siehe Anhang C8). Wird für die Messung und die Simulation jeweils eine mittlere Leistung gebildet, so liegt die Abweichung zwischen diesen bei unter 5 %. Gleichermäßen zeigt auch die Ladezustandskurve über die Zeit ein sehr ähnliches Verhalten mit einer abnehmenden Kristallisationsgeschwindigkeit. Demzufolge liegt für beide Fälle eine annähernd gleiche Erstarungszeit vor.

Der Vergleich hat gezeigt, dass mit dem Simulationsmodell das Verhalten des kältemittelbetriebenen Latentwärmespeichers hinreichend genau abgebildet werden kann. Auch die prognostizierte Betriebszeit des Speichers ließ sich mit den Versuchen bestätigen. Daher können mit dem Modell weitere Betriebssituationen oder andere Latentwärmespeicher mit Lamellenwärmeübertrager simuliert werden. Für die Simulation des Aufschmelzvorgangs mit Kondensation im Speicher lässt sich auf dem gleichen Modell aufbauen. Für diesen gilt es, die Konvektionsströmung des geschmolzenen Phasenwechselmaterials mit zu berücksichtigen.

5.3 Kurzzusammenfassung

Im Zuge der thermodynamischen Modellierung und der wärmetechnischen Speicherauslegung wurden verschiedene Herangehensweisen und Simulationsansätze verwendet. Mit einer stationären Analyse der Wärmewiderstände bei einem Kristallisationsvorgang von Phasenwechselmaterial konnte der große Einfluss des PCM-Wärmewiderstands aufgezeigt werden. Erneut wurde die Notwendigkeit deutlich, den Wärmetransport durch das PCM-Volumen zu verbessern.

Mit einem eindimensionalen Modell ließ sich weiterführend für eine vereinfachte Speichergeometrie das dynamische Verhalten eines Kristallisationsvorgangs darstellen. Durch das Modell ließen sich wichtige Einflussparameter wie die Wärmeleitfähigkeit des PCMs, der Wärmeübergangskoeffizient des Fluids im Rohr, der Rohrabstand und die Rohrdimension anhand von wichtigen Kenngrößen diskutieren. Unter anderem wurde aufgeführt, welche Leistungs- und Energiedichten sich für unterschiedliche PCM-Wärmeleitfähigkeiten und Rohrabstände ergeben. Dabei zeigte sich, dass sich mit einer Steigerung der Wärmeleitfähigkeit die gleiche Leistungsdichte auch mit größeren Rohrabständen und somit höheren Energiedichten realisieren lässt. Um komplizierte Geometrien wie den Testspeicher modellieren zu können, wurde zusätzlich ein zweidimensionales Modell auf Basis des Finite-Volumen-Verfahrens aufgestellt.

Für den Testspeicher wurde auf eine Oberflächenvergrößerung mit Lamellen zurückgegriffen, um das PCM effektiver erschließen zu können. Der Lamellenwärmeübertrager ist dafür mit dessen primären Dimensionierungsparameter wie Rohrabstand, Lamellenteilung, Rohrdimension und Rohrlänge passend auszulegen. Die wärmetechnische Auslegung des Speichers erfolgte schrittweise unter Einbezug kältetechnischer Anforderungen (wie der Strömungsgeschwindigkeit und der Kältemittelverteilung) und speichermaterialspezifischer Anforderungen (wie die Ausdehnung des Phasenwechselmaterials) mithilfe einer thermischen Vorauslegung. Dazu wurde eine Näherungslösung für Rippenrohrwärmeübertrager mit PCM-Füllung verwendet und die Speicherauslegung durch eine dynamische Simulation mittels 2D-Modell überprüft.

Der letzte Abschnitt behandelt die experimentelle Untersuchung des Latentwärmespeichers. Als Voraussetzung für die Untersuchung wurde eine spezielle Versuchskälteanlage entworfen, mit der durch hydraulische Verschaltungen ein Großteil der vorgestellten Systemkonzepte analysiert werden können. Anschließend wurden ausgewählte Experimente zur Kristallisation des Speichers mittels Verdampfung von Kältemittel und zum Aufschmelzen des PCMs durch Kältemittelkondensation aufgeführt und diskutiert. Hierbei konnten theoretische Annahmen wie z.B. der Rückgang der Leistung bei der Kristallisation bestätigt werden. Zudem zeigten die Messwerte eines Kristallisationsversuchs und die Ergebnisse des zweidimensionalen Simulationsmodells die gleichen Tendenzen mit nur geringen Abweichungen.

6 Zusammenfassung und Ausblick

Zusammenfassung

In der vorliegenden Dissertation werden neue Konzepte und Ausführungen für Latentwärmespeicher in Wärmepumpensystemen, mit dem Fokus auf Split-Klimasysteme, ausgearbeitet. Das übergeordnete Ziel ist es, zur Effizienzsteigerung und Verbesserung der Nutzung regenerativer Energien die Anlagen durch einen thermischen Speicher anpassungsfähiger betreiben zu können. In der klassischen Ausführung leisten Split-Klimasysteme einen direkten Wärmetransport von Kältemittel zu dem zu konditionierenden Raum bzw. an die Umgebung; d. h. in den Wärmeübertragern auf der warmen und auf der kalten Seite des Wärmepumpenkreislaufs steht das Kältemittel in direktem Austausch mit dem Luftstrom. Dadurch gibt es bei diesen Systemen keine unmittelbare Option für eine Energiespeicherung und jeder zusätzlich zwischengeschaltete Wärmeträgerkreislauf würde in Folge der für den Wärmeübertrag nötigen Temperaturdifferenz und der damit verbundenen Irreversibilität negativ auf die Leistungszahl des Wärmepumpenkreislaufs wirken. Um diese Verluste gering zu halten, wurde das Konzept der direkten Einbindung von Latentwärmespeichern in den Kältekreislauf verfolgt. Es wurde eine Systematik für die Einbindung des Speichers in den Wärmepumpenkreislauf entwickelt und verschiedene Speicheranwendungen im Zusammenhang mit dem Wärmepumpensystem wurden analysiert. Mit einer theoretischen thermodynamischen Untersuchung konnten die wichtigsten Einflussgrößen ermittelt und ein erster Testspeicher ausgelegt werden. Die Entwicklung einer speziellen Versuchskälteanlage ermöglicht dabei das Erproben von Latentwärmespeichern mit unterschiedlichen Funktionen im Kältekreis und das Untersuchen von verschiedenen Systemkonzepten. Der entworfene Testspeicher wurde in dieser Versuchskälteanlage experimentell untersucht, bewertet und mit den theoretischen Modellen verglichen.

Für Wärmepumpensysteme mit Latentwärmespeichern wurde eine Systematik entworfen, mit der sich Anwendungen nach den wichtigsten Aspekten strukturieren und kategorisieren lassen. Als erster Gesichtspunkt wurden fünf verschiedene Speicherfunktionen identifiziert, die sich aus der Hauptaufgabe des Speichers ergeben. Für einen möglichst effektiven Energietransport zum Speicher ist zudem die Art der Wärmeein- und -ausbringung essentiell. Dazu wurden vier Wärmeein- und -austragskonzepte (W_k) ausgearbeitet und untersucht. Diese lassen sich unterscheiden in die direkte Beaufschlagung mit Kältemittel, Wärmeübertragung mit Kältemittel und PCM-Slurry, den Einsatz eines Mehrfachmedien-Wärmeübertragers sowie die Verwendung eines Trennwärmeübertragers. Um entstehende Wärmeübertragungsverluste möglichst gering zu halten, wurde dabei vor allem die direkte Wärmeübertragung mit Kältemittel fokussiert. Mit den aufgestellten Konzepten, dem Aufzeigen der nutzbaren Wärmeübertragungsmechanismen und der dazugehörigen Integrationsvariante des Speichers ergibt sich eine Vielzahl an Lösungen, wie sich ein Speicher einsetzen lässt. Die gesamte Systematik der Speichervarianten wurde in einer Matrix dargestellt, um die Planung zukünftiger Speicheranwendungen zu erleichtern.

Für die verschiedenen Speichereinsatzarten wurde die Wirkung des Latentwärmespeichers auf den thermodynamischen Kreislauf des Wärmepumpensystems analysiert. Für die Betrachtung wurde die Lage der wirksamen Temperaturniveaus anhand von Temperaturschemen dargestellt und der Speichereinsatz mit grundlegenden thermodynamischen Ansätzen beleuchtet. Es zeigte sich, dass sich bereits geringe Temperaturveränderungen stark auf die Anlageneffizienz auswirken, wenn die Betriebstemperaturen des Systems (Verdampfungs- bzw. Kondensationstemperatur) für eine Kälte- oder Wärmespeicherung angepasst werden müssen. Um dem entgegenzuwirken, sind die treibenden Temperaturdifferenzen für die Beladung des Speichers möglichst gering zu halten. Ferner wurden für die verschiedenen Speicherfunktionen die Vorteile in der Nutzung diskutiert.

Durch die Ausführung als Drei-Leitersysteme können Split-Klimageräte (sog. VRF-Systeme) zum gleichzeitigen Heizen und Kühlen eingesetzt werden. Dabei wird ein besonders effizienter Betrieb durch gleichzeitige Nutzung der warmen und der kalten Seite des Wärmepumpenkreislaufs möglich. Um das Potenzial der Energiespeicherung in diesen Systemen zu ermitteln, wurde eine dynamische Gebäudesimulation von drei unterschiedlichen Gebäudetypen durchgeführt. Einführend wurde dafür die thermische Energie, die sich ohne Speicher bei zeitgleichem Auftreten von Heiz- und Kühlbedarf direkt verschieben lässt, analysiert. Der Anteil der direkten Wärmeverschiebung, bezogen auf den Gesamtenergieverbrauch, lag bei allen Gebäudevarianten unter 6 %. Eine deutliche Steigerung konnte durch einen Kältespeicher erreicht werden, der die im Heizbetrieb erzeugte Kälte zeitversetzt nutzbar macht (erweiterte Wärmeverschiebung). Für die Untersuchung wurde dessen Leistungsvermögen und Energieinhalt variiert und anhand des verschiebbaren Energieanteils und der erreichbaren Speicherzyklen die Wirkung des Speichereinsatzes für die jeweiligen Gebäude analysiert. Am aussichtsreichsten zeigte sich der Speichereinsatz in einem energieintensiven Gewerbegebäude mit heterogener Nutzung, bei dem sich bis zu 1/3 der Kälteenergie mit der erweiterten Wärmeverschiebung decken ließe. Eine ökonomische Abschätzung dazu zeigte, dass neben den Speicherkosten vor allem die Effizienz des Klimasystems und die Häufigkeit der Anzahl der Speicherzyklen einen großen Einfluss auf die Wirtschaftlichkeit haben.

Mit einer umfassenden thermodynamischen Untersuchung wurden die wichtigsten Einflussgrößen für die Auslegung eines Latentwärmespeichers ermittelt und deren Auswirkungen untersucht. Anhand thermischer Kenngrößen wie Energiedichte, Leistungsdichte und Betriebszeit ließen sich grundlegende Zusammenhänge aufzeigen. Deutlich zeigte sich dabei die Begrenzung der Wärmeübertragung durch das schlecht wärmeleitende Latentspeichermaterial (engl. Phase Change Material, PCM), weshalb technische Maßnahmen für eine Verbesserung des Wärmetransports erforderlich sind. Im Rahmen der Untersuchung wurden dafür Lamellen zur Vergrößerung der Wärmeübertragerfläche auf der PCM-Seite eingesetzt. Zum Abbilden eines Latentwärmespeichers mit Lamellen wurde hierzu ein zweidimensionales Modell unter Verwendung der Finite-Volumen-Methode aufgestellt. Schließlich konnte ein erster Testspeicher mit einem Lamellenwärmeübertrager mithilfe einer analytischen Lösung dimensioniert

und die zu erwartende Leistung und Betriebszeit durch das zweidimensionale Simulationsmodell überprüft werden. Ein weiterer entscheidender Aspekt beim Entwurf des Speichers war die Berücksichtigung der verschiedenen technischen Anforderungen des Kältemittels und des Phasenwechselmaterials. Dementsprechend wurde u. a. für die Ausdehnung des PCMs beim Fest-flüssig-Übergang eine angepasste Rohrführung und ein ausreichendes Freivolumen im oberen Behälterteil vorgesehen.

Ein weiterer Schwerpunkt der Arbeit war die experimentelle Erprobung eines mit Kältemittel betriebenen Latentwärmespeichers. Hierzu wurde für den vorher entworfenen Testspeicher eine spezielle Versuchskälteanlage konzipiert. Mit dieser ist es möglich, Latentwärmespeicher in verschiedenen Betriebsweisen zu verwenden und die zuvor entwickelten Systemkonzepte zu untersuchen. Die grundlegende Funktion zum Be- und Entladen des Latentwärmespeichers konnte durch die Versuche demonstriert werden. Dafür wurde in den Experimenten ein Aufschmelzen des Latentwärmespeichers durch Kondensieren von Kältemittel im Wärmeübertrager sowie das Kristallisieren des Speichers durch Verdampfen von Kältemittel analysiert. Daraus konnten Rückschlüsse auf das Verhalten des Kältemittels und des Speichermaterials gezogen werden. Unter anderem war, analog zu den theoretischen Überlegungen, bei der Kristallisation ein deutlicher Leistungsrückgang mit zunehmender Dicke der Kristallisationschicht erkennbar. Beim Vergleich der Versuchsergebnisse mit dem zweidimensionalen Simulationsmodell zeigte sich eine gute Übereinstimmung beim Leistungsverhalten und bei der Betriebszeit des Speichers.

Ausblick

In der vorliegenden Arbeit wurden erstmals die vielfältigen Einsatzmöglichkeiten und Funktionsweisen von Latentwärmespeichern mit direkter Integration in den Kältekreislauf aufgezeigt. Durch die theoretische und experimentelle Untersuchung der Wechselwirkung des Kältemittels mit dem Latentwärmematerial konnten vertiefte Erkenntnisse für die Auslegung dieser Speicher gewonnen werden. Zudem lassen sich auf der Basis der entworfenen Systemkonzepte neue Speicheranwendungen planen. Im Voraus können dafür die einzelnen Konzepte für die Be- und Entladung des Speichers in der entwickelten Versuchskälteanlage untersucht und durch Simulationsmodelle physikalisch beschrieben werden. Damit steht ein Werkzeug zur Verfügung, um die verschiedenen Mechanismen für die Systemanwendung zu erproben. Ausgehend von den in dieser Arbeit untersuchten Split-Klimasystemen können die diskutierten Systemkonzepte auf andere Wärmepumpensysteme übertragen werden.

Im Rahmen des Forschungsprojekts „SolarSplit“ (Verbundvorhaben mit Förderung durch das BMWi, FKZ 0325900B) wird ein Latentwärmespeicher entwickelt, der zunächst in der in dieser Arbeit beschriebenen Versuchskälteanlage untersucht und anschließend in einer VRF-Pilotanlage unter realen Bedingungen getestet wird. Bei dem Latentwärmespeicher handelt es sich um einen Unterkühler, der bei Photovoltaik-Stromüberschuss durch Direktverdampfung mit Kälteenergie beladen wird und zu einem späteren Zeitpunkt durch Unterkühlen

des Kältemittels den Strombezug des VRF-Systems verringern kann. Die Erkenntnisse dieser Dissertation waren Grundlage für die Konzeption und Auslegung des Latentwärmespeichers im Forschungsprojekt.



Abb. 6.1: Bilder des Forschungsprojekts: Institutsgebäude, auf dem Dach aufgestellte Außeneinheit des VRF-Systems und Ausschnitt des noch nicht gefüllten Latentwärmespeichers, Quelle: ZAE Bayern.

Weiterhin konnte im Zuge der Untersuchung von Systemkonzepten ein Patent mit einem neuen Schaltungskonzept für die thermische Energiespeicherung in Wärmepumpen- und Kältekreisläufen entwickelt werden [112]. Die Aufgabe der Erfindung liegt darin, mit möglichst geringem apparativen und energetischen Aufwand ein effektives Kühlen oder Heizen mit einem Speicher durchführen zu können. Der Speicher wird dazu in einem Kältekreislauf eingebunden und durch ein spezielles Betriebsverfahren be- und entladen. Als nächster Schritt soll nun die Wirkungsweise der speziellen kältetechnischen Verschaltung mit einem Funktionsmuster überprüft werden.

Eine neue Herausforderung wird in den nächsten Jahren im Hinblick auf die Novellierung der F-Gas-Verordnung der Einsatz von Kältemitteln mit geringem Treibhauspotential sein. Für eine Speicheranwendung im Kältekreis sind dort weitere Aspekte, wie beispielsweise eine verschärfte Kältemittelbegrenzung bei brennbaren Kältemitteln oder besondere Druckanforderungen, z. B. bei der Nutzung von CO_2 , zu beachten.

Grundsätzlich bieten Latentwärmespeicher eine Lösung für eine energetische Entkoppelung, die in unterschiedlichen Anwendungsbereichen an Relevanz gewinnen kann. Für ihre kommende Entwicklung werden das Erforschen neuer Phasenwechselmaterialien und das Senken der Speicherkosten zwei wichtige Faktoren sein.

7 Literaturverzeichnis

- [1] Rat der Europäischen Union, *Tagung des Europäischen Rates 29./30. Oktober 2009: Schlussfolgerungen des Vorsitzes*, abgerufen am 28.02.2018. Adresse: http://europa.eu/rapid/press-release_DOC-09-5_de.htm.
- [2] Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie, Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit (Hrsg.), *Energiekonzept für eine umweltschonende, zuverlässige und bezahlbare Energieversorgung*. Berlin, 2010.
- [3] Quaschnig, V., *Erneuerbare Energien und Klimaschutz: Hintergründe, Techniken und Planung, Ökonomie und Ökologie, Energiewende*, 3. Auflage. München: Carl Hanser Verlag, 2013.
- [4] Fraunhofer IWES/IBP, “Wärmewende 2030. Schlüsseltechnologien zur Erreichung der mittel- und langfristigen Klimaschutzziele im Gebäudesektor. Studie im Auftrag von Agora Energiewende”, Kassel, 2017.
- [5] Loistl, F., Korth, T., Schweigler, C., “Latentwärmespeicher für Luft/Luft-Wärmepumpen”, *KI - Kälte-, Luft- und Klimatechnik*, Nr. 10/2017, S. 50–55, 2017.
- [6] Faßnacht, T., et al., “Abschlussbericht: Sol2Heat - Intelligente Erzeugung und Speicherung von Solarwärme und -strom zur Realisierung hoher solarer Deckungsanteile und zum Lastmanagement” FKZ 0325539A-C, Laufzeit 2013 - 2016.
- [7] Aynur, T. N., “Variable refrigerant flow systems: A review”, *Energy and Buildings*, Bd. 42, Nr. 7, S. 1106–1112, 2010.
- [8] Cabeza, L. F., et al., “Heat transfer enhancement in water when used as PCM in thermal energy storage”, *Applied Thermal Engineering*, Bd. 22, Nr. 10, S. 1141–1151, 2002.
- [9] Minder, S., et al., “Eisspeicher-Wärmepumpen-Anlagen mit Sonnenkollektoren - Technologiestudie”, Zürich, Schweiz, 2015.
- [10] Frigoteam Handels GmbH, *Hydraulische Weichen und Pumpenstationen PCM-Latent-Speichertechnologie für Kälte- und Klimaanlage*, abgerufen am 07.03.2018. Adresse: <http://www.frigoteam.com/produkte/pcm-latentspeicher/>.
- [11] Schramek, E.-R. (Hrsg.), *Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik*, 73. Auflage. München: Oldenbourg Industrieverlag, 2007.
- [12] Zogg, M., *Geschichte der Wärmepumpe: Schweizer Beiträge und internationale Meilensteine*. Oberburg: Zogg, Verfahrens- und Energietechnik, 2009.
- [13] Linde AG (Hrsg.), “125 Jahre Linde: Eine Chronik”, Wiesbaden, 2016.
- [14] Baehr, H. D., *Thermodynamik: Grundlagen und technische Anwendungen*, 12. Auflage. Berlin, New York: Springer, 2006.
- [15] Cube, H.-L. v. (Hrsg.), *Lehrbuch der Kältetechnik*, 4. Auflage. Heidelberg: C.F. Müller, 1997.
- [16] Verein Deutscher Ingenieure, VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (Hrsg.), *VDI-Wärmeatlas: Berechnungsunterlagen für Druckverlust, Wärme- und Stoffübergang*, 10. Auflage. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2006.

- [17] Baehr, H. D., Stephan, K., *Wärme- und Stoffübertragung: Mit zahlreichen Tabellen sowie 62 Beispielen und 94 Aufgaben*, 7. Auflage. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010.
- [18] ASHRAE Handbook Fundamentals (Hrsg.), *HVAC Systems and Equipment Handbook, Ch.4 Two-Phase Flow*. Atlanta, Georgia: ASHRAE, 2005.
- [19] Gungor, K., Winterton, R., “Simplified general correlation for saturated flow boiling and comparison with data”, *Chemical Engineering Research and Design*, Bd. 65, Nr. 2, S. 148–156, 1987.
- [20] Cavallini, A., et al., “Condensation of Halogenated Refrigerants Inside Smooth Tubes”, *HVAC&R Res.*, Bd. 8, Nr. 4, S. 429–451, 2002.
- [21] Gnielinski, V., “New equations for heat and mass transfer in the turbulent flow in pipes and channels”, *International Chemical Engineering*, Bd. 16, Nr. 2, S. 359–368, 1976.
- [22] C. Y. Park and P. S. Hrnjak, “Carbon Dioxide and R410a Flow Boiling Heat Transfer, Pressure Drop, and Flow Pattern in Horizontal Tubes at Low Temperatures”, Air Conditioning and Refrigeration Center, Urbana, 2007.
- [23] Fatouh, M., et al., “Heat transfer characteristics of R410A during its evaporation inside horizontal tube”, *International Journal of Energy and Environment*, Bd. 2, Nr. 4, S. 701–716, 2011.
- [24] Wojtan, L., Ursenbacher, T., Thome, J. R., “Investigation of flow boiling in horizontal tubes: Part I—A new diabatic two-phase flow pattern map”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Bd. 48, Nr. 14, S. 2955–2969, 2005.
- [25] Kim, Y., Seo, K., Chung, J. T., “Evaporation heat transfer characteristics of R-410A in 7 and 9.52 mm smooth/micro-fin tubes”, *International Journal of Refrigeration*, Bd. 25, Nr. 6, S. 716–730, 2002.
- [26] Kim, M.-H., Shin, J.-S., “Condensation heat transfer of R22 and R410A in horizontal smooth and microfin tubes”, *International Journal of Refrigeration*, Bd. 28, Nr. 6, S. 949–957, 2005.
- [27] Cavallini, A., et al., “Condensation inside and outside smooth and enhanced tubes — a review of recent research: Condensation inside and outside smooth and enhanced tubes”, *International Journal of Refrigeration*, Bd. 26, Nr. 4, S. 373–392, 2003.
- [28] JARN, Japan Air Conditioning, Heating & Refrigeration News, “Market Europe”, 2017.
- [29] JARN, Japan Air Conditioning, Heating & Refrigeration News, “World Air Conditioner Markets”, 2017.
- [30] ASHRAE (Hrsg.), *2012 ASHRAE handbook: Heating, ventilating, and air-conditioning systems and equipment*. Kap. 18 Variable Refrigerant Flow. Atlanta, Georgia: ASHRAE, 2012.
- [31] Mehling, H., Cabeza, L. F., *Heat and cold storage with PCM: An up to date introduction into basics and applications*. Berlin: Springer, 2008.

- [32] Sharma, A., et al., “Review on thermal energy storage with phase change materials and applications”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Bd. 13, Nr. 2, S. 318–345, 2009.
- [33] Pintaldi, S., et al., “A review of thermal energy storage technologies and control approaches for solar cooling”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Bd. 41, S. 975–995, 2015.
- [34] Abhat, A., “Low temperature latent heat thermal energy storage: Heat storage materials”, *Solar Energy*, Bd. 30, Nr. 4, S. 313–332, 1983.
- [35] Loistl, F., Schweigler, C., Korth, T., *Einsatz von Latentwärmespeichern in Klimageräten*, Deutsche Kälte- und Klimatagung, Kassel, 2016.
- [36] Loistl, F., Schweigler, C., *Latent heat storages in air conditioning systems – options for system integration and thermal design*, TGA Kongress, Innovation in der Raumlufttechnik Forschung und Wissenschaft, Berlin, 2016.
- [37] Zalba, B., et al., “Review on thermal energy storage with phase change: materials, heat transfer analysis and applications”, *Applied Thermal Engineering*, Bd. 23, Nr. 3, S. 251–283, 2003.
- [38] Sharma, S. D., Sagara, K., “Latent Heat Storage Materials and Systems: A Review”, *International Journal of Green Energy*, Bd. 2, Nr. 1, S. 1–56, 2005.
- [39] Baetens, R., Jelle, B. P., Gustavsen, A., “Phase change materials for building applications: A state-of-the-art review”, *Energy and Buildings*, Bd. 42, Nr. 9, S. 1361–1368, 2010.
- [40] Tyagi, V. V., Buddhi, D., “PCM thermal storage in buildings: A state of art”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Bd. 11, Nr. 6, S. 1146–1166, 2007.
- [41] Li, G., Hwang, Y., Radermacher, R., “Review of cold storage materials for air conditioning application”, *International Journal of Refrigeration*, Bd. 35, Nr. 8, S. 2053–2077, 2012.
- [42] Kanimozhi, B., et al., “Review on Heat Transfer Enhancement Techniques in Thermal Energy Storage Systems”, *Int. Journal of Engineering Research and Applications*, Bd. 4, Nr. 2, S. 144–149, 2014.
- [43] Regin, A. F., Solanki, S. C., Saini, J. S., “Heat transfer characteristics of thermal energy storage system using PCM capsules: A review”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Bd. 12, Nr. 9, S. 2438–2458, 2008.
- [44] Sterner, M., Stadler, I., *Energiespeicher – Bedarf, Technologien, Integration*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2017.
- [45] Laing, K., Laing, O., Laing, I., "Latent heat store", Deutschland DE 3227322 A1, 26.01.84
- [46] Fieback, K., et al., "Device for measuring the loading of a latent heat energy store using a copolymer mixed in with the latent heat store so that the transparency changes in a measurable fashion as latent heat is added or removed", Deutschland DE10058938 A1, 29.05.02

- [47] Berkan, J., "Bestimmung eines Latentwärmespeicher-Ladezustandes, insbesondere in einer Heizungs- und/oder Klimaanlage eines Straßenkraftfahrzeuges", Deutschland DE2002135581, 21.08.03
- [48] VDI-Gesellschaft Bauen und Gebäudetechnik, VDI Richtlinie 2164, *PCM-Energiespeichersysteme in der Gebäudetechnik*, 2016.
- [49] Siemens Schweiz AG Buidling Technologies, "Kältetechnik", Zug.
- [50] Urbanek, T., *Kältespeicher: Grundlagen, Technik, Anwendung*. München: Oldenbourg, 2012.
- [51] Schossig, P., "Mikroverkapselte Phasenwechsellmaterialien in Wandverbundsystemen" Dissertation, Universität Karlsruhe, 2005.
- [52] Arnold, D., "Latent thermal storage for air conditioning", *Building Services Engineering Research and Technology*, Bd. 8, Nr. 4, S. 97–103, 1987.
- [53] Al-Abidi, A. A., et al., "Review of thermal energy storage for air conditioning systems", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Bd. 16, Nr. 8, S. 5802–5819, 2012.
- [54] Hauer, A., et al., *Speicherung von Stromspitzen in Wärme und Kälte*, Jahrestagung 2013 des Forschungsverbundes Erneuerbare Energien (FVEE), Freiburg, 2013.
- [55] Sonnenrein, G., et al., *Effizienzsteigerung von Haushaltskühlgeräten durch polymergebundene Phasenwechselmaterialien*, Deutscher Kälte- und Klimatagung, Dresden, 2015.
- [56] Hai, X., et al., "Design and Research of the Commercial Digital VRV Multi-Connected Units With Sub-Cooled Ice Storage System", *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, Nr. 759, 2006.
- [57] Cube, H. L. v., Steimle, F., *Wärmepumpen: Grundlagen und Praxis*. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1978.
- [58] Minglu, Q., et al., "Improved indoor thermal comfort during defrost with a novel reverse-cycle defrosting method for air source heat pumps", *Building and Environment*, Bd. 45, Nr. 11, S. 2354–2361, 2010.
- [59] Graupensberger, T., "Konstanter Raumkomfort mit Effizienzsteigerung um 25 Prozent", *KKA Kälte Klima Aktuell*, Nr. 6, S. 40–42, 2013.
- [60] Jiankai, D., et al., "Improving reverse cycle defrosting performance of air source heat pumps using thermal storage-based refrigerant sub-cooling energy", *Building Services Engineering Research and Technology*, Bd. 33, Nr. 2, S. 223–236, 2012.
- [61] Mizuno, K., et al., "Heat Pump System with Thermal Storage Daikin", *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, Nr. 84, 1990.
- [62] Mehling, H., "Latentwärmespeicherung: „Neue Materialien und Materialkonzepte“: Workshop Wärmespeicherung", Köln, 2001.
- [63] Rathgeber, C., et al., *Latentwärmespeicher für Kälteanwendungen*, Deutscher Kälte- und Klimatagung, Dresden, 2015.
- [64] Willis, R., Parsonnet, B., "Energy Efficient TES Designs for Commercial DX Systems", *American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers*, 2010.

- [65] Bayerisches Zentrum für Angewandte Energieforschung (ZAE Bayern). Abteilung 1 Technik für Energiesysteme und Erneuerbare Energien, “Projekt „SolCool“ Solare Klimatisierung mit kompakter Wasser/LiBr-Absorptionskälteanlage, Piloteinsatz mit trockener Rückkühlung und PCM-Niedertemperaturspeicher zum Heizen und Kühlen.” FKZ 0329605D, Laufzeit 2005 – 2009.
- [66] Helm, M., et al., “Solar heating and cooling system with absorption chiller and low temperature latent heat storage”, *International Journal of Refrigeration*, Nr. 32(4), S. 569–606, 2009.
- [67] Mayer, W. A. (Hrsg.), *FORETA: Ergebnisse des Forschungsverbundes "Energieeffiziente Technologien und Anwendungen"*. Straubing: Attenkofer, 2013.
- [68] Wang, F., et al., “The novel use of phase change materials in refrigeration plant. Part 1: Experimental investigation”, *Applied Thermal Engineering*, Bd. 27, Nr. 17-18, S. 2893–2901, 2007.
- [69] Van Bael, J., et al., *Comparison of a single stage and a multi stage latent heat storage for DHW delivery*, 11th IIR Conference on Phase Change Materials and Slurries, Karlsruhe, 2016.
- [70] Wellig, B., et al., “Verdoppelung der Jahresarbeitszahl von Klimakälteanlagen durch Ausnützung eines kleinen Temperaturhubes”, 2006.
- [71] Bertagnolio, S., et al., *Heat recovery and reversible heat pumping potentials in nonresidential buildings*, 1st Heat Pump Symposium, Sint-Katelijne Waver, 2008.
- [72] Heinrich, C., *Heat Recovery by Use of Thermal Energy Shifting in Office Buildings – Theoretical Investigations*, ASHRAE Konferenz, Wien, 2010.
- [73] DIN V 18599-10:2011-12, *Energetische Bewertung von Gebäuden - Berechnung des Nutz-, End- und Primärenergiebedarfs für Heizung, Kühlung, Lüftung, Trinkwarmwasser und Beleuchtung - Teil 10: Nutzungsrandbedingungen, Klimadaten*,
- [74] DesignBuilder Software Ltd, *Designbuilder*, Version 5.0.1.024, 2017.
- [75] Samweber, F., Schifflechner, C., “Kostenanalyse Wärmespeicher bis 10.000 l Speichergröße - Stand Dezember 2016”, *Forschungsstelle für Energiewirtschaft e. V.*, <https://www.ffe.de/publikationen/veroeffentlichungen/659-kostenanalyse-waermespeicher-bis-10-000-l-speichergroesse>, 2017.
- [76] Bundesverband Energiespeicher (Hrsg.), “Fact Sheet Speichertechnologien: Niedertemperatur Niedertemperatur-Latentwärmespeicher”, 2017.
- [77] Rathgeber, C., et al., “IEA SHC Task 42 / ECES Annex 29 – A Simple Tool for the Economic Evaluation of Thermal Energy Storages”, *Energy Procedia*, Bd. 91, S. 197–206, 2016.
- [78] Lamberg, P., Sirén, K., “Approximate analytical model for solidification in a finite PCM storage with internal fins”, *Applied Mathematical Modelling*, Bd. 27, Nr. 7, S. 491–513, 2003.
- [79] Milow, B., Stadermann, G., “FVS Workshop Wärmespeicherung: ForschungsVerbund Sonnenenergie”, 2001.

- [80] Loistl, F., Schweigler, C., *Integration of a latent heat storage in VRF Systems for heating and cooling with enhanced flexibility and efficiency*, 24th IIR International Congress of Refrigeration, Yokohama, Japan, 2015.
- [81] Dutil, Y., et al., “A review on phase-change materials: Mathematical modeling and simulations: Mathematical modeling and simulations”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Bd. 15, Nr. 1, S. 112–130, 2011.
- [82] Klimes, L., Charvat, P., Ostry, M., “Challenges in the computer modeling of phase change materials”, *Materials and technology*, Bd. 46, Nr. 4, S. 335–338, 2012.
- [83] Lamberg, P., Lehtiniemi, R., Henell, A.-M., “Numerical and experimental investigation of melting and freezing processes in phase change material storage”, *International Journal of Thermal Sciences*, Bd. 43, Nr. 3, S. 277–287, 2004.
- [84] Glück, B., “Wärmespeicher als mediendurchströmte Festkörper”, Rud. Otto Meyer-Umwelt-Stiftung, Hamburg, 2006.
- [85] Patankar, S. V., *Numerical heat transfer and fluid flow*, 5. Auflage. Washington, DC: Hemisphere Publ. Corp., 1985.
- [86] Incropera, F. P., et al., *Fundamentals of heat and mass transfer*, 6. Auflage. Hoboken, NJ: John Wiley, 2007.
- [87] Qiao, H., Radermacher, R., Aute, V., *A Review for Numerical Simulation of Vapor Compression Systems*, International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue, 2010.
- [88] Rasmussen, Bryan, Philip, “Dynamic modeling of vapor compression systems – Part I: Literature review”, *HVAC&R Res.*, Bd. 18, Nr. 5, S. 934–955, 2012.
- [89] Rasmussen, Bryan, P., “Dynamic modeling and advanced control of air conditioning and refrigeration systems” Dissertation, University of Illinois at Urbana-Champaign, Urbana, 2005.
- [90] Alleyne Research Group, *Thermosys: Thermosys™ Toolbox for MATLAB/Simulink®*,
- [91] Quoilin, S., et al., *ThermoCycle: A Modelica library for the simulation of thermodynamic systems*, 10th International Modelica Conference, Lund, 2014.
- [92] Tegethoff, W., et al., “TEMO Thermische Echtzeitfähige Modelle: Abschlussbericht FKZ 01IS08013A, 01IS08013B und 01IS08013C”, Braunschweig, 2011.
- [93] Tay, N., Belusko, M., Bruno, F., “An effectiveness-NTU technique for characterising tube-in-tank phase change thermal energy storage systems”, *Applied Energy*, Bd. 91, Nr. 1, S. 309–319, 2012.
- [94] Glück, B., “Simulationsmodell "Erdwärmesonden": zur wärmetechnischen Beurteilung von Wärmequellen, Wärmesenken und Wärme-/Kältespeichern”, Rud. Otto Meyer-Umwelt-Stiftung, Hamburg, 2008.
- [95] Klein, S. A., *Engineering Equation Solver (EES)*, Version 10, 2016.
- [96] Agyenim, F., Eames, P., Smyth, M., “Heat transfer enhancement in medium temperature thermal energy storage system using a multitube heat transfer array”, *Renewable Energy*, Bd. 35, Nr. 1, S. 198–207, 2010.

- [97] NIST, *NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP*, Version 9.1. Gaithersburg, Maryland, USA: National Institute of Standards and Technology, 2013.
- [98] MATLAB, Version 8.5.0 (R2015a): The MathWorks Inc, 2015.
- [99] Grace, I. N., “Modelling the performance and dynamics of vapour compression refrigeration systems” Dissertation, Brunel University, Department of Mechanical Engineering, 2000.
- [100] Medrano, M., et al., “Experimental evaluation of commercial heat exchangers for use as PCM thermal storage systems”, *Applied Energy*, Bd. 86, Nr. 10, S. 2047–2055, 2009.
- [101] Goeke, J., Henne, A., “Time-Temperature Charge Function of a High Dynamic Thermal Heat Storage with Phase Change Material”, *Energy and Power Engineering*, Bd. 07, Nr. 02, S. 41–54, 2015.
- [102] Streicher, W., et al., “Fortschrittliche Wärmespeicher, Projekt zum IEA-SHC Task 32: Erhöhung von solarem Deckungsgrad und Kesselnutzungsgrad und Emissionsverringern durch verringertes Takten”, 2007.
- [103] Ould Didi, M., Kattan, N., Thome, J. R., “Prediction of Two-Phase Pressure Gradients of Refrigerants in Horizontal Tubes”, *International Journal of Refrigeration*, Bd. 25, S. 935–947, 2002.
- [104] Müller-Steinhagen, H., Heck, K., “A simple friction pressure drop correlation for two-phase flow in pipes”, *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, Bd. 20, Nr. 6, S. 297–308, 1986.
- [105] Lamberg, P., “Approximate analytical model for two-phase solidification problem in a finned phase-change material storage”, *Applied Energy*, Bd. 77, Nr. 2, S. 131–152, 2004.
- [106] Lamberg, P., Sireń, K., “Analytical model for melting in a semi-infinite PCM storage with an internal fin”, *Heat and Mass Transfer*, Bd. 2003, Nr. 39, S. 167–176.
- [107] Bauer, T., “Approximate analytical solutions for the solidification of PCMs in fin geometries using effective thermophysical properties”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Bd. 54, Nr. 23-24, S. 4923–4930, 2011.
- [108] Cabeza, L. F., et al., “Experimentation with a water tank including a PCM module”, *Solar Energy Materials and Solar Cells*, Bd. 90, Nr. 9, S. 1273–1282, 2006.
- [109] Tay, N., Belusko, M., Bruno, F., “Experimental investigation of tubes in a phase change thermal energy storage system”, *Applied Energy*, Bd. 90, Nr. 1, S. 288–297, 2012.
- [110] Palomba, V., Brancato, V., Frazzica, A., “Experimental investigation of a latent heat storage for solar cooling applications”, *Applied Energy*, Bd. 199, S. 347–358, 2017.
- [111] Hafner, B., Schwarzer, K., *Aufbau und Erprobung eines Latentwärmespeichers für den Einsatz in Raumheizungssystemen: Abschlussbericht BMBF 1700297*, 1999.
- [112] Loistl, F., Korth, T., Schweigler, C., “Betriebsverfahren für ein Kühl- und/oder Heizsystem und Kühl- und/oder Heizsystem”, Deutschland AKZ: 102017214672.9, Anmeldedatum 22.08.17

[113] Corporation, C., “Scroll compressors- high efficiency compression for commercial and industrial applications”, 2004.

[114] S. Jain, C. W. Bullard, “Capacity and Efficiency in Variable Speed, Vapor Injection and Multi-Compressor Systems”, Air Conditioning and Refrigeration Center, Urbana, 2004.

Abbildungsverzeichnis

Abb. 1.1:	Schematische Darstellung der Wärmeverschiebung mit einem Kältespeicher bei VRF-Systemen.	2
Abb. 2.1:	Kaltdampfkompansionsprozess (links) und Energieflüsse mit externen Temperaturen bei einer Wärmepumpe im Winter und einer Kältemaschine im Sommer (rechts), angelehnt an [14, S.563].	5
Abb. 2.2:	Temperaturniveaus, Wärmepumpenbetrieb (Winter) und Kältemaschinenbetrieb (Sommer).	6
Abb. 2.3:	Kälteanlagenschema (links) und theoretischer Kältemittelkreislauf im Log p, h-Diagramm (rechts).	6
Abb. 2.4:	Temperaturverlauf im Gegenstrom beim verdampfenden Medium (links) gegenüber der Wärmeübertragung mit sensibler Erwärmung der Medienströme (rechts).	9
Abb. 2.5:	Temperaturverlauf beim Verdampfen im Gegenstromprinzip mit Phasenzustand im Rohr (links) und Phasenzustandspunkte im schematischen Log p, h-Diagramm (rechts).	10
Abb. 2.6:	Strömungsformen beim Siedevorgang in einem horizontalen Rohr (modifiziert von VDI-Wärmeatlas, Abschnitt Hbb [16, S.2]).	10
Abb. 2.7:	Temperaturverlauf beim Verflüssiger im Gegenstromprinzip mit Phasenzustand des Kältemittels im Rohr (links) und Phasenzustandspunkte im schematischen Log p, h-Diagramm (rechts).	11
Abb. 2.8:	Oben lokaler Wärmeübertragungskoeffizient für $G = 200 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$ aufgetragen über den Dampfgehalt, links Verdampfung, rechts Kondensation. Unten mittlerer Wärmeübertragungskoeffizient aufgetragen über die Massenstromdichte (mit Annahmen aus Tabelle 1), links Kondensation und Verdampfung, rechts einphasige Strömung.	13
Abb. 2.9:	Unterscheidung zwischen wasserführenden und luftbasierten Systemen (schematisch, oben) und Einteilung herkömmlicher dezentraler Klimaanlage (unten).	14
Abb. 2.10:	Mono-Split-Klimagerät im Kühlbetrieb, oben (schematisch), im Heizbetrieb (unten, schematisch) und Bild einer offenen Außeneinheit mit Ventilator, Wärmeübertrager und Verdichter (rechts).	15
Abb. 2.11:	Drei-Leiter VRF System im Kühlbetrieb.	16
Abb. 2.12:	Drei-Leiter VRF-System im Heizmodus.	17
Abb. 2.13:	Drei-Leiter VRF System in Wärmeverschiebungsmodus, Kühlmodus dominierend.	18
Abb. 2.14:	Relevante Komponenten für die Regelung des VRF-Systems, vereinfacht mit einer Inneneinheit.	19
Abb. 2.15:	Überblick der Verdichtertechnologien.	20

Abb. 2.16:	Verlauf der COPs bei unterschiedlichen Verdampfungs- und Kondensationstemperaturen (links) und Verhalten des isentropen Wirkungsgrads bei verschiedenen Frequenzen (rechts).	21
Abb. 2.17:	Verfahren thermischer Speicherung in Anlehnung an [31, S.1].....	22
Abb. 2.18:	Erwärmung von Wasser mit Temperaturen und kumulierter Energiemenge ausgehend von -30°C.....	23
Abb. 2.19:	Volumenausdehnung und Energieinhalt von Wasser beim Phasenwechsel (logarithmisch).	24
Abb. 2.20:	Schematischer Vergleich sensible und latente Wärme (links), benötigte Temperaturdifferenzen eines sensiblen Wärmespeichers für den gleichen vol. Energiegehalt wie PCMs (rechts).	25
Abb. 2.21:	Vorteil eines Latentwärmespeichers für den Kälteprozess (unten), Temperaturen bei der Bevorratung und Nutzung eines Kaltwasserspeichers und eines Latentwärmespeichers (oben).	25
Abb. 2.22:	Übersicht der Materialklassen mit typischen volumetrischen Schmelzenergie- und Schmelztemperaturbereichen [31, S.14], Urquelle: ZAE Bayern.	27
Abb. 2.23:	Auswahl einiger kommerziell erhältlicher Phasenwechselmaterialien für die Gebäudeklimatisierung [36], Datenquelle nach [37].	28
Abb. 2.24:	Allgemeine Eigenschaften von Paraffin (links) und Salzhydrat (rechts), angelehnt an [41].	29
Abb. 2.25:	Gängige Maßnahmen zur Verbesserung der Wärmeübertragung, Bilder 2.–4. [42].	30
Abb. 2.26:	Grundlegende Designvarianten eines Latentwärmespeichers: A) Wärmeträgerfluid getrennt vom PCM, B) Zwei Wärmeträgerfluide getrennt vom PCM, C) Verkapseltes PCM und Wärmeträgerfluid, D) Speicher material ist zugleich das Wärmeträgerfluid, Abbildung in Anlehnung an [43].	30
Abb. 2.27:	Gängige Bauarten von Eisspeichern (schematisch) mit Umrahmung der externen Schmelzsysteme.	33
Abb. 2.28:	Kriterien von Latentwärmespeicher-Anwendungen.	34
Abb. 2.29:	Anlagenschema eines Wärmequellenspeichers von Cube und Steimle; angelehnt an [57].	36
Abb. 2.30:	Anlagenschema und Wärmeübertrager des Wärmequellenspeichers, Quelle: Viessmann Deutschland GmbH.	36
Abb. 2.31:	Passive Bevorratung, Kompressor mit Wärmespeicher [61].	38
Abb. 2.32:	Schema Cristopia mit paralleler Einbindung, Quelle: Cristopia Energy Systems.	38
Abb. 2.33:	Kältespeicher „Ice bear“-System, Anlagenschema (links) [64], Bild der Eisspeichereinheit (rechts) Quelle: Ice-Energy.	39

Abb. 2.34:	Solares Kühlen mit Latentwärmespeicher [66].	40
Abb. 4.1:	Grundlegende Betriebsstrategien eines Kältespeichers.	49
Abb. 4.2:	Monovalente Betriebsweise einer WP durch Laden und Entladen eines Wärmespeichers.	50
Abb. 4.3:	Exemplarische Betriebsstrategie zur Nutzung von regenerativem Stromüberschuss.	51
Abb. 4.4:	Betriebsweise: Energieverschiebung durch thermische Speicherung, Beispiel Kältespeicher.	52
Abb. 4.5:	Funktion eines Latentwärmespeichers gegenübergestellt zu den Betriebsbereichen von Wärmepumpen und Kältemaschinen.	53
Abb. 4.6:	Schematische Positionierung in einem VRF-Systems (oben) und grundlegende Einbausituationen eines Speichers (unten).	55
Abb. 4.7:	Hydraulische Konzepte für den Wärmeein- und -austrag (Wk) in bzw. aus dem PCM-Speicher.	56
Abb. 4.8:	Zwei-Phasen-Thermosiphon-Prinzip: Prozess im Log p, h-Diagramm (links, schematisch) und Lage der Temperaturen (rechts).	58
Abb. 4.9:	Interne Integrationsvarianten in den Kältekreislauf.	59
Abb. 4.10:	Betriebsarten mit Kältemittelflussrichtung.	61
Abb. 4.11:	Temperaturniveaus des Kältespeichers einschließlich treibender Temperaturdifferenzen mit Wärmeflussrichtung und Temperaturhub des Kompressors (oben) sowie Speicherphasen des Kältespeichers (unten).	65
Abb. 4.12:	Temperaturniveaus des Wärmespeichers mit Wärmeflussrichtung (links) und Speicherphasen (rechts).	66
Abb. 4.13:	Exergiegehalt der WP bei verschiedenen Kondensationstemperaturen und KM bei verschiedenen Verdampfungstemperaturen bei unterschiedlichen Umgebungstemperaturen.	67
Abb. 4.14:	Leistungszahl mit einer Anlagengüte von 0,5 für eine WP bei verschiedenen Kondensationstemperaturen (links) und eine KM bei verschiedenen Verdampfungstemperaturen (rechts) bei unterschiedlichen Umgebungstemperaturen, die als interne Prozesstemperaturen angenommen sind.	67
Abb. 4.15:	Nötige Temperaturdifferenzen für die thermische Speicherung gegenüber dem konventionellen Anlagenbetrieb im Kühlen (oben) und Heizen (unten).	68
Abb. 4.16:	Mehraufwand an Antriebsenergie für den WP- und KM-Betrieb mit thermischen Speichern unter Berücksichtigung verschiedener Verdampfungs- und Kondensationstemperaturen.	71
Abb. 4.17:	Betrieb mit thermischem Speicher bei konstanten Betriebstemperaturen, Kühlen (oben), Heizen (unten).	72

Abb. 4.18:	Wärmequellenspeicher, Vorteil der günstigeren Wärmequelle im Log(p), h-Diagramm (links) und Speicherphasen (rechts).....	73
Abb. 4.19:	Temperaturniveaus des Wärmequellenspeichers.....	74
Abb. 4.20:	Vorteil einer ausgelagerten Überhitzung im Temperaturverlauf. Verdampfer mit interner Überhitzung (links), Verdampfer mit Speicher und externer Überhitzung im Speicher (rechts).....	75
Abb. 4.21:	Wärmesenkenspeicher, zur Reduzierung der Kondensationstemperatur (links), als Unterkühler (rechts) und Speicherphasen mit unterschiedlicher Energiebevorratung (unten).....	76
Abb. 4.22:	Temperaturniveaus des Wärmesenkenspeichers, von links nach rechts: konventionelle Kälteerzeugung, a) Kühlung mit Wärmesenkenspeicher, b1) Speicherentladung durch Umwälzen des Kältemittels oder durch Thermosiphon Prinzip.	77
Abb. 4.23:	Temperaturverläufe bei der Wärmeübertragung, links ohne Speicher, rechts mit Speicher als Unterkühler.....	78
Abb. 4.24:	Leistungssteigerung im Kühlbetrieb durch Unterkühlung für R410a (links) und für verschiedene Kältemittel bei $\eta_{isen} = 0,7$, $TV = 5^{\circ}C$ $^{\circ}C$ und $TK = 40^{\circ}C$ (rechts).....	79
Abb. 4.25:	Nutzeffekt des Wärmequellen-/ -senkenspeicher (oben) und Speicherphasen (unten).....	80
Abb. 4.26:	Temperaturniveaus und Energieströme eines Wärmequellen/-senkenspeichers.	81
Abb. 4.27:	Erweiterte Wärmeverschiebung durch Nutzung eines Kältespeichers (links) oder Wärmespeichers (rechts) im Tageslastgang (schematisch).....	82
Abb. 4.28:	Charakteristik des Kältemaschinenbetriebs (links) und des Wärmepumpenbetriebs (rechts).....	86
Abb. 4.29:	Fallunterscheidung bei der Wärmeverschiebung zur Bestimmung der verschiebbaren Energiemenge.....	87
Abb. 4.30:	Jahresverlauf (links, oben), exemplarischer Tagesverlauf der Lasten (rechts, oben) mit dominierenden Heizbedarf vormittags und dominierenden Kühlbedarf am Nachmittag sowie Gebäudeenergiebedarf zweier Arbeitswochen (unten). Simuliert für Gebäudetyp 1: Bürogebäude.....	88
Abb. 4.31:	Energieanteil der direkten Wärmeverschiebung bei den unterschiedlichen Gebäudetypen.....	90
Abb. 4.32:	Exemplarischer Tageslastgänge für den Gebäudetyp Gewerbegebäude mit zwei unterschiedlichen Speichervarianten; links Speicher mit mittlerer Leistung und mittlerem Energieinhalt (15 kW, 60 kWh), rechts Speicher mit geringer Leistung und geringem Energieinhalt (5 kW, 10 kWh).....	92

Abb. 4.33:	Vergleich der Tageslastgänge der Gebäudetypen Bürogebäude und Institutsgebäude für den gleichen Referenztag. Links Bürogebäude mit Kältespeicher (6,75 kW, 27 kWh) und rechts Institutsgebäude mit Kältespeicher (15 kW, 60 kWh).....	92
Abb. 4.34:	Wärmebilanz eines exemplarischen Büroraums (Ostseite) im Gebäudetyp Büro (links) und im Gebäudetyp Institut (rechts) für den 28. Februar.	93
Abb. 4.35:	Prozentuale Energieanteile der erweiterten Wärmeverschiebung und der direkten Wärmeverschiebung bezogen auf die Kühlenergie (linke Achse) und jährliche Anzahl der Zyklen (rechte Achse) bei verschiedenen Speichervarianten und Gebäudetypen.	94
Abb. 4.36:	Ökonomische Bewertung eines Speichers für eine erweiterte Wärmeverschiebung bei verschiedener Jahreseffizienz des Wärmepumpensystems und unterschiedlichen spez. Investitionskosten. ...	96
Abb. 5.1:	Vorgehensweise bei der Speicherentwicklung und Inhalte Kapitel 5.	99
Abb. 5.2:	Wärmeübertragerrohr mit PCM auf der Außenseite und Aufteilung der Wärmewiderstände.	100
Abb. 5.3:	Wärmewiderstände und Energieinhalt bei Entfernung der Phasenfront (links) und schematische Darstellung des wachsenden Durchmessers des kristallisierten PCMs (rechts) [35].	101
Abb. 5.4:	Gesamtwärmewiderstand bei einer Variation der Wärmeleitung (von 0,2–5,4 W/mK) des PCMs und des inneren Wärmeübergangskoeffizienten (200–2600 W/m ² K) (links). Rechts Detailansicht im engeren Wertebereich des Wärmewiderstands (0–0,3 K/W). Annahmen: Schichtdicke des Phasenwechselmaterials 0,01 m, $d_i = 0,006$ m und $L = 1$ m.	102
Abb. 5.5:	Effektive Wärmekapazitätenmethode (links) und Enthalpiemethode (rechts).	103
Abb. 5.6:	Simulationsmethoden Kältekreis-PCM, dargestellt für eine Kältemittelverdampfung in einem Rohr.	105
Abb. 5.7:	Betrachtetes Speicherelement (rechts) als Teil eines Speichers (links). ...	106
Abb. 5.8:	Log p, h-Diagramm mit Kältekreislauf.	108
Abb. 5.9:	Simulation mit wandernder Phasenfront, (1) Leistung und Wärmewiderstand über die Zeit, (2) Phasenänderung über die Zeit, (3) Leistung über die Phasenänderung.	109
Abb. 5.10:	Untersuchte Einflussparameter des betrachteten Speicherelements. Links: Größen des Wärmetransports, rechts: Geometriegrößen.	111
Abb. 5.11:	Verlauf der Leistungsdichte bei einer Variation des mittleren Wärmeübergangskoeffizienten mit Vergrößertem Teilbereich (links) sowie bei einer Variation der Wärmeleitfähigkeit des PCMs (rechts).	111

Abb. 5.12:	Energiedichte und Leistungsdichte bei verschiedenen Rohrdurchmessern und Rohrabständen. Als Basis für die Berechnung dienen die Annahmen von Tabelle 14 und ein $\lambda_{PCM} = 0,5 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ 112
Abb. 5.13:	Ausschnitt der Betriebszeit bei verschiedenen Rohrdurchmessern und Rohrabständen mit den Varianten A) und B). 113
Abb. 5.14:	Leistungsdichte in Abhängigkeit der Rohrabstände bei einer Variation der PCM-Wärmeleitfähigkeit mit Darstellung der konstanten Energiedichten in vertikaler Richtung. Werte der Simulation basierend auf Tabelle 14 mit $d_0 = 0,012 \text{ m}$ 114
Abb. 5.15:	Einteilung in Kontrollvolumen mit Symmetrieachse (links), Energiebilanz eines Knotens (rechts). 115
Abb. 5.16:	Mischzelle auf der Kältemittelseite beim Verdampfen. 118
Abb. 5.17:	Simulierter Leistungsverlauf mit 2D- und 1D-Modell (links) und simulierte Temperaturverläufe bei nahezu vollständiger Kristallisation (rechts), PCM-Temperatur oben und Kältemittel mit Verdampfung und Überhitzung unten. Für beide Modelle wird $L = 1 \text{ m}$, $\lambda_{PCM} = 0,5 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ sowie die Werte aus Tabelle 14 angenommen. Für das 2D-Modell wird zudem ein Temperaturbereich des Phasenwechsels mit $10,5 \text{ bis } 11,5 \text{ }^\circ\text{C}$ zugrunde gelegt. 119
Abb. 5.18:	Simulationsmodell des Latentwärmespeichers mit Diskretisierung (links), Ausschnitt eines Simulationselements (rechts, oben) und Annahme des Kristallisationsvorgangs (rechts, unten). 121
Abb. 5.19:	Teilenthalpien des Paraffins RT28HC, Datengrundlage und Anlehnung an Rubitherm Technologies GmbH. 123
Abb. 5.20:	Links: Verdampferleistung bei verschiedenen Massenstromdichten und Rohrdimensionen für R410a, bei $TV=12 \text{ }^\circ\text{C}$ und Dampfgehalt $x=0,2$ bei WT-Eintritt. Rechts Druckverlust für ein Rohr mit $L=1 \text{ m}$ 124
Abb. 5.21:	Dimensionierungsparameter für den Lamellenwärmeübertrager. 126
Abb. 5.22:	Ergebnisse der analytischen Lösung bei einer Parametervariation des Rohrabstands und der Lamellenteilung mit Auslegungspunkten. Linke Grafik $\Delta T = 16 \text{ K}$, rechte Grafik $\Delta T = 8 \text{ K}$ 128
Abb. 5.23:	Geometrie des Lamellenwärmeübertragers; links Rohrspiegel, rechts Seitenansicht. 129
Abb. 5.24:	Dynamische Simulation des 2D-Lamellen-Modells mit den Eingangswerten aus der Vorauslegung. Leistung (linke Achse) und Ladezustand (rechte Achse) über den Zeitverlauf dargestellt. 129
Abb. 5.25:	Schematische Zeichnung des Testspeichers mit Anordnung der Temperatursensoren (oben) und Foto des umgebauten Testspeichers im nahezu geschmolzenen Zustand (unten). 130

Abb. 5.26:	Fließschema der Versuchskälteanlage mit Position der internen Messtechnik.....	132
Abb. 5.27:	Schaltungsvarianten für die Beladung (schematisch).	133
Abb. 5.28:	Schaltungsvarianten der Entladung (schematisch).....	134
Abb. 5.29:	Versuch 1 – Aufschmelzen des Speichers durch paralleles Kondensieren, Temperaturen (links), Leistungs- und SOC-Verlauf (rechts).....	139
Abb. 5.30:	Experiment 2 – Kristallisieren des Speichers durch paralleles Verdampfen, Temperaturen (links), Leistungs- und SOC-Verlauf (rechts).....	140
Abb. 5.31:	Erstarrungsvorgang von links nach rechts.	141
Abb. 5.32:	Experiment 3 – mit hoher Verdampfungstemperatur und geringer Temperaturdifferenz zur Phasenwechseltemperatur, Temperaturen im Speicher und Kältekreis (links), Leistungen und Ladekurve (rechts).....	142
Abb. 5.33:	UA-Werte berechnet mit der mittleren Speichertemperatur (Speicher) und der Phasenwechseltemperatur (Phw) als Bezugstemperaturen. Links Experiment 1 – Aufschmelzen, rechts Experiment 2 – Kristallisieren.	143
Abb. 5.34:	Vergleich von Messung und Simulation. Leistungsverlauf (links), Ladezustandskurve (rechts).....	145
Abb. 6.1:	Bilder des Forschungsprojekts: Institutsgebäude, auf dem Dach aufgestellte Außeneinheit des VRF-Systems und Ausschnitt des noch nicht gefüllten Latentwärmespeichers, Quelle: ZAE Bayern.....	150

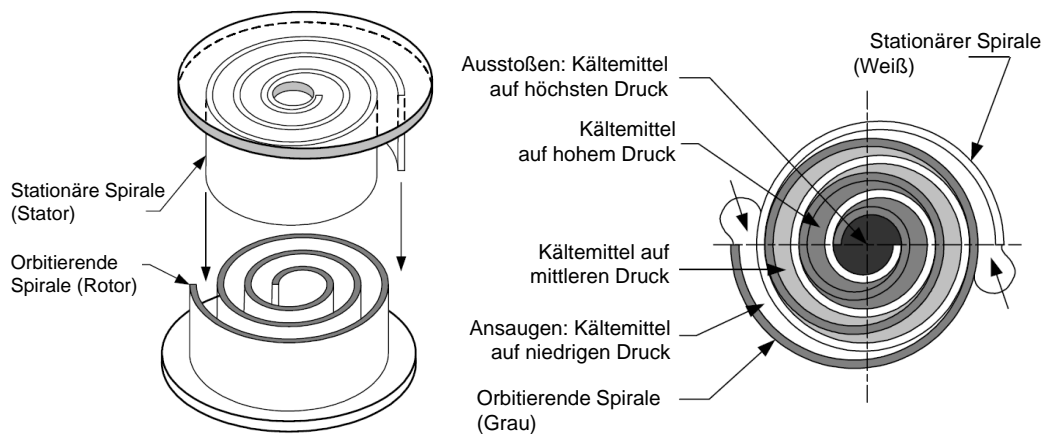
Tabellenverzeichnis

Tabelle 1:	Annahmen für Verdampfung und Kondensation.....	12
Tabelle 2:	Stell- und Regelgrößen VRF-System.	19
Tabelle 3:	Typische Werte für Wärmeübergangskoeffizienten und Wärmeleitung. ...	29
Tabelle 4:	Übersicht kommerziell verfügbarer Latentwärmespeicher mit Wärmepumpensystemen (Auswahl).	42
Tabelle 5:	Übersicht F&E von Latentwärmespeichern mit Wärmepumpensystemen (Auswahl).	42
Tabelle 6:	Übersicht der Betriebsstrategien von Speichern.	52
Tabelle 7:	Übersicht der Kernpunkte bei der Wärmeein- und –auskopplung.	56
Tabelle 8:	Matrix der Kopplungsmöglichkeiten.	62
Tabelle 9:	Überblick der Funktionsarten zur Analyse der Speichereinsatzarten.	64
Tabelle 10:	Untersuchte Gebäudetypen.	84
Tabelle 11:	Absolute Energiemengen der direkten Wärmeverschiebung für die Gebäude 1-3.	89
Tabelle 12:	Untersuchte Speichervarianten.	91
Tabelle 13:	Randbedingungen zur Berechnung der Energiebereitstellungskosten von Speichern.	96
Tabelle 14:	Annahmen der Simulation für Geometrie, Phasenwechselmaterial und Kälteprozess.	110
Tabelle 15:	Zielgrößen des Testspeichers.	126
Tabelle 16:	Geometrieparameter.	128
Tabelle 17:	Schaltungszustände der Absperrventile bei verschiedenen Betriebsmodi mit 0 = zu, 1 = offen.	134
Tabelle 18:	Regelungseinstellung der Expansionsventile bei verschiedenen Betriebsmodi.	135
Tabelle 19:	Optionen der Speichererprobung mit dem Laborteststand.	136

Anhang A

Anhang A1

Scrollkompressoren sind Verdrängungsmaschinen, die aus zwei ineinander greifenden Spiralköpfen bestehen, bei denen der Rotor, der bewegliche Spiralkopf, in dem festen Spiralkopf, dem Stator, orbitiert. Bei der kontinuierlichen Bewegung berühren sich die Spiralen und schließen das Arbeitsfluid in ständig kleiner werdende Verdichtungskammern ein, bis es am Ende des Verdichtungsvorgangs in der Spiralmitte ausgestoßen wird.



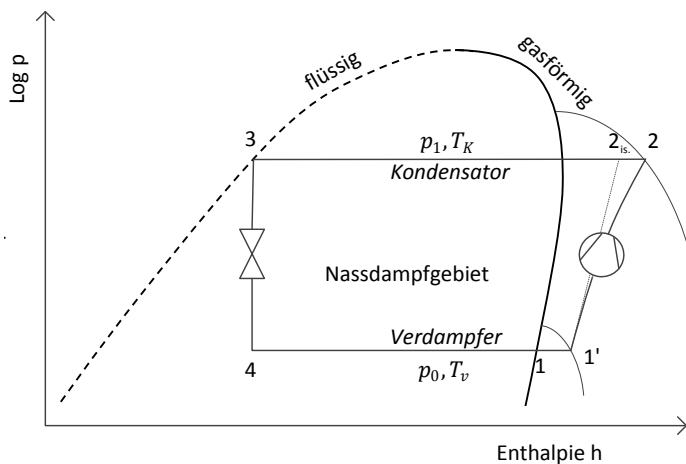
Anhang A1, Abb. 1: Aufbau eines Scrollsets und Verdichtungsprozess, angelehnt an [113].

Die drei Phasen des Verdichtungsprozesses bei Scrollkompressoren, indem Kältemittel von der Niederdruckseite auf die Hochdruckseite gefördert wird, bilden das Ansaugen, Verdichten und Ausstoßen. Im ersten Umlauf wird das Sauggas auf niedrigem Druck parallel auf beiden Seiten angesaugt. Das Kältemittel wird in der nächsten Verdichtungskammer eingeschlossen und durch die Volumenreduktion auf ein mittleres Druckniveau erhöht. Beim Abschluss des ersten Umlaufs lassen die äußeren Enden der Spiralen wieder den Eintritt von neuem Kältemittel zu. Der zweite Umlauf des Rotors schiebt das Kältemittel auf mittlerem Druckniveau in Richtung Zentrum der Spiralgeometrie, während eine weitere Volumenverringern und Druckerhöhung stattfindet. Abschließend wird beim dritten Umlauf das Kältemittel in der Mitte durch die Auslassöffnung als Heißgas ausgeschoben [113]. Der Scrollkompressor besitzt konstruktiv bedingt ein ideales Verdichtungsverhältnis, definiert durch die Geometrie der Spiralköpfe (auch Scrollset bezeichnet). Die Konstruktion des Scrollsets ist dabei ausgewählt für eine bestimmte Betriebsbedingung in seiner Hauptanwendung. Im Gegensatz zu Hubkolbenverdichtern, die ein Arbeitsventil haben und das verdichtete Kältemittel kontrolliert beim Erreichen des Betriebsdrucks auf der Hochdruckseite auslassen, verdichtet der Scrollkompressor das Kältemittel mit einem festen Volumenverhältnis, zunächst unabhängig von den äußeren Betriebsbedingungen [114, S.23]. Das optimale Arbeitsverhalten liegt nur dann vor, wenn der Verdichter mit dem konstruktiven Druckverhältnis arbeitet und das Dampfvolmen im Verdichtungsraum nahezu restlos ausgestoßen werden kann. Liegt ein geringeres externes Druckverhältnis als das ideale Verdichtungsverhältnis vor, kommt es zu einer Überkompress-

sion des Kältemittelgases, bei einem höheren externen Druckverhältnis zu einer Unterkompression. Beide Fälle führen zu einer Verringerung des Verdichterwirkungsgrads.

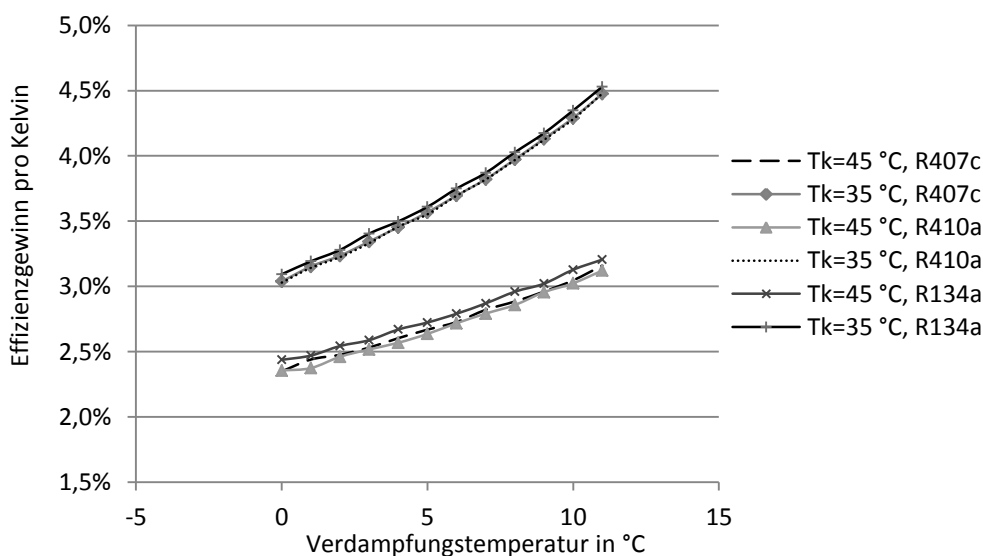
Anhang A2

Die Effizienzsteigerung wird mit einem einfachen Kältekreislauf und mit angenommenen Randbedingungen berechnet. Die Heißgasaustrittstemperatur des Verdichters (2), ergibt sich hierbei aus dem Zustand des überhitzten Kältemittels am Eintritt des Verdichters (1') und dem isentropen Wirkungsgrad der Verdichtung (η_{isen}). Die Entspannung wird für die Berechnung als isenthalp (mit konstanter Enthalpie) angenommen.



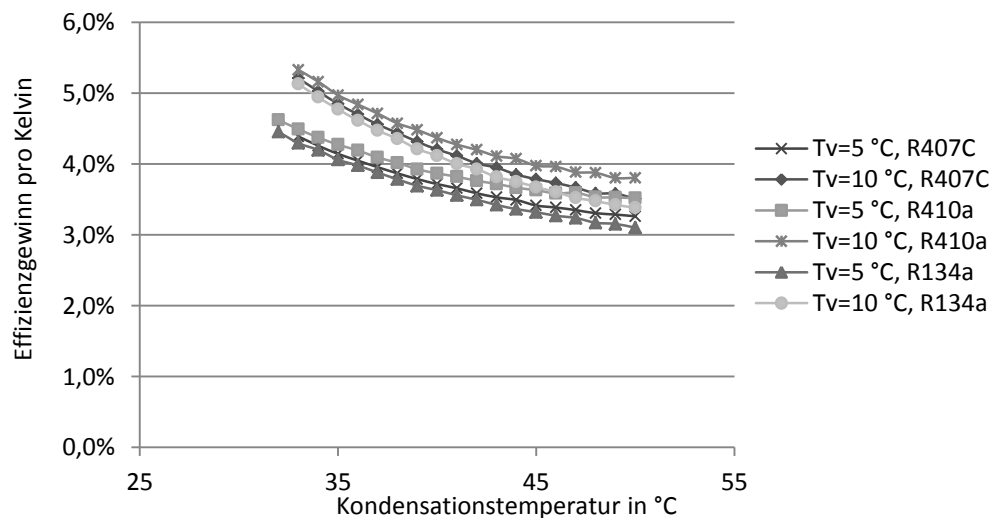
Anhang A2, Abb. 1: Log p, h-Diagramm mit Zustandspunkten.

Die folgende Abbildung zeigt hierzu den Effizienzgewinn ($\frac{\Delta COP}{COP}$) pro Kelvin Erhöhung der Verdampfungstemperatur für verschiedene Kältemittel. Beispielsweise lässt sich der COP-Wert, bei den Bedingungen: R410a, Kondensationstemperatur $T_K = 35^\circ C$ und einer Temperaturerhöhung von $T_V = 4^\circ C$ auf $5^\circ C$, in etwa um 3,5% steigern.



Anhang A2, Abb. 2: Effizienzgewinn pro Kelvin Erhöhung der Verdampfungstemperatur. Berechnet als einfacher Kreisprozess mit den Annahmen: Verdichtung $\eta_{isen}=0,7$, Überhitzung=5 K und isenthalpe Drosselung.

In gleicher Weise zeigt die folgende Abbildung den Effizienzgewinn $\left(\frac{\Delta EER}{EER}\right)$ pro Kelvin abgesenkte Kondensationstemperatur für verschiedene Kältemittel.



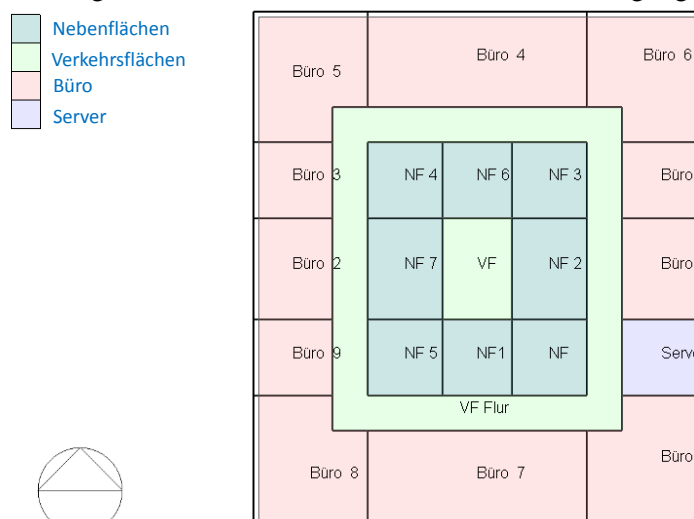
Anhang A2, Abb. 3: Effizienzgewinn pro Kelvin Absenkung der Kondensationstemperatur. Berechnet als einfacher Kreisprozess mit den Annahmen: Verdichtung $\eta_{isen}=0,7$, Überhitzung=5 K und isenthalpe Drosselung.

Anhang B

Anhang B1

Gebäudetyp 1 Bürogebäude: Die Geometrie und Raumaufteilung basiert auf folgenden Grundlagen:

- Eine Vereinfachung der Zonen wurde durchgeführt. Das Gebäude wurde mit einer Kernzone und umliegenden Außenzonen definiert
- Lichte Tiefe ist nach Kombi- und Zellenbüros gerichtet, um Tageslicht zu nutzen
- Prozentuale Flächenaufteilung der Gebäudenutzung für das Bürogebäude nach VDI 3807-1
- Standardfensterflächenanteil nach ASR 7/1
- Festlegung des Energiestandards mithilfe der Richtwerte von ENEC 2009, um ein Bestandsgebäude abzubilden
- Nutzungsarten nach DIN V 18599 unter Berücksichtigung von Richtwerten aus weiterer Literatur



Anhang B1, Abb. 1: Raumaufteilung des Bürogebäudes.

Die Kernzone besteht aus Verkehrs- und Nebenflächen (VF, NF). Damit eine Sichtverbindung nach außen gewährleistet ist, wurden die Büros außenliegend um die Kernzone angeordnet. Weiterhin beinhaltet das Gebäude einen Serverraum. Zudem besitzt das Bürogebäude eine Frischluftzufuhr mit Wärmerückgewinnung.

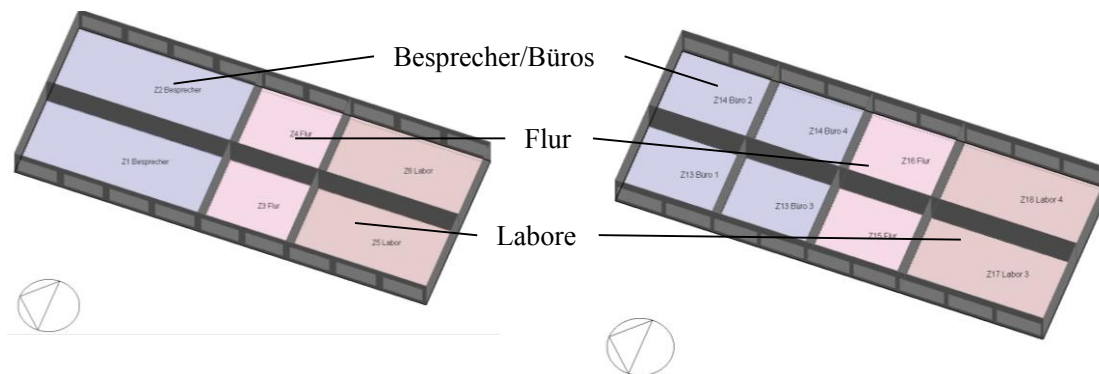
Folgende Eingabeparameter liegen dem Bürogebäude zugrunde:

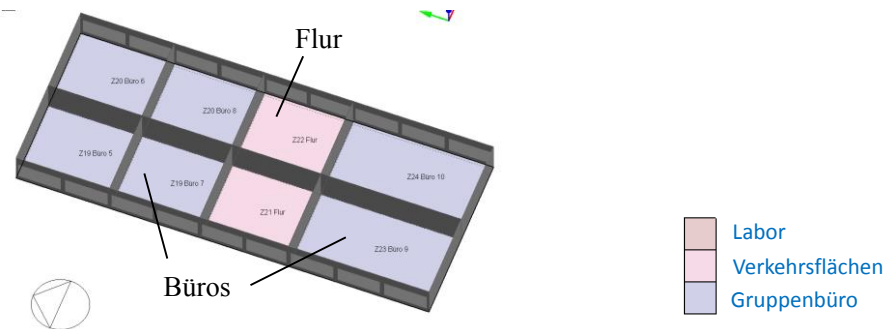
Anhang B1, Tab. 1: Eingangsparameter und Annahmen des Bürogebäudes.

Bezeichnung	Werte	Bemerkung
<i>Lüftung</i>		
hyg. Luftmenge	40 m ³ /(h*P)	nach DIN V 18599-10 A.2 2011
Infiltration	0,15 l/h	etwa zwischen Standard- und Niedrigenergiebüro
Wärmerückgewinnung	70%	
<i>Raumsolltemperatur</i>		
Heizen	21°C	nach DIN V 18599-10 A.2 2011
Nachtabsenkung	17°C	nach DIN V 18599-10 A.2 2011
Kühlen	24°C	nach DIN V 18599-10 A.2 2011
Belegungsdichte	12 m ² /P	ASR 1.2 = 12,18 m ² für Zellenbüro
<i>Interne Wärmequellen</i>		
Last durch Personen	70 W/P	
Arbeitshilfen	9 W/m ²	nach DIN V 18599-10 A.2 2011 mittel bis hoch
Server	150 W/m ²	
<i>Beleuchtung</i>		
Beleuchtungsstärke	500 lux	nach DIN V 18599-10 A.2 2011
Anschlussleistung	5 W/(100 lux m ²)	etwas niedriger als ein Standardbüro 2000
Beleuchtungssteuerung	linear	tageslichtabhängig geregelt
<i>Sonnenschutz</i>		
Verschattung	Ja	Außen, geschlossen ab 300 Watt pro m ² Fensterfläche und Außentemperaturen über 15 °C
<i>Nutzungszeiten</i>		
nach DIN V 18599-10 A.2 2011		
<i>Flächenaufteilung</i>		
VDI 3807-1		
Fensterflächenanteil	30%	ASR 7/1

Gebäudetyp 2 Institutsgebäude:

Das Institutsgebäude ist auf der Datengrundlage eines realen Gebäudes (ZAE-Bayern in Garching) modelliert.





Anhang B1, Abb. 2: Raumaufteilung, EG-2.OG, Labore im EG und 1.OG, sowie Büros und Verkehrsflächen.

Definition der Bauteile und der Nutzung:

Anhang B1, Tab. 2: Eingangsparameter Institutsgebäude.

Bezeichnung	Werte	Einheit/Bemerkung
<i>Geometrie</i>		
Geschosshöhe	2,7	m
Modell Infiltration	0,2	1/h
<i>Bauphysik</i>		
Wand	0,24	W/m ² K
Dach	0,18	W/m ² K
Boden	0,25	W/m ² K
Innenwand	2	W/m ² K
Fenster		
Verglasung	1,1	W/m ² K
Rahmen	1,4	W/m ² K
Verglasung mit Rahmen	1,2	W/m ² K
<i>Regelung</i>		
Beleuchtungskontrolle	linear	tageslichtabhängig
<i>Sonnenschutz</i>		
Verschattung	Ja	Innenverschattung hochreflektierend

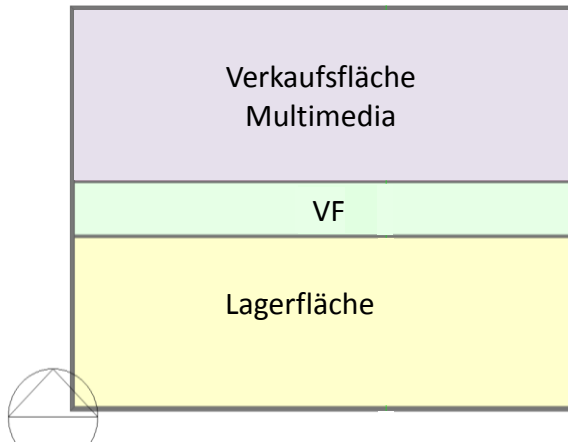
Anhang B1, Tab. 3: Eingangsparameter Institutsgebäude.

					Einheit
Nutzung	<i>Büro</i>	<i>Besprecher</i>	<i>Labor</i>	<i>Flur</i>	
Beleuchtung	12,5	12,5	19	-	W/(m ²)
Elektr. Arbeitshilfen	7	7	50	-	W/m ²
Belegungsdichte	0,125	0,340	0,10	0,02	P/m ²
Heizen	21	21	21	21	°C
Nachtabsenkung	17	17	13	17	°C
Kühlen	24	24	26	-	°C
Kühlungssollwert außerhalb der Betriebszeit	28	26	32	-	°C
Lüftung	40 m ³ /h P	36 m ³ /h P	3,24 m ³ /h m ²	-	

Die Belüftung der Räume erfolgt über eine manuelle Fensterlüftung.

Gebäudetyp 3 Gewerbegebäude:

Eine abstrahierte Abbildung eines Multimediamarcts wird durch das Gewerbegebäude mit den Nutzungen Multimediaabteilung und Lagerraum dargestellt. Das Gebäude ist dabei ein 3-Zonen-Modell, bei dem die Hauptnutzungen - Multimedia und Lager - durch eine Verkehrsfläche (VF) getrennt sind.



Anhang B1, Abb. 3: Raumaufteilung des Gewerbegebäudes.

Für die Bauteile werden die Annahmen des Bürogebäudes zugrunde gelegt. Für die Aktivität wurde auf vorgefertigte Vorlagen (Templates) der verwendeten Simulationssoftware Design-Builder zurückgegriffen. Die Templates und deren Werte können aus der folgenden Tabelle entnommen werden.

Anhang B1, Tab. 4: Eingangsparmeter Gewerbegebäude.

Bezeichnung	Werte	nach Designbuilder Template
<i>Lagerfläche</i>		Warehouse storage
Heizen	21 °C	
Nachtabsenkung	17 °C	
Kühlen	24 °C	
Interne Lasten	1,7 W/m ²	
<i>Multimedia-Verkaufsfläche</i>		Dept Store Sales area - electrical
Heizen	20 °C	
Nachtabsenkung	17 °C	
Kühlen	23 °C	
Interne Lasten	52,04 W/m ²	
Belegungsdichte	0,1169 P/m ²	

Anhang B2

Die Leistungszahlen für den Heiz- und Kühlbetrieb des VRF-Systems wurden auf der Grundlage von Daten eines Herstellers ermittelt. Für die unterschiedlichen geforderten Auslegungsleistungen der Gebäude wurde dabei eine Skalierung der Anlagenleistung durchgeführt.

Hersteller: Fujitsu

Modelltyp: AJ*A72GALH

Exemplarischer Ausschnitt für den Kühlbetrieb

Anhang B2, Tab. 1: Exemplarischer Ausschnitt der Herstellerdaten.

Total rated capacity of indoor unit	Outdoor temperature (°CDB)	Indoor temperature 23°CDB/16°CWB		Indoor temperature 27°CDB/19°CWB	
		TC	IP	TC	IP
22,4 (100%)	10	16,7	2,88	22,4	3,76
	15	16,7	2,96	22,4	3,87
	21	16,7	3,13	22,4	4,09
	23	16,7	3,2	22,4	4,18
	25	16,7	3,27	22,4	4,29
	27	16,7	3,36	22,4	4,41
	30	16,7	3,51	22,4	4,67
	33	16,7	3,68	22,4	5,12
	35	16,7	3,81	22,4	5,45
	37	16,7	3,95	22,2	5,74
	40	16,7	4,31	21,6	6,04
	43	16,7	4,75	21	6,35
	46	16,7	5,24	20,3	6,65

Quelle: Handbuch: Fujitsu, *Design&Technical Manual, Airstage VR-II, Heat Recovery System*, Modell: AJ*A72GALH, Capacity: 22.4 kW (8HP)

Anhang B3

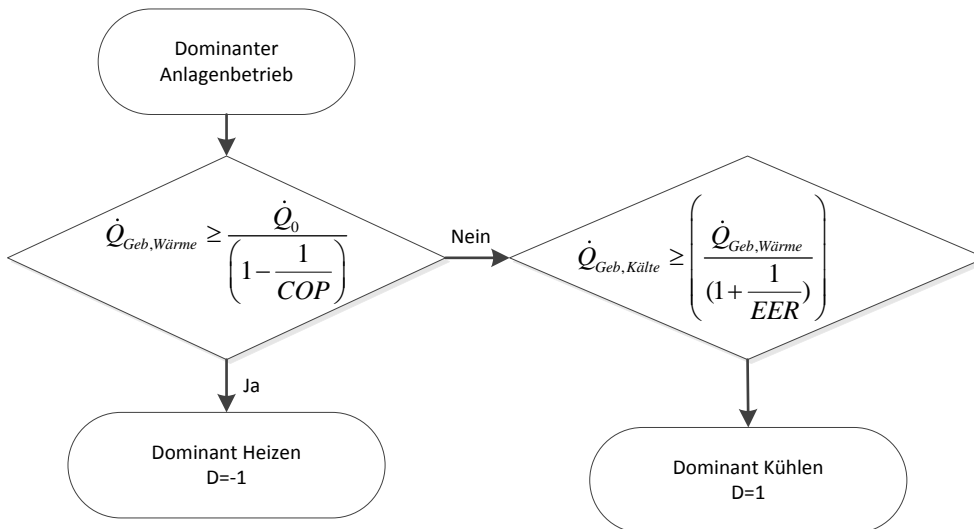
Aus der folgenden Tabelle lassen sich die Koeffizienten des VRF-Modells entnehmen:

Anhang B3, Tab. 1: Koeffizienten des VRF-Modells bei festgelegten Innraumkonditionen: Kühlen – Feuchtkugelt. = 16 °C und Trockenkugelt. 23 = °C, Heizen – Trockenkugelt. = 20 °C.

Kältemaschinenmodus		Wärmepumpenmodus	
Koeffizient	Wert	Koeffizient	Wert
a0	-9,28E-01	a0	1,99E+00
a1	2,65E+01	a1	7,46E+00
a2	-3,26E+01	a2	-9,02E+00
a3	1,29E+01	a3	3,49E+00
a4	4,06E-02	a4	6,37E-02
a5	-3,23E-03	a5	1,06E-03
a6	3,25E-05	a6	2,32E-05
a7	+6,96E-03	a7	+2,05E-03
a8	+3,76E-04	a8	+2,61E-05
a9	4,66E-03	a9	1,33E-03
a10	2,52E-04	a10	1,69E-05

Anhang B4

Die Bestimmung des dominierenden Anlagenbetriebs folgt dem vorliegenden Prozessablauf:



Anhang B4, Abb. 1: Ablaufdiagramm zur Bestimmung des dominierenden Anlagenbetriebs.

Der Ablauf lässt sich wie folgt beschreiben:

Zunächst wird geprüft, ob die zu kühlenden Räume als Wärmequelle in einem Wärmepumpenbetrieb den Heizenergiebedarf des Gebäudes übersteigen. Hierfür wird der Kühlenergiebedarf als Wärmequellenleistung gesehen:

$$\dot{Q}_{Geb,K\u00e4lte} = \dot{Q}_0$$

Als nächstes wird das Verhältnis des Wärmepumpenwirkungsgrads (COP) angesetzt:

$$COP = \frac{\dot{Q}_1}{P_{el}}$$

Der Leistungsaufwand der Kompression lässt sich aus der Differenz der Kondensator- und Verdampferleistung errechnen:

$$P_{el} = \dot{Q}_1 - \dot{Q}_0$$

Durch eine Umformulierung der zuvor aufgeführten Gleichungen lässt sich schließlich die Kondensatorleistung alleine aus der Leistung der Wärmequelle über den COP ermitteln.

$$COP = \frac{\dot{Q}_1}{\dot{Q}_1 - \dot{Q}_0}$$

$$\dot{Q}_1 = \frac{\dot{Q}_0}{\left(1 - \frac{1}{COP}\right)}$$

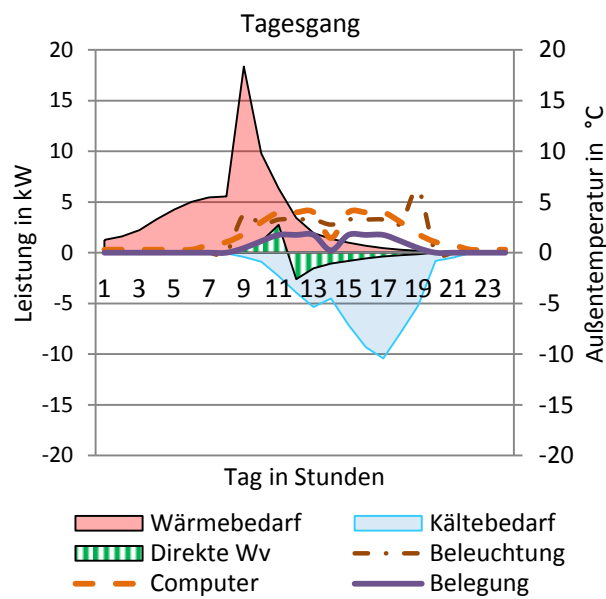
Die entstehende Abwärme im Kühlbetrieb kann gleichermaßen durch den Kältemaschinenwirkungsgrad (EER) bestimmt werden.

$$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_0 \cdot \left(1 + \frac{1}{EER} \right)$$

Dadurch lässt sich der dominierende Betrieb des Anlagensystems festlegen.

Anhang B5

Die folgende Abbildung zeigt die unterschiedlichen internen Lasten in dem Bürogebäude während der Übergangszeit.

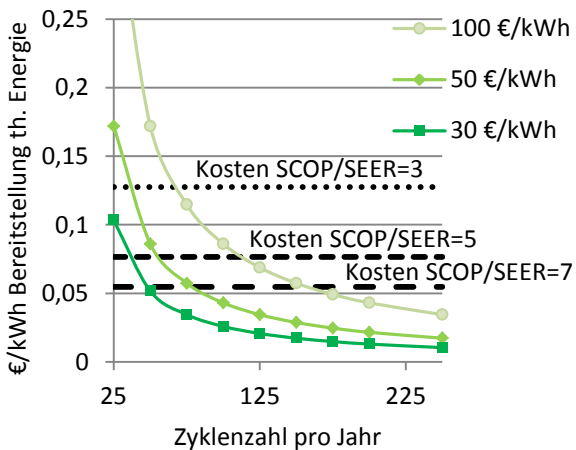


Anhang B5, Abb. 1: Interne Lasten im Tagesverlauf des Bürogebäudes.

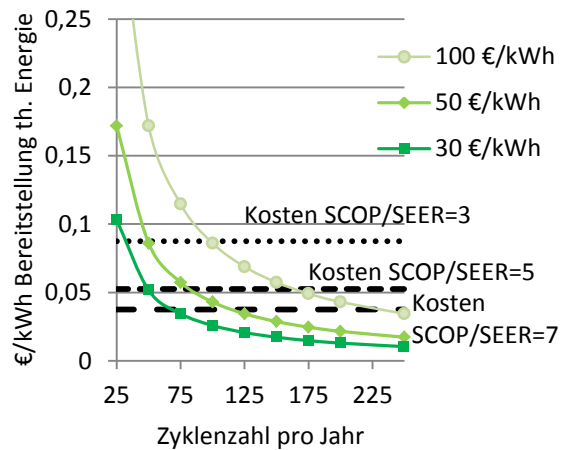
Anhang B6

Im Folgenden wird die vereinfachte ökonomische Betrachtung mit unterschiedlichen Randbedingungen dargestellt.

Die Bereitstellungskosten der thermischen Energie werden auf Basis der Annahmen von Kapitel 4 gebildet. Es wurde zusätzlich eine jährliche Preissteigerung des Stroms von 3,5 % angenommen (dies entspricht in etwa der Preissteigerung von 2007–2017). Gezeigt sind zwei Szenarien mit einem unterschiedlichen Ausgangspreis für den Strom.

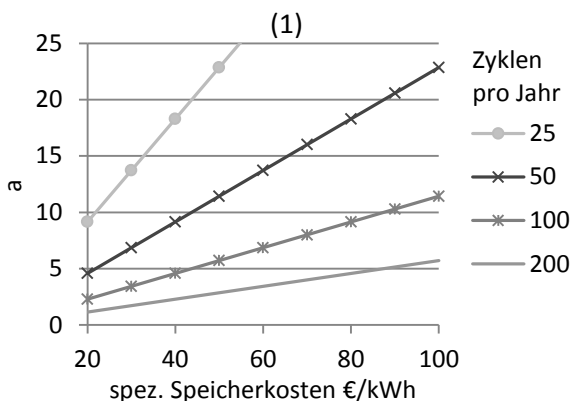


Anhang B6, Abb. 1: Bereitstellungskosten bei einem Ausgangspreis von 0,3 €/kWh Strom.

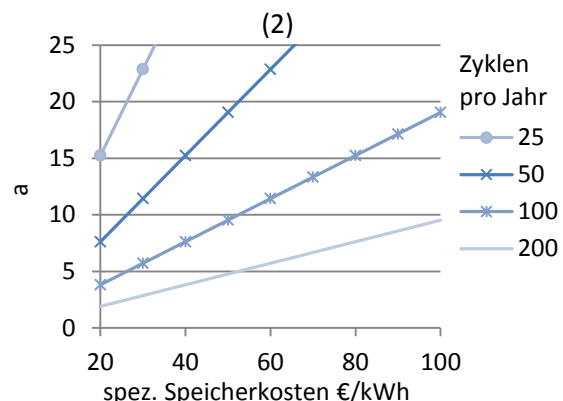


Anhang B6, Abb. 2: Bereitstellungskosten bei einem Ausgangspreis von 0,2 €/kWh Strom.

Auf Grundlage der Annahmen aus Kapitel 4 wird ferner die Amortisationszeit der Speicher vereinfacht bestimmt. Diese wird in Abhängigkeit der Speicherinvestitionskosten und des Strompreises bei unterschiedlicher Zyklenzahl formuliert. Hierbei zeigen die Diagramme (1) und (2) das Verhalten bei einem statischen Strompreis (0,29 €/kWh) ohne Kalkulationszins bei zwei unterschiedlichen Jahreseffizienzen der Anlage.

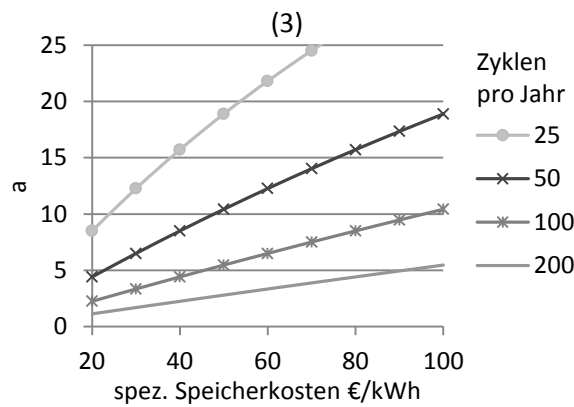


Anhang B6, Abb. 3: Amortisation bei SCOP/SEER = 3.

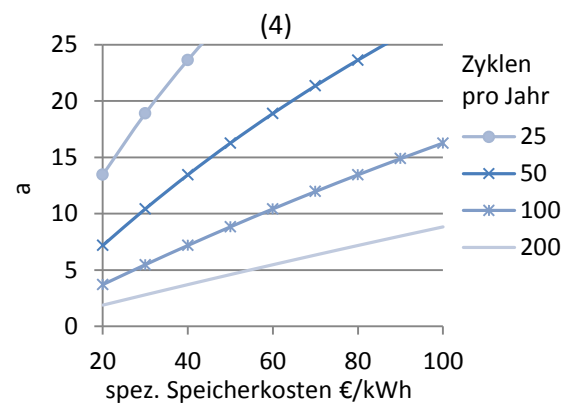


Anhang B6, Abb. 4: Amortisation bei SCOP/SEER = 5.

Die Diagramme (3) und (4) zeigen das Verhalten bei einem Kalkulationszins von 1 % und einer Steigerung des Strompreises (3,5 %).



Anhang B6, Abb. 5: Amortisationszeit bei Preissteigerung und SCOP/SEER = 3.



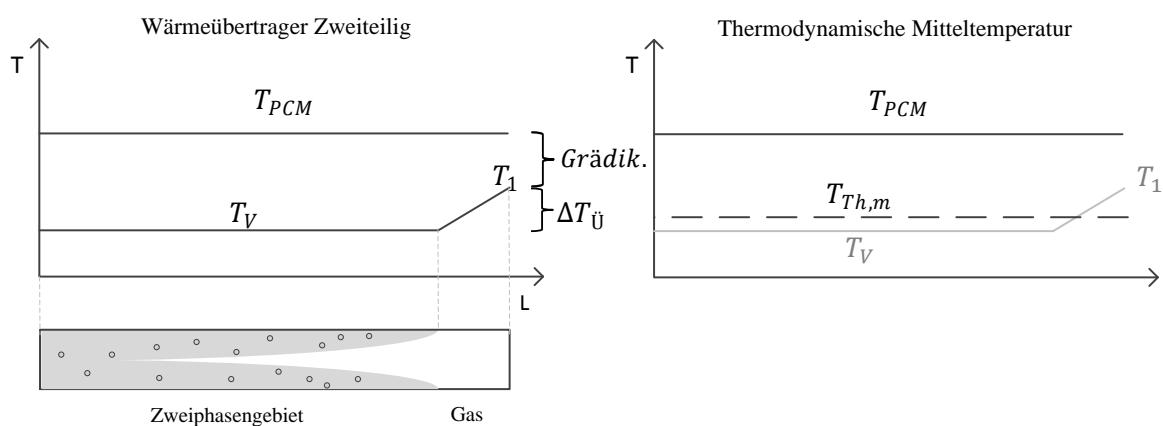
Anhang B6, Abb. 6: Amortisationszeit bei Preissteigerung und SCOP/SEER = 5.

Aus den Darstellungen lässt sich wiederum ableiten, dass bei guter Anlageneffizienz eine Amortisation schwer zu erreichen ist, die spez. Speicherkosten klein sein sollten und grundsätzlich hohe Speicherzyklen anzustreben sind. Beispielsweise wäre nach Szenario (3) bei einer Jahresleistungszahl von 3, 100 Zyklen pro Jahr und spez. Speicherkosten im Bereich von 60 €/kWh, die Amortisationszeit etwa 6 Jahre.

Anhang C

Anhang C1

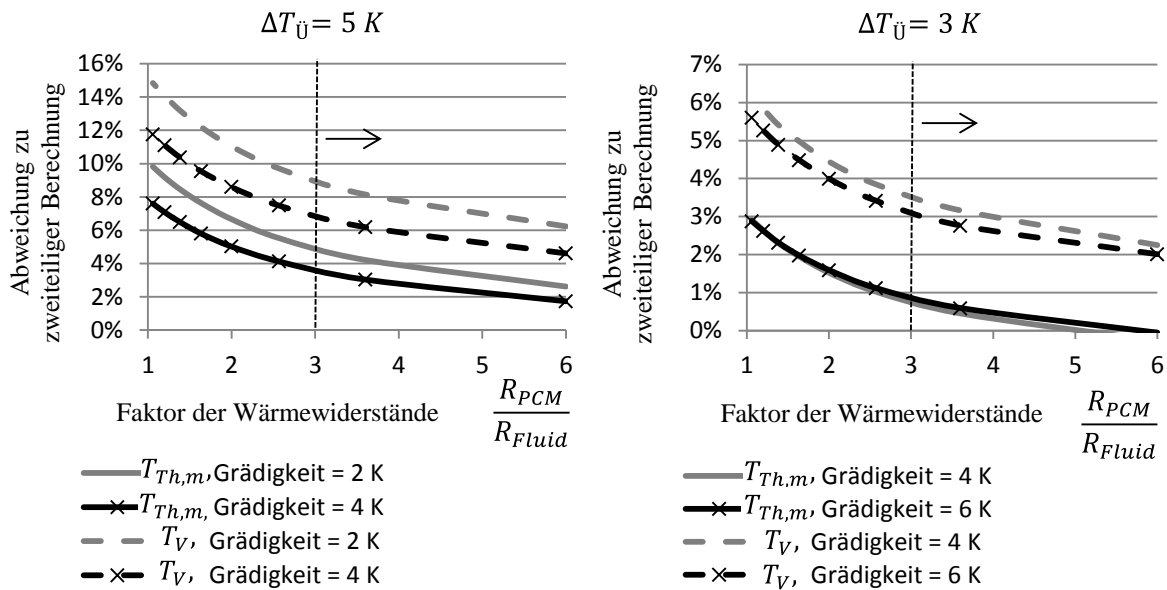
Um den Fehler, der durch die Annahmen einer thermodynamischen Mitteltemperatur und eines mittleren Wärmeübergangskoeffizienten resultiert, qualitativ abzuschätzen, wird dieser Ansatz mit einem genaueren Berechnungsverfahren verglichen. Als Vergleichsverfahren dient der gebräuchliche Ansatz eines Mehr-Zonen-Wärmeübertragers, bei welchem der Wärmeübertrager in mehrere Regionen je nach Phasenzustand des Kältemittels unterteilt wird. Im Falle einer Verdampfung liegen so zwei Regionen vor. Die folgenden Abbildungen stellen die Temperaturlagen der beiden Verfahren dar. Gezeigt ist zudem die Temperaturdifferenz der Überhitzung $\Delta T_{\dot{U}}$ sowie die Grädigkeit, die den minimalen Temperaturabstand zwischen Kältemittel und Speichermedium beschreibt.



Anhang C1, Abb. 1: Temperaturen bei der Unterteilung in mehrere Zonen (links) und Temperaturen bei Verwendung der thermodynamischen Mitteltemperatur (rechts).

Zur Gegenüberstellung wird weiterhin eine noch stärker vereinfachte Berechnung mit einer ausschließlichen Verdampfung ohne Überhitzung (somit nur mit T_V) durchgeführt.

Der Vergleich erfolgt mit einer stationären Simulation, wobei drei Größen variiert werden. Die Überhitzungsdifferenz $\Delta T_{\ddot{U}}$, die Grädigkeit (siehe obere Abbildung) ($T_{PCM} - T_1$) sowie das Verhältnis aus dem Wärmewiderstand des Phasenwechselmaterials zum Wärmewiderstand des Kältemittels. Die folgende Abbildung zeigt die Abweichungen der Ansätze der thermodynamischen Mitteltemperatur $T_{Th,m}$ und der Verdampfungstemperatur T_V zum zweiteiligen Modell.



Anhang C1, Abb. 2: Abweichung gegenüber dem Ansatz eines Mehr-Zonen-Wärmeübertragers; links bei einer Überhitzung von 5 K, rechts bei einer Überhitzung von 3 K. Weitere Annahmen für die

$$Simulation: \alpha_V = 1,6 \frac{kW}{m^2K}, \alpha_{\ddot{U}} = 0,3 \frac{kW}{m^2K}$$

Wie aus der Grafik erkennbar, ist die Abweichung beim Ansatz der thermodynamischen Mitteltemperatur nur etwa halb so hoch wie beim Ansatz mit T_V . Bezüglich des Faktors der Wärmewiderstände ist zumeist von einem deutlich höheren Wärmewiderstand des Phasenwechselmaterials auszugehen. Wird ein realistischer Faktor von 3 oder höher angenommen, liegt die Abweichung mit dem Ansatz der thermodynamischen Mitteltemperatur, auch bei einem geringen Grädigkeit und einer hohen Überhitzung, unter 5%.

Anhang C2

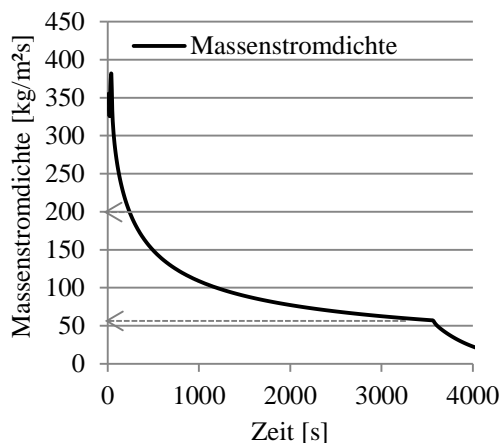
Anhang C2, Tab. 1: Stoffeigenschaften von RT28 HC. Datengrundlage: Rubitherm Technologies GmbH.

<u>Daten im Überblick:</u>	Typische Werte
Schmelzbereich	27-29 [°C]
Erstarrungsbereich	29-27 [°C]
Wärmekapazität	245 [kJ/kg]
Kombination aus latenter und sensibler Wärme im Temperaturbereich 21 °C bis 36 °C	67 [Wh/kg]
Spezifische Wärmekapazität	2 [kJ/kg]
Dichte fest bei 15°C	0,88 [kg/l]
Dichte flüssig bei 40°C	0,77 [kg/l]
Wärmeleitfähigkeit	0,2 [W/m·K]
Volumenausdehnung	12,5 [%]

Anhang C3

In der folgenden Ausführung wird der kältemittelseitige Druckverlust des ausgelegten Lamellen-Wärmeübertragers untersucht. Hierzu wurde der auftretende Druckverlust der Zweiphasenströmung im Rohr mit der Software EES (Engineering Equation Solver), basierend auf den Korrelationen von Müller-Steinhagen und Heck (1986) [104] (Reibungsanteil) und Ould Didi et al. [103] (Beschleunigungsanteil), berechnet.

Analog zu dem bei der Auslegung dargestellten Leistungsverlauf (siehe Abb. 5.24), lässt sich der Verlauf der Massenstromdichte des Kältemittels aufzeigen.

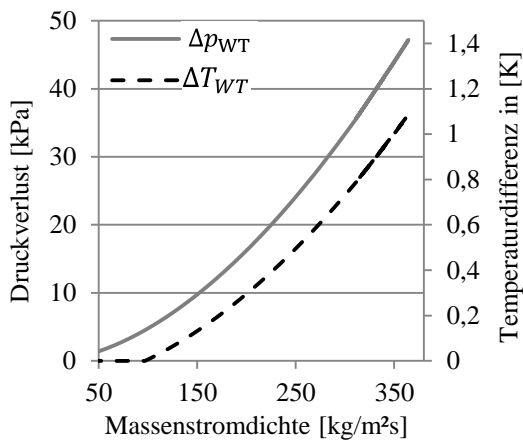


Anhang C3, Abb. 1: Verlauf der Massenstromdichte über den Zeitverlauf dargestellt.

Aus dem Verlauf geht hervor, dass sich die Massenstromdichte hauptsächlich in einem mittleren Bereich von 50–200 (kg/m²s) bewegt.

Für die Druckverlustberechnung werden die Geometrie (Geometrische Randbedingungen: $L = 20$ m, Anzahl an Bögen = 36, $d_i = 0,013$ m) und weitere Annahmen (T_K , T_V , Eingangsdruck, etc.) miteinbezogen. Für jeden Bogen wird im Zuge dessen eine äquivalente Rohrlänge von $L = 0,5$ m angenommen.

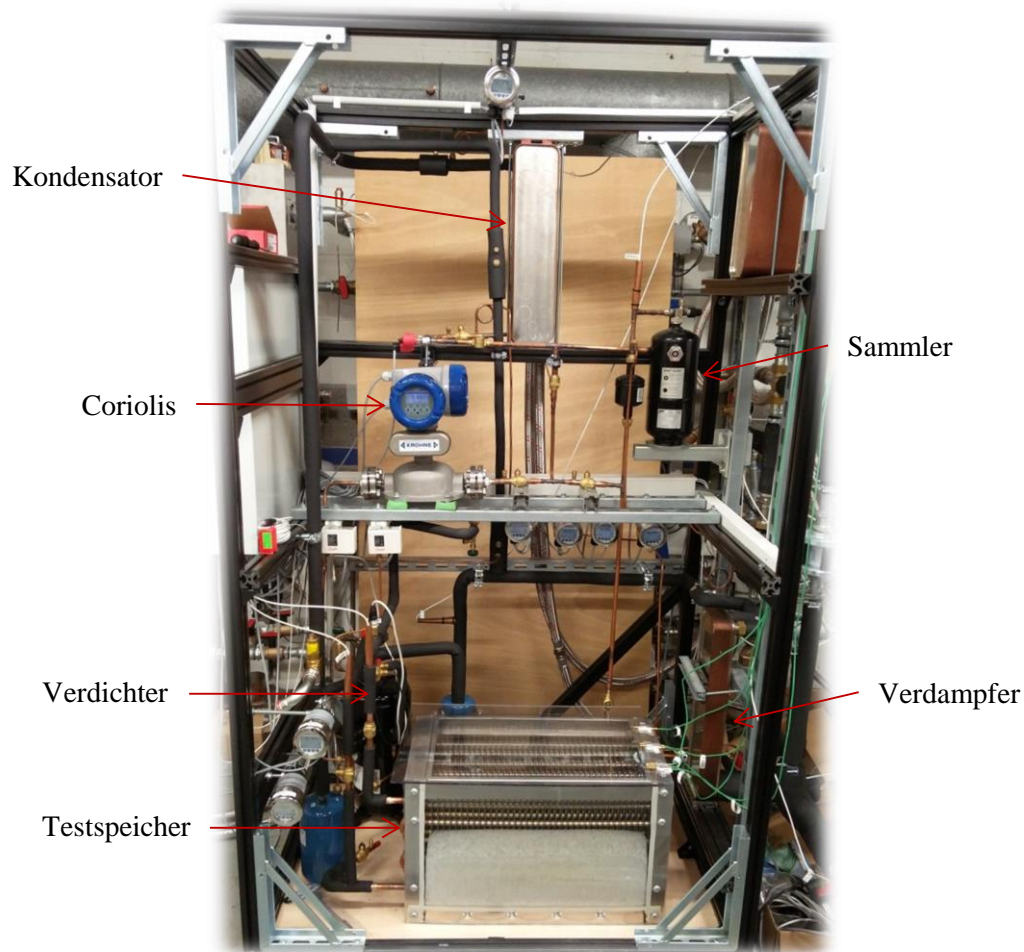
Anschließend lassen sich der Druckverlust im Wärmeübertrager und die aus dem Druckverlust resultierende Temperaturabsenkung errechnen.



Anhang C3, Abb. 2: Druckverlust und Temperaturdifferenz aufgetragen über die Massenstromdichte.

Hierbei liegen nur bei den hohen Massenstromdichten in der Anfangsphase Druckverluste bis zu 0,5 bar vor. In dem primären Betriebsbereich sind diese deutlich geringer. Weiterhin ist nur von einer geringfügigen Absenkung der Temperatur auszugehen (unter 0,25 K im primären Betriebsbereich 50–200 (kg/m²s)).

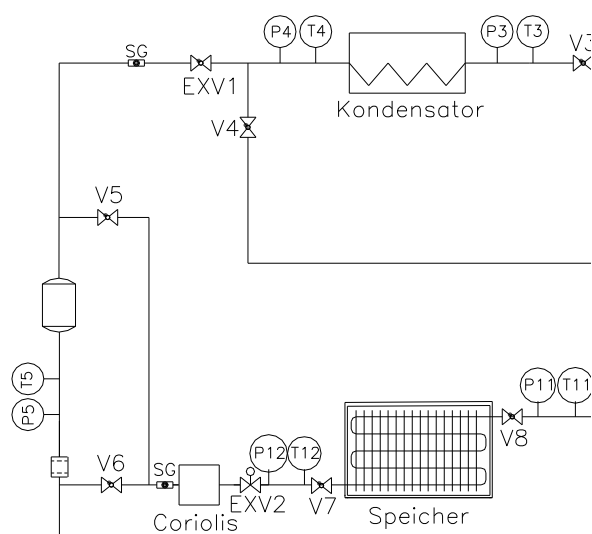
Anhang C4



Anhang C4, Abb. 1:: Foto der Versuchskälteanlage mit erstem Testspeicher in der Hochschule München.

Anhang C5

Um einen Aufschluss über die Messunsicherheit der verschiedenen Messtechnik zu geben, wird eine Fehlerberechnung durchgeführt.



Anhang C5, Abb. 1: Ausschnitt des Anlagenschemas mit Messtechnik.

Als Berechnungsgröße wird die ermittelte Speicherleistung im Kristallisations- und Aufschmelzvorgang betrachtet. Zunächst werden hierzu die aktiven Messsensoren mit ihrer Unsicherheit in der folgenden Tabelle aufgelistet.

Anhang C5, Tab. 1: Messsensoren, Messstellen und Messgenauigkeit

Komponente/Typ	Genauigkeitsklasse	Abweichung nach Herstellerangaben	Messstelle
Temperatur PT100 Thermoelemente Typ K	1/10 DIN B Klasse 2	$\pm(0,03+0,0005 \cdot \text{Temperatur})$ in °C $\pm 2,5$ K	T11, T5, T12 TIR801-806
Drucksensor Optibar5060C	Klasse 0,1%	$\pm (0,1\% \wedge 2 + (0,075\% + 0,075\% \cdot \text{TD}) \wedge 2) \wedge 0,5$ Referenzgenauigkeit+ Einfluss d. Temp.	P5, P11, P12
Massendurchflussmesser Coriolis		$\pm 0,1\%$ vom Messwert	Coriolis

(TD=Turn Downratio als Verhältnis von eingestellter Messspanne zur maximalen Messspanne)

Die Leistung lässt sich grundlegend anhand des Massenstroms und der entsprechenden Enthalpiedifferenz des Kältemittels bilden.

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot \Delta h$$

Die Unsicherheit vom Ergebnis lässt sich aus der partiellen Ableitung und der Multiplikation mit den Messunsicherheiten formulieren. Dabei gehen die Messunsicherheiten der Druck- und Temperaturmessung in die Bestimmung der Enthalpiewerte mit ein.

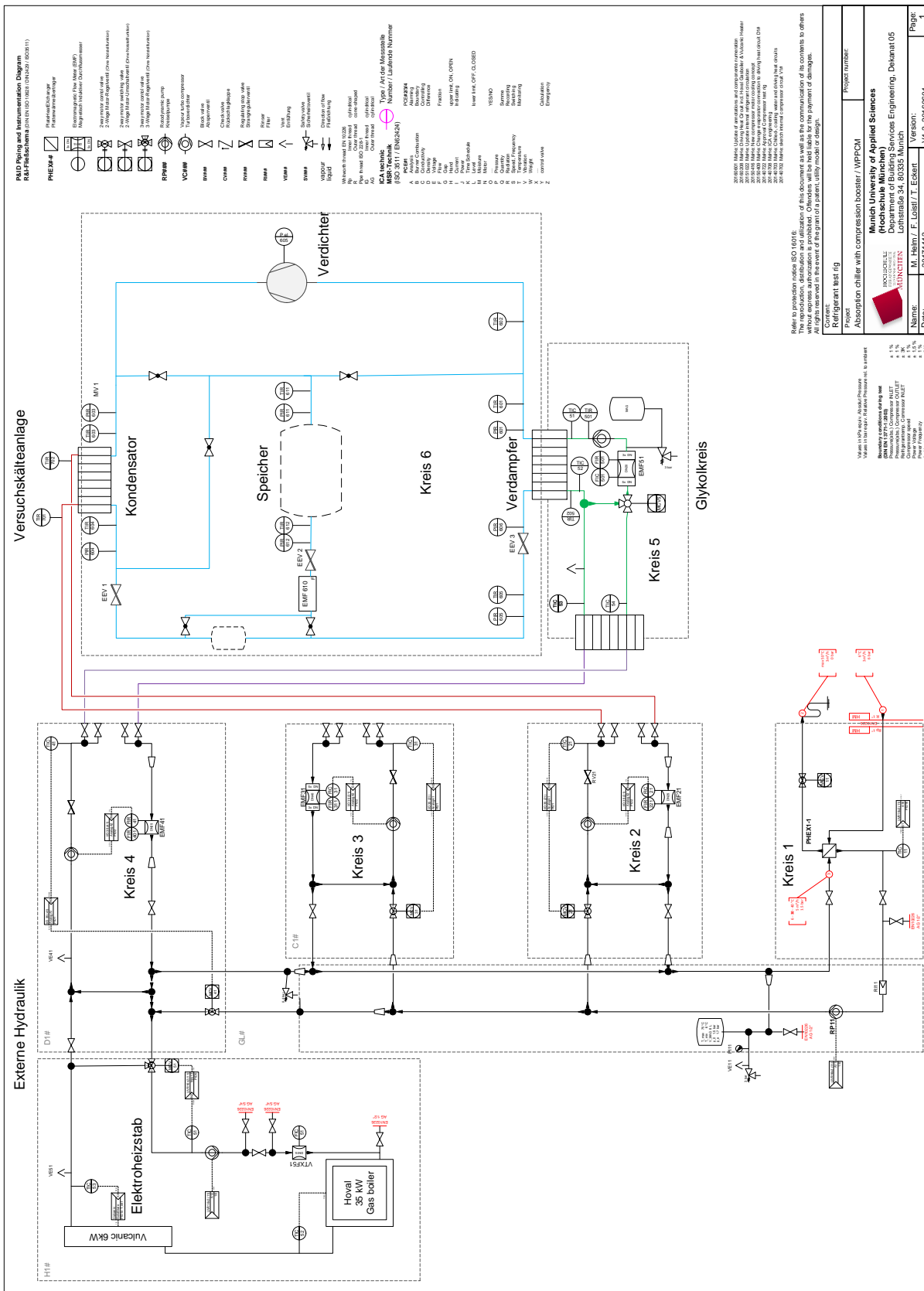
$$d\dot{Q} = \left| \frac{\delta \dot{Q}}{\delta h} \right| dh + \left| \frac{\delta \dot{Q}}{\delta \dot{m}} \right| d\dot{m} = \dot{m} \cdot dh + d\dot{m} \cdot \Delta h$$

Die Berechnung der Enthalpien erfolgt dazu mithilfe der Datenbank Refprop in dem Programm EES. Zur Bestimmung der Enthalpie am Verdampfereintritt wird von einer isenthalpen Entspannung ausgegangen. Die resultierende Abweichung von ausgewählten Messreihen bei der Kristallisation und des Aufschmelzens wird in der darauffolgenden Tabelle aufgezeigt.

Anhang C5, Tab. 2: Messunsicherheit

Aufschmelzen (Experiment 1)							
\dot{m}	T12	P12	T11	P11	h_{ein}	h_{aus}	\dot{Q}
kg/h	°C	bar	°C	bar	kJ/kgK	kJ/kgK	kW
34,04	32,85	22,14	61,86	22,63	460,6	253,2	1,961
$\pm 0,0340$	$\pm 0,0464$	$\pm 0,0399$	$\pm 0,0609$	$\pm 0,0408$	$\pm 0,1039$	$\pm 0,0836$	$\pm 0,119\%$
Kristallisation (Experiment 2)							
\dot{m}	T5	P5	T11	P11	h_{ein}	h_{aus}	\dot{Q}
kg/h	°C	bar	°C	bar	kJ/kgK	kJ/kgK	kW
137,4	38,25	24,29	18,47	13,48	430,2	263,1	6,38
$\pm 0,1374$	$\pm 0,049$	$\pm 0,0438$	$\pm 0,04$	$\pm 0,0237$	$\pm 0,08299$	$\pm 0,09338$	$\pm 0,12\%$

Anhang C6

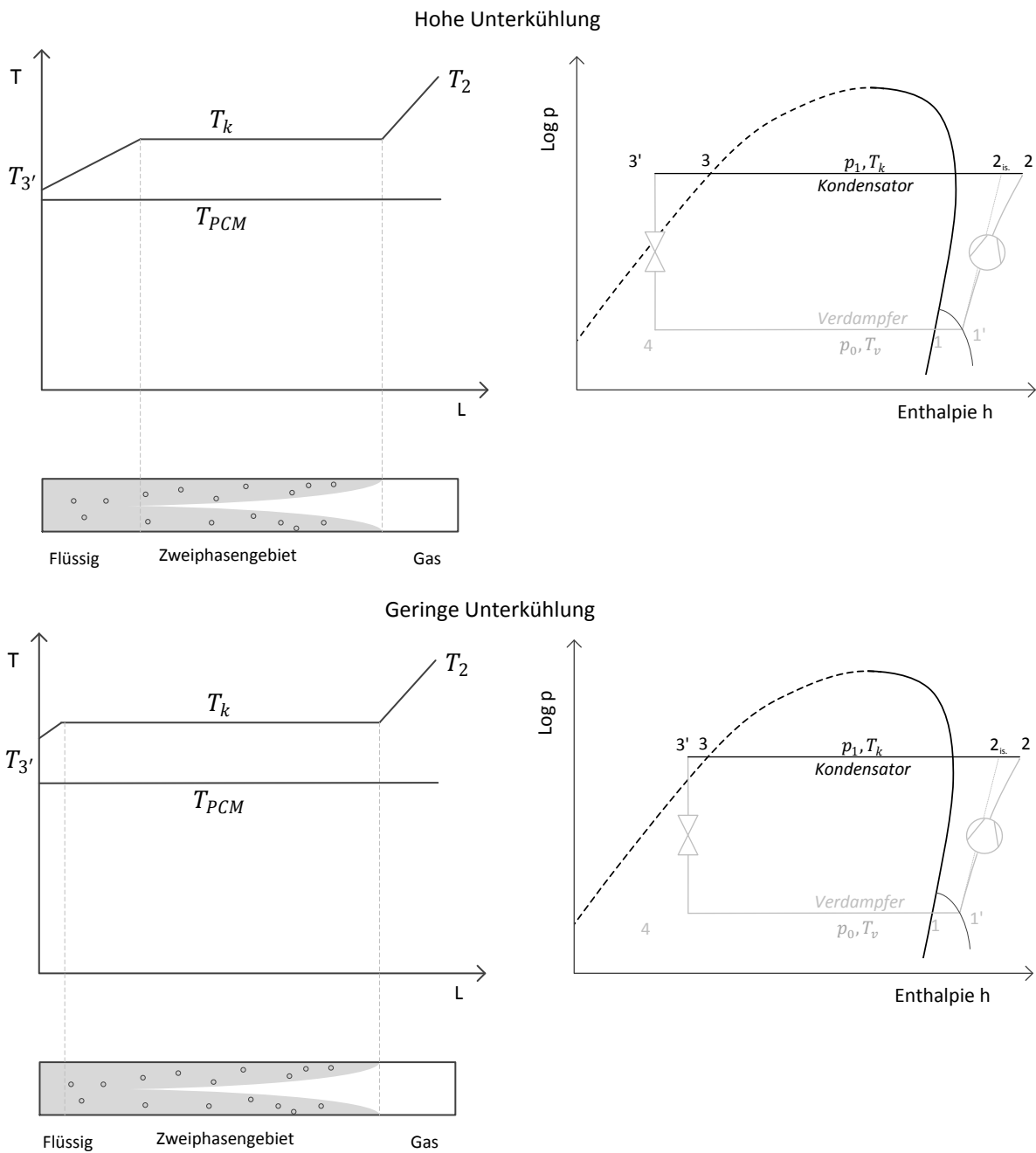


Anhang C6, Abb. 1: Gesamthydraulik der Versuchsanlage.

Anhang C7

Unterkühlung

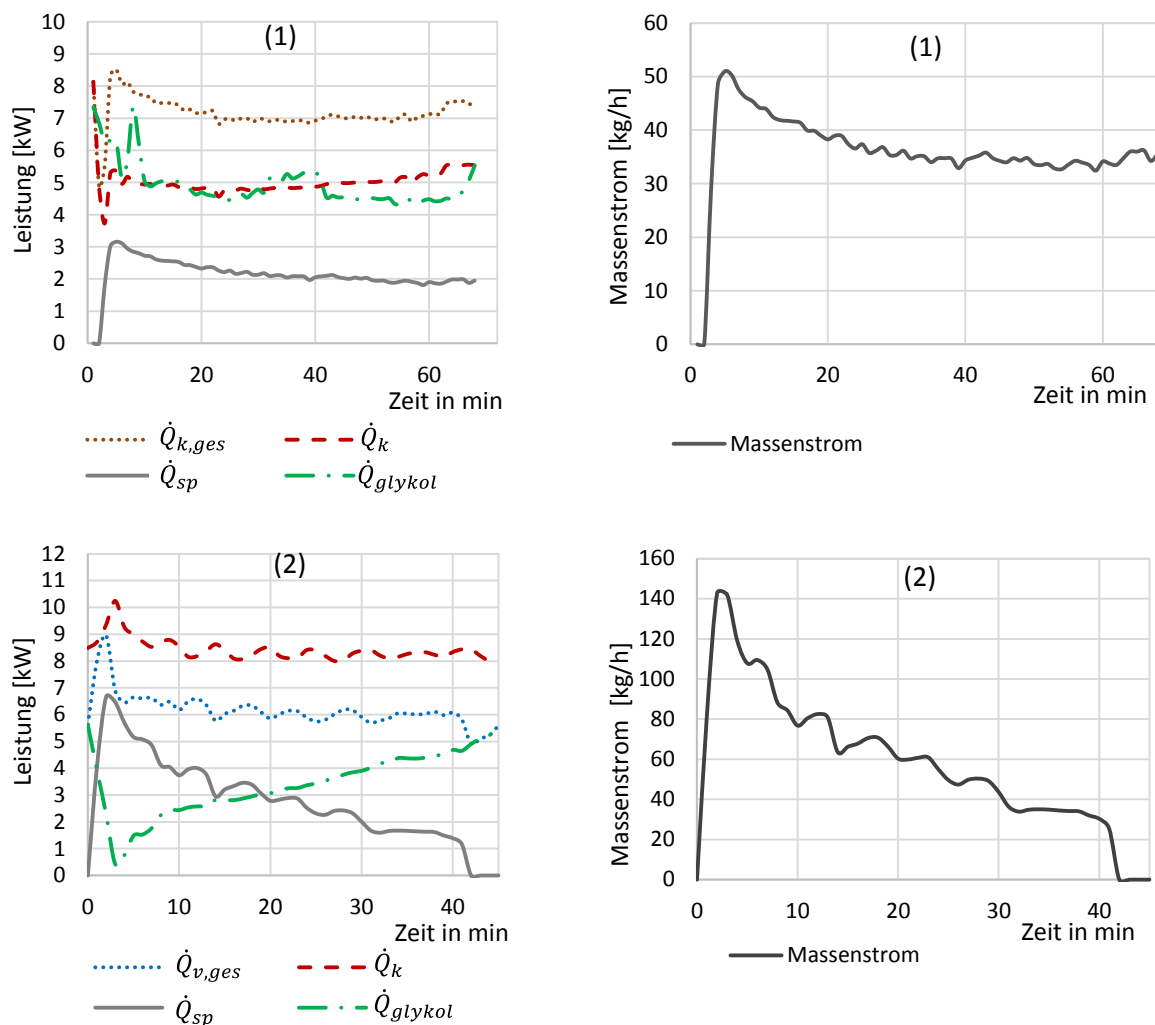
Die folgenden Abbildungen zeigen den auftretenden Effekt einer hohen Unterkühlung. Bei dieser erfolgt eine starke Annäherung an die Speichertemperatur ($T_{3'}$ zu T_{PCM}), wofür ein großer Flächenanteil des Wärmeübertragers benötigt wird. Liegt hingegen eine geringere Unterkühlung vor, ist der Flächenanteil, der für die Unterkühlung benötigt wird, geringer. Weiterhin geht aus den Log p, h-Diagrammen hervor, dass sich eine hohe Unterkühlung durch einen Enthalpiegewinn positiv auf die nutzbare Verdampfungsenthalpie auswirkt.



Anhang C7, Abb. 1: Schematische Gegenüberstellung von hoher Unterkühlung mit geringer Unterkühlung. Links Temperaturschemen, rechts Log p, h-Diagramme.

Verlauf Massenströme und Leistungen

Als ergänzende Ergebnisse zeigen die folgenden Abbildungen, wie sich die Leistungen während des Versuchsbetriebs aufteilen und welcher Kältemittelmassenstrom im Speicher vorliegt. Bei diesen entspricht \dot{Q}_k der Kondensationsleistung des externen Wasserkreises, \dot{Q}_{glykol} der Leistung des externen Glykolkreises am Verdampfer und \dot{Q}_{sp} der Speicherleistung. Je nach Aufschmelz- oder Kristallisationsvorgang ist weiterhin eine, inklusive der Speicherleistung kumulierte Kondensations- bzw. Verdampferleistung der Versuchskälteanlage aufgeführt (siehe $\dot{Q}_{k,ges}$, $\dot{Q}_{v,ges}$).



Anhang C7, Abb. 2: Leistungsaufteilung und Massenstrom im Speicher. Experiment 1 – Aufschmelzen des Speichers durch Kondensation (oben), Experiment 2 – Kristallisation des Speichers durch Verdampfung (unten).

Anhang C8

Im Folgenden wird die Charakteristik der Experimente 1 und 2 aufgeführt. Die Übertragungsfähigkeit wird dazu als Polynom in Abhängigkeit des Ladezustands (SOC-Wert) gebildet. Die Anfangswerte bei sehr geringen SOC-Werten wurden hierbei vernachlässigt, um eine Charakteristik ohne das instabile Anfahrverhalten zu erhalten. Die jeweiligen Konstanten sind in der darauffolgenden Tabelle aufgeführt.

$$UA_{T,Speicher} = b_1 \cdot SOC^3 + b_2 \cdot SOC^2 + b_3 \cdot SOC + b_4$$

$$UA_{T,Phw} = c_1 \cdot SOC^2 + c_2 \cdot SOC + c_3$$

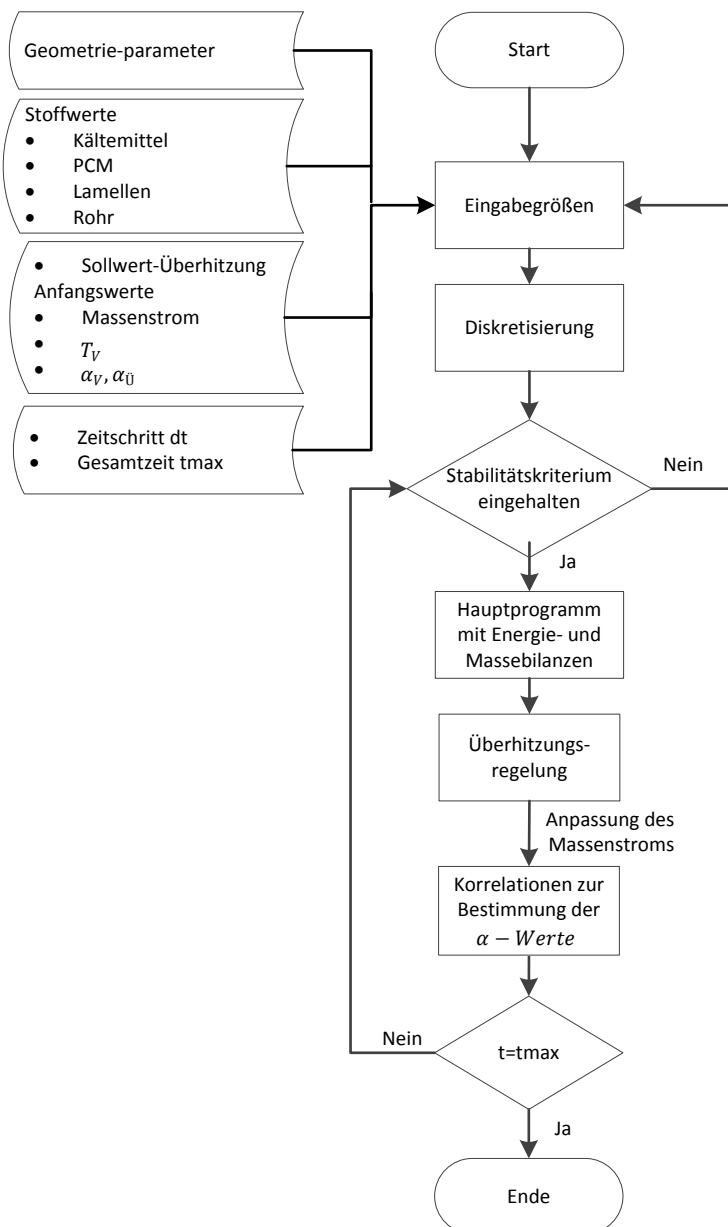
$$UA_{T,Speicher} = d_1 \cdot SOC^5 + d_2 \cdot SOC^4 + d_3 \cdot SOC^3 + d_4 \cdot SOC^2 + d_5 \cdot SOC + d_6$$

$$UA_{T,Phw} = e_1 \cdot SOC^5 + e_2 \cdot SOC^4 + e_3 \cdot SOC^3 + e_4 \cdot SOC^2 + e_5 \cdot SOC + e_6$$

Anhang C8, Tab. 1: Koeffizienten der Übertragungscharakteristik

Experiment (1) Kondensieren - Aufschmelzen				Experiment (2) Verdampfen – Kristallisieren			
UA _{T,Speicher}		UA _{T,Phw}		UA _{T,Speicher}		UA _{T,Phw}	
Koeff.	Wert	Koeff.	Wert	Koeff.	Wert	Koeff.	Wert
b1	0,3826	c1	0,1285	d1	-8,183	e1	-16,998
b2	-0,2519	c2	-0,2582	d2	21,23	e2	43,719
b3	0,1221	c3	0,3031	d3	-21,426	e3	-42,499
b4	0,2281			d4	10,827	e4	19,6
				d5	-3,2227	e5	-4,7105
				d6	0,7485	e6	0,8522

Anhang C9



Anhang C9, Abb. 1: Ablaufdiagramm des Simulationsprogramms vom Speichermodell.

Das Ablaufdiagramm zeigt die primären Eingangsgrößen des Simulationsmodells. Diese bestehen aus den Geometrieparametern (Rohrlänge, Lamellenteilung, Rippengeometrie, etc.), den Stoffwerten (Typ des Kältemittels, Phasenwechselmaterial mit Latentenergie, etc.), den Betriebsgrößen (Sollwert der Überhitzung, Anfangswerte für den Massenstrom, Verdampfungstemperatur, Wärmeübergangskoeffizienten des Kältemittels) sowie einem gewählten Zeitschritt und einer Endzeit der Simulation. Für das bei der Validierung betrachtete Experiment 2 kann aufgrund der annähernd konstanten Verdampfungstemperatur ein konstanter Wert verwendet werden. Weiterhin wurde der Anfangsmassenstrom aus dem Experiment als Eingabeparameter vorgegeben. Anschließend wird im Ablauf die Einhaltung des Stabilitätskriteriums überprüft. Daraufhin beginnt das Hauptprogramm mit der Berechnung der Masse- und Energiebilanzen für jeden Knotenpunkt. Da beim Wärmeübergang im PCM mit einer

zeitabhängigen Kristallisationsschicht ($\Delta y(t)$) gerechnet wird und diese zu Beginn Null ist, wird zur Berechnung als Anfangswert eine sehr geringe Schichtdicke vorgegeben. Nach dem Durchlaufen des Hauptprogramms erfolgt eine Überhitzungsregelung durch einen Abgleich der Soll-Überhitzung mit der Ist-Überhitzung. Wird der Sollwert unterschritten, wird der Kältemittelmassenstrom reduziert. Für die Umsetzung wurde dazu eine vereinfachte PID-Regelung hinterlegt, mit:

$$u(t) = K_p \cdot e(t) + K_i \cdot \int_0^t e(t) + K_d \cdot \frac{de(t)}{dt}$$

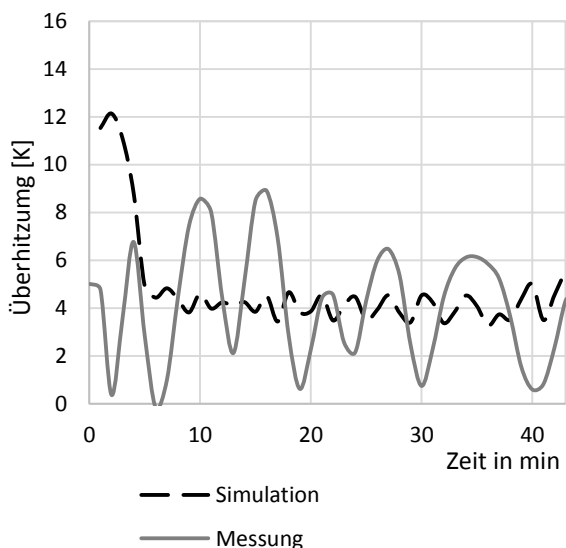
$$e(t) = dT_{\ddot{u},soll} - dT_{\ddot{u},ist}$$

$$de(t) = e(t) - e(t - 1)$$

Basierend auf dem Massenstrom können anschließend die Wärmeübergangskoeffizienten des Kältemittels mithilfe von Korrelationen berechnet werden. Hierzu werden die in Kapitel 2.1.2 aufgeführten Korrelationen von Gungor und Winterton für das Verdampfen sowie Dittus und Boelter für die Gasströmung verwendet. Der Programmdurchlauf endet, wenn die vorgegebene maximale Simulationszeit (t_{max}) erreicht ist.

Vergleich der Überhitzung aus Simulation und Messung

Die folgende Abbildung zeigt den Abgleich der Überhitzungsdifferenz aus Messung und Simulation:



Wie bereits bei der Auswertung des Experiments 2 diskutiert, liegt beim Versuch eine schwankende Überhitzungsdifferenz um den Sollwert vor. Dieses Verhalten kann in der Simulation durch optimierte PID-Parameter verbessert werden. Nach einer anfänglichen hohen Überhitzung, die sich durch die noch zu Beginn hohe Leistungsfähigkeit des Speichers und einem vorgegebenen Anfangsmassenstrom ergibt, kann daraufhin die Überhitzung infolge der Massenstromanpassung konstanter auf einem Wert gehalten werden.

Anhang C9, Abb. 2: Vergleich der Überhitzung

Weiterführend könnte das Regelungsverhalten untersucht und optimiert werden.