

Flexible Wärmepumpen mit integriertem Latentwärmespeicher

Study and Test of smart Control and Storage of Energy for nearly zero energy buildings (EnOB: smart-CASE-NZEB)

Teilprojekt A: Systementwicklung und thermische Auslegung

Teilprojekt B: Geräteentwicklung und kältetechnische Anwendung

Abschlussbericht des Forschungsvorhabens

Förderkennzeichen: 03ET1600A und 03ET1600B

Laufzeit: 01.10.2018 – 31.12.2022

DURCHFÜHRUNG Hochschule München (03ET1600A)
Lothstr. 34, 80335 München

Cabero Wärmetauscher GmbH & Co. KG (03ET1600B)
Jesenwanger Str. 50, 82284 Grafrath

AUTOREN:

M.Eng. Michael BARTON, Hochschule München

Prof. Dr. rer. nat. Christian SCHWEIGLER, Hochschule München

Dr.-Ing. Timo KORTH, Hochschule München

Martin UGI, Cabero Wärmetauscher GmbH & Co. KG

24.08.2023

Gefördert durch:



Bundesministerium
für Wirtschaft
und Klimaschutz

aufgrund eines Beschlusses
des Deutschen Bundestages

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

Inhalt

I.	Aufgabenstellung.....	1
II.	Voraussetzungen für die Durchführung des Vorhabens	10
III.	Planung und Ablauf des Vorhabens.....	11
IV.	Ausgangssituation: Wissenschaftlicher und technischer Stand	14
V.	Zusammenarbeit mit anderen Stellen	49
VI.	Ergebnisse des Forschungsvorhabens	50
A.	Grundlagen	50
1.	Gebäudeautomation	50
1.1.	Definition	50
1.2.	Anbieter.....	52
1.3.	Aktueller Stand.....	53
1.4.	Zusammenfassung.....	55
2.	Wärme- und Kältebedarf von Gebäuden	55
2.1.	Charakterisierung typischer Nichtwohngebäude.....	55
2.1.1.	Definition eines Nichtwohngebäudes (NWG)	56
2.1.2.	Gliederung der NWG in Unterkategorien.....	56
2.2.	Berechnungsmodelle	58
2.3.	Berechnungen.....	58
B.	Entwicklung und Erprobung einer flexiblen Wärmepumpe mit integriertem Latentwärmespeicher	59
1.	Wärmetechnisches Konzept	59
1.1.	Kaskadenkonzept.....	59
1.1.1.	Integration des Latentwärmespeichers in den Wärmepumpenkreislauf.....	59
1.1.2.	Kapillare	65
1.1.3.	Systemspezifische Betriebscharakteristik	68
1.1.4.	Arbeitszahlen zur Systembewertung.....	71
1.2.	Thermodynamische Modellierung	72
1.2.1.	Verfahren und Methoden des numerischen Berechnungsmodells.....	73
1.2.2.	Aufbau und Ablauf der Berechnungsschritte des Berechnungsmodells.....	74
1.3.	Anwendung des Berechnungsmodells zur Anlagenplanung.....	82
1.3.1.	Berechnungen zur Dimensionierung des Latentwärmespeichers	82
1.3.2.	Wärmeübertragungsvorgänge im Latentwärmespeicher	94
2.	Experimentelle Untersuchungen.....	99
2.1.	Planung und Konstruktion Versuchsanlage	99
2.1.1.	Anlagenschema	100
2.1.2.	Regelung.....	101
2.1.3.	Aufbau	102
2.2.	Messdatenerfassung.....	103
2.3.	Funktionsnachweis des neuartigen Kaskadenkonzeptes	104
2.4.	Energieeffizienz und flexibler Betrieb.....	107
2.5.	Modelvalidierung	111
2.6.	Betrieb in praktischer Anwendung	119
C.	Kältetechnische Anwendung.....	122
1.	Grundlagen	122
2.	Testspeicher in VRV-Anlage	127
3.	Drei-Medien-Latentkältespeicher.....	136
3.1.	Konstruktion und Aufbau.....	136
3.2.	Versuchsergebnisse.....	138
D.	Zusammenfassung	140

VII. Verwendung der Zuwendung mit Gegenüberstellung der vorgegebenen Ziele.....	144
VIII. Wichtigste Positionen des zahlenmäßigen Nachweises.....	145
IX. Notwendigkeit und Angemessenheit der geleisteten Arbeit.....	146
X. Voraussichtlicher Nutzen, Verwertbarkeit des Ergebnisses	146
XI. Während der Durchführung des Vorhabens bekannt gewordener Fortschritt auf dem Gebiet des Vorhabens bei anderen Stellen.....	148
XII. Erfolgte oder geplante Veröffentlichungen des Ergebnisses	148
XIII. Literaturverzeichnis	150

Formelzeichen

<u>Zeichen</u>	<u>steht für</u>	<u>Einheit</u>
A	Fläche	m ²
c _p	spezifische Wärmekapazität	kJ/(kg·K)
COP	Arbeitszahl Wärmepumpe (Coefficient of performance)	-
eta	Wirkungsgrad	-
d	Durchmesser	m
E	Energiemenge	kJ
h	Enthalpie	kJ/kg
k	Wärmedurchgangskoeffizient	W/(m ² ·K)
K	Kosten	€
L	Länge	m
ṁ	Massenstrom	kg/s
p	Druck	Pa
P	Elektrische Leistung	kW
Ph	Phasenwechselzahl	-
Q̇	Thermische Leistung (Wärmestrom)	kW
R	Wärmedurchgangswiderstand	(m ² ·K)/W
s	Radiale Schichtdicke PCM	m
s	Entropie	kJ/(kg·K)
St	Stefanzahl	-
t	Zeit	s
T	Temperatur	K
V	Vergütung	€
V	Volumen	m ³
x	Dampfanteil	-
α	Wärmeübergangskoeffizient	W/(m ² ·K)
λ	Wärmeleitfähigkeit	W/(m·K)
δ	Materialstärke	m
δ	Dichte	kg/m ³
ϑ	Temperatur	°C
Δ (d)	Differenz zwischen 2 Werten	-

Index

a	außen
a	Jahr
ab	angeführt
aus	austretend
c	Kondensation (Condensation)
e	Verdampfung (Evaporation)
ein	eintretend
el	elektrisch
eva	Verdampfer (Evaporator)
HKz	Heizkreis Zwischenniveau
i	innen
Invest	Investition
is	isentrop
Kap	Kapillare
Kapa	Kapazität
KM	Kältemittel
Kond	Kondensator
log	logarithmisch
LWS	Latentwärmespeicher
m	Mittel
min	minimal
max	maximal
n	Anzahl Teilvolumina
oh	Überhitzung (overheating)
PCM	Phasenwechselmaterial (Phase Change Material)
PV	Photovoltaik
RL	Rücklauf
sc	Unterkühlung (subcooling)
Spar	Ersparnis
VL	Vorlauf
w	Wand
WS	Wärmespeicher
WTF	Wärmeträgerfluid
z	zwischen
zu	zugeführt

Abbildungsverzeichnis

Abb.1: Bedarfs- und Zielwerte Endenergie Wärmeversorgung Wohngebäudebestand Bayern [3]	1
Abb.2: Heizungsvorlauftemperatur (links) und Jahresarbeitszahlen für Luft- und Solewärmepumpen (rechts) in Abhängigkeit der spezifischen Heizlast [3]	2
Abb.3: Wohnungsanzahl, Raumwärme und Strombedarf zugeordnet zur erforderlichen Heizungsvorlauftemperatur und zur spezifischen Gebäudeheizlast [3]	4
Abb.4: Ergebnisse der vier betrachteten Varianten zur Deckung des Wärmebedarf des bayerischen Wohngebäudebestandes im Jahr 2050 ausschließlich mit Wärmepumpen [3]	5
Abb.5: Beladung (links) und Entladung (rechts) eines Latentwärmespeichers in einem Wärmepumpensystem [8]	7
Abb.6: Druck-Enthalpie- und Temperatur-Diagramm eines Wärmepumpensystems mit Latentwärmespeicher [9]	8
Abb.7: Kältemittelkreislauf einer Wärmepumpe mit elektrischer Antriebsenergie [12]	14
Abb.8: Temperatur-Entropie-Diagramm eines realitätsnahen Kreislaufs des Kältemittels R32	16
Abb.9: Druck-Enthalpie-Diagramm des Kältemittelkreislauf einer Wärmepumpe mit Verdeutlichung der Temperaturanteile der Heißgasenthitzung	17
Abb.10: Druck-Enthalpie-Diagramm des Kältemittelkreislauf einer Wärmepumpe	18
Abb.11: Temperaturerhöhung aus Heißgasenthitzung bei 10 K Spreizung im Heizwasserkreis in Abhängigkeit des Druckverhältnisses zwischen Ein- und Austritt des Verdichters beim Einsatz des Kältemittels R32	18
Abb.12: Vergleich von Betriebsdaten aus Wärmepumpenanlagen mit Scroll-Verdichtern betrieben mit den Kältemitteln R410A und R32 [18]	20
Abb.13: Temperaturerhöhung aus Heißgasenthitzung von Kältemitteln bei 10 K Spreizung im Heizwasserkreis	22
Abb.14: COP von Wärmepumpenkreisläufen mit den gängigsten Kältemitteln	23
Abb.15: Temperaturverläufe während der Wärmeübertragung im Verdampfer einer Wärmepumpe	25
Abb.16: Temperaturverläufe während der Wärmeübertragung im Kondensator einer Wärmepumpe	26
Abb.17: Übersicht Klassifizierung von thermischen Speichern [24]	26
Abb.18: Latente und sensible Enthalpieanteile über den Temperaturverlauf eines Stoffes	27
Abb.19: Enthalpie-Temperatur-Diagramm von Wasser im sensiblen Wärmebereich und PCM [24]	27
Abb.20: Verteilung der Enthalpiemengen des Phasenwechsels eines PCM auf den Temperaturbereich [25]	28
Abb.21: Temperaturverlauf eines Wärmestromes beim Übergang zwischen zwei Medien im Phasenwechsel [29]	29
Abb.22: Preisdifferenzen resultierend aus Stromkosten und Einspeisevergütung für Photovoltaik (PV)	31
Abb.23: Finanzielle Einsparungen abhängig von Preisdifferenz Netzbezug zu Einspeisung	32
Abb.24: Jährliche Ersparnisse durch Wärmespeicher abhängig von Speicherladungen pro Jahr	32
Abb.25: Amortisationszeiten abhängig von der jährlichen Ersparnis durch den Speicher	33
Abb.26: Volumen Latentwärmespeichers abhängig von Dichte und Schmelzenthalpie des PCM	34
Abb.27: Gängigste Bauformen herkömmlicher Wärmespeicher, Schichtspeicher (links), Speicher mit einem Wärmeübertrager (mittig), Speicher mit zwei Wärmeübertragern (rechts) [40]	34
Abb.28: Hydraulikschema Wärmepumpensystem mit herkömmlichen Wärmespeichern aus dem Leitfaden des Bundesverband Wärmepumpe e.V. [40]	36
Abb.29: In Wasser eingelassenes Wärmeübertragerrohr des Viessmann VITASET Eis-Energiespeicher [41]	37
Abb.30: Darstellung aus der Produktbeschreibung des Viessmann VITASET Eis-Energiespeicher [42]	38
Abb.31: Formen von Verkapselungen für Phasenwechselmaterialien [42]	38
Abb.32: Verkapselte Phasenwechselmaterialien eingefüllt in Pufferspeicher [43]	39
Abb.33: Schema des zum Verdampfer parallel in den Kältemittelkreis integrierten Latentwärmespeichers [47]	40
Abb.34: Gitter zur Anwendung der Diskretisierung nach der Finite-Differenzen-Methode (FDM) [68]	44

Abb.35: Gitter zur Anwendung der Diskretisierung nach der Finite-Volumen-Methode (FVM) [70a]	44
Abb.36: Vorgehen bei explizitem Verfahren [67]	45
Abb.37: Vorgehen bei implizitem Verfahren [67]	45
Abb.38: Bildung der Untersumme (links) und der Obersumme (rechts)	45
Abb.39: Temperaturdifferenzen zwischen PCM und Wärmeträgerfluid bei einer Phasenwechselzahl von 7	47
Abb.40: Phasenwechselzahl bei einer Temperaturdifferenz von 5 K zwischen PCM und Wärmeträgerfluid	47
Abb.41: Phasenwechselzahl bei einer spezifischen Wärmekapazität (c_{PCM}) von 2 kJ/(kgK)	47
Abb.42: Schema Modell zur Berechnung der örtlich zweidimensionalen Wärmeübertragungsvorgänge in LWS [10]	48
Abb.43: Ebenenmodell der Gebäudeautomation [76]	51
Abb.44: Regelkreis für Funktionen in der Gebäudeautomation [76]	51
Abb.45: Deutsches Gebäudemodell in DesignBuilder	58
Abb.46: Bedarfsprofile für das L-Gebäude der TAMK mit Standort München, Deutschland	58
Abb.47: Schematischer Aufbau und Funktionsprinzip des neuen Wärmepumpensystems mit integriertem Latentwärmespeicher beim Beladen des Latentwärmespeichers bei gleichzeitigem Heizen [92]	60
Abb.48: Druck-Enthalpie-Diagramm des modifizierten Kältemittelkreislauf des neuen Wärmepumpensystems mit integriertem Latentwärmespeicher beim Beladen des Latentwärmespeichers [92]	61
Abb.49: Schematischer Aufbau und Funktionsprinzip des neuen Wärmepumpensystems mit integriertem Latentwärmespeicher zum alleinigen Beladen des Latentwärmespeichers (links) und alleigigen Heizen (rechts) [92]	62
Abb.50: Schematischer Aufbau und Funktionsprinzip des neuen Wärmepumpensystems mit integriertem Latentwärmespeicher beim Entladen des Latentwärmespeichers bei gleichzeitigem Heizen [92]	63
Abb.51: Druck-Enthalpie-Diagramm des modifizierten Kältemittelkreislauf des Wärmepumpensystems mit integriertem Latentwärmespeicher beim Entladen des Latentwärmespeichers [92]	64
Abb.52: Beispiel der Zusammensetzung des Druckverlustes über eine Kapillare beim Einsatz des Kältemittels R32	68
Abb.53: Kältemittelkreislauf des Wärmepumpensystems in Druck-Enthalpie-Diagramm bei Entladung des Latentwärmespeichers, Ladezustand hoch (oben), niedrig (mittig) und leer (unten)	69
Abb.54: Schema zur Diskretisierung des Latentwärmespeichermodells nach Länge und Zeit	73
Abb.55: Gitternetz zu Diskretisierung nach 2 Dimensionen (Ort, Zeit) [29b]	73
Abb.56: Ablaufdiagramm des zeitaufgelösten Simulationsmodells des neuartigen Wärmepumpensystems [92]	74
Abb.57: Beispiel für die graphische Ausgabe des mit der Software EES berechneten Kältemittelkreislaufes des Modells zur Berechnung der Beladung von Latentwärmespeichern.	78
Abb.58: Totvolumen im Phasenwechselmaterial des Latentwärmespeicher	79
Abb.59: Beispiel für die graphische Ausgabe eines mit der Software EES berechneten Kältemittelkreislaufes des Modells zur Berechnung der Entladung von Latentwärmespeichern.	81
Abb.60: Verlauf Phasenwechseltemperatur des Speichermaterials	84
Abb.61: Zeitlicher Verlauf des Ladezustandes des Latentwärmespeichers während des Speicherzykluses mit langsamer Beladung des LWS	85
Abb.62: Zeitlicher Verlauf des Ladezustandes des Latentwärmespeichers während des Speicherzykluses mit schneller Beladung des LWS	85
Abb.63: Zeitliche Verläufe der Leistungen des Wärmepumpensystems während des Speicherzykluses mit langsamer Beladung des LWS	87
Abb.64: Zeitliche Verläufe der Leistungen des Wärmepumpensystems während des Speicherzykluses mit schneller Beladung des LWS	87
Abb.65: Zeitliche Verläufe der Temperaturen des Wärmepumpensystems während des Speicherzykluses mit langsamer Beladung des LWS	89

Abb.66: Zeitliche Verläufe der Temperaturen des Wärmepumpensystems während des Speicherzykluses mit schneller Beladung des LWS	89
Abb.67: Verlauf k_A -Werte in Abhängigkeit des Ladezustands des Latentwärmespeichers während des Speicherzykluses mit langsamer Beladung des LWS	90
Abb.68: Verlauf k_A -Werte in Abhängigkeit des Ladezustands des Latentwärmespeichers während des Speicherzykluses mit schneller Beladung des LWS	90
Abb.69: Zeitliche Verläufe der Kältemittelmassenströme des Wärmepumpensystems während des Speicherzykluses mit langsamer Beladung des LWS	91
Abb.70: Zeitliche Verläufe der Kältemittelmassenströme des Wärmepumpensystems während des Speicherzykluses mit schneller Beladung des LWS	92
Abb.71: Dampfanteil des Kältemittels am Austritt des Latentwärmespeichers über den Ladezustand bei Entladung	92
Abb.72: Aus der Auslegungsrechnung für langsame Speicherbeladung resultierender Arbeitszahlverläufe des neuartigen Wärmepumpensystems mit integriertem Latentwärmespeicher	93
Abb.73: Aus der Auslegungsrechnung für schneller Speicherbeladung resultierender Arbeitszahlverläufe des neuartigen Wärmepumpensystems mit integriertem Latentwärmespeicher	93
Abb.74: Ergebnisse durchschnittliche COP-Werte aus den Simulationsrechnungen zur Systemauslegung	94
Abb.75: Zeitlicher Verlauf des Ladezustandes des Latentwärmespeichers während des Speicherzykluses aus den Simulationsberechnungen zur Veranschaulichung der Ausgabewerte	95
Abb.76: Kältemitteltemperaturen während eines Speicherzykluses in Abhängigkeit des Ladezustandes des LWS	96
Abb.77: Kältemitteltemperaturen in Abhängigkeit des Ladezustandes des LWS aufgetragen über die Stranglänge	96
Abb.78: Kältemittelenthalpien während eines Speicherzykluses in Abhängigkeit des Ladezustandes des LWS	97
Abb.79: Kältemittelenthalpien in Abhängigkeit des Ladezustandes des LWS aufgetragen über die Stranglänge	97
Abb.80: Schichtdicken PCM während eines Speicherzykluses in Abhängigkeit des Ladezustandes des LWS	98
Abb.81: Schichtdicken PCM in Abhängigkeit des Ladezustandes des LWS aufgetragen über die Stranglänge	99
Abb.82: Anlagenschema Wärmepumpe mit integriertem Latentwärmespeicher	100
Abb.83: Prinzip der Regelung des Wärmepumpensystems	101
Abb.84: Vergleich der Anordnungen markanter Komponenten zwischen 3D-Modell und realer Versuchsanlage [9]	102
Abb.85: Messstellen in der Versuchsanlage	104
Abb.86: Druckverläufe des Wärmepumpensystems mit integriertem LWS über einen Speicherzyklus [92]	105
Abb.87: Temperaturverläufe des Wärmepumpensystems mit integriertem LWS über einen Speicherzyklus [92]	105
Abb.88: Verhältnis drei Druckniveaus des Wärmepumpensystems bei Entladung des Latentwärmespeichers	106
Abb.89: Leistungsverläufe des Wärmepumpensystems mit integriertem LWS über einen Speicherzyklus [8]	108
Abb.90: Arbeitszahlverläufe des Wärmepumpensystems mit integriertem LWS über einen Speicherzyklus	108
Abb.91: Im Labor gemessene COP über die Heizungsvorlauftemperatur des neuartigen Wärmepumpensystems mit integriertem Latentwärmespeicher bei einer Soleeintrittstemperatur von 15°C [8]	109
Abb.92: Im Labor gemessene COP über die höchste Kondensationstemperatur des neuartigen Wärmepumpensystems mit integriertem Latentwärmespeicher bei einer Soleeintrittstemperatur von 15°C	111
Abb.93: Vergleich von gemessenen und berechneten Verläufen von COP-Werten zwecks Validierung der EES-Modelle zur Berechnung von Wärmepumpensystemen mit integriertem Latentwärmespeicher [8]	112
Abb.94: Vergleich von gemessenen und berechneten Verläufen von Temperaturwerten zwecks Validierung der EES-Modelle zur Berechnung von Wärmepumpensystemen mit integriertem Latentwärmespeicher [9]	113
Abb.95: Vergleich von gemessenen und berechneten Profilen von Leistungswerten [9]	115
Abb.96: Summenwerte unterteilt in einzelnen dem Wärmepumpensystem zu- (negative Vorzeichen) und abgeführten (positive Vorzeichen) Energiemengen, Vergleich Messung (m) und Berechnung (b)	116

Abb.97: Vergleich von aus gemessenen (m) und berechneten (b) Werten hergeleitete Arbeitszahlen	117
Abb.98: Vergleich von gemessenen und berechneten Daten des Kältemittelkreises im Druck-Enthalpie-Diagramm beim Entladen des LWS bei hohem Ladezustand des Speichers (Zeitraum 4,5 – 4,7)	118
Abb.99: Vergleich von gemessenen und berechneten Daten des Kältemittelkreises im Druck-Enthalpie-Diagramm beim Entladen des LWS bei niedrigem Ladezustand des Speichers (Zeitraum 6,3 – 6,5)	119
Abb.100: Versuchsanlage nach Pilotinstallation zur Durchführung des Dauertests	120
Abb.101: Während praktischer Anwendung gemessene COP	121
Abb.102: Gegenüberstellung der Druck- und Temperaturniveaus bei Normalbetrieb (links) und Speicherbeladung (rechts) mit Absenkung der Verdampfungstemperatur	122
Abb.103: Integration des Latentwärmespeichers (LHS) in den Kältekreis (links) und Verbesserung der Verdampferleistung durch das Entladen des Speichers nach dem Unterkühler Prinzip im log(p)-h-Diagramm (rechts)	123
Abb.104: Verbesserung der Verdampferleistung durch das Entladen des Speichers im Unterkühler-Betrieb	124
Abb.105: Prinzip der Abtauung eines Verdampfers durch einen als Unterkühler eingesetzten LWS	124
Abb.106: Konzept der Abtauung dargestellt im logp-h-Diagramm	125
Abb.107: Erste Berechnungen zum Abtaubetrieb in EES	126
Abb.108: Berechnungen zum Abtaubetrieb	126
Abb.109: Schematische Darstellung der Speichernutzung als Wärmesenke (links) und Kaltdampfprozess im log p-h-Diagramm mit abgesenkter Kondensationstemperatur während der Speichernutzung (rechts)	127
Abb.110: Ablaufdiagramm zum Auslegungsprozess des Latentwärmespeichers	128
Abb.111: Spezifische Wärmekapazität LINPAR15	129
Abb.112: Rohraußendurchmesser vs. Massenstromdichte G	129
Abb.113: Rohrdimensionen und –abstände der Fertigung G	130
Abb.114: Wärmeübertrager zu Voruntersuchungen	131
Abb.115: Versuchswärmeübertrager	131
Abb.116: Versuchswärmeübertrager mit Behälter vor dem Befüllen	131
Abb.117: Versuchswärmeübertrager mit Behälter nach dem Befüllen und kältetechnischem Anschluss	132
Abb.118: Überprüfung der Auslegung vor Konstruktion durch Simulationsrechnungen	133
Abb.119: Leistungsaufnahme bei Beladung des LWS / bei Verdampfung von Kältemittel	134
Abb.120: Leistungsabgabe bei Entladung des LWS / bei Kondensation von Kältemittel	134
Abb.121: kA-Wert Latentwärmespeicher: Betriebsmessung und Auslegungsrechnung	135
Abb.122: Kältemittelseitiger Druckverlust: Verdampfung im LWS bei maximalem Kältemittelmassenstrom	135
Abb.123: Kreuzstromwärmeübertrager im 3-Medien-Latentkältespeicher	137
Abb.124: 3-Medien-Latentkältespeicher mit Paraffin-Grafit-Speichermaterial	137
Abb.125: Temperaturverläufe eines Speicherzyklus	139
Abb.126: Leistungsverlauf und Energiebilanz eines Speicherzyklus	139

Tabellenverzeichnis

Tab.1: Energiemengen (Eel) Beladung Wärmespeicher (10 kWh) anhängig von Jahresarbeitszahl WP (JAZ)	30
Tab.2: Preisdifferenzen resultierend aus Stromkosten und Einspeisevergütung für Photovoltaik (PV)	31
Tab.3: Finanzielle Einsparungen (Kspar/Ladung) abhängig von Strompreis (Kel) und Einspeisevergütung PV (VPV)	31
Tab.4: Jährliche Ersparnisse (Kspar/Jahr) durch Wärmespeicher abhängig von Speicherladungen (LadungenWS)	32
Tab.5: Amortisationszeiten (tAmortisation) abhängig von der jährlichen Ersparnis (Kspar/Jahr) durch den Speicher	33
Tab.6: Volumen Latentwärmespeichers (VLWS) abhängig von Dichte (δ PCM) und Schmelzenthalpie (Δh PCM)	34
Tab.7: Abbildung der Tabelle 7 aus der DIN EN 15232-1 [78]	54
Tab.8: Unterkategorisierung Nichtwohngebäude nach Bauwerkzuordnungskatalog [91]	57
Tab.9: Unterkategorisierung Nichtwohngebäuden nach MVBS [89]	57
Tab.10: Auslegungsbeispiel einer Kapillare für das Kältemittel R32	67
Tab.11: Eingabewerte Berechnungsmodell zur Dimensionierung des Latentwärmespeichers	83
Tab.12: Eckdaten der Versuchsanlage Wärmepumpe mit integriertem Latentwärmespeicher [92]	103
Tab.13: Verwendete Messgeräte und deren Messgenauigkeiten	103
Tab.14: Aus Messwerten hergeleitete Werte	103
Tab.15: Auswertung Mittelwerte von gemessenen (m) und berechneten (b) Profilen von Leistungswerten	116
Tab.16: Mittelwerte LWS entladen Zeitraum 4,5 h – 4,7 h (hoher Ladezustand LWS)	118
Tab.17: Mittelwerte LWS entladen Zeitraum 6,3 h – 6,5 h (niedriger Ladezustand LWS)	119
Tab.18: Auswertung von Betriebsdaten der Versuchsanlage nach der Pilotinstallation [8]	121
Tab.19: Daten des 3-Medien-Latentkältespeichers (LKS)	138

I. Aufgabenstellung

Motivation

Das im Jahr 2021 beschlossene Bundes-Klimaschutzgesetz [1] zielt auf eine Reduzierung der Treibhausgasemissionen bis zum Jahr 2030 um 65% gegenüber dem Wert des Jahres 1990. Bis zum Jahr 2040 soll die Reduktion 88% betragen. Im Jahr 2045 soll verbindlich Klimaneutralität erreicht sein. Weitere langfristige Zielsetzungen wurden im Klimaschutzplan 2050 [2] festgehalten und beschlossen.

Aus diesen politischen Vorgaben lassen sich Zielsetzungen für die Wärmeversorgung des bayerischen Wohngebäudebestandes ableiten. Die Treibhausgasemissionen sollen bis zum Jahr 2050 von ca. 16,27 Mio.t CO₂/Jahr (Stand 2020) auf ca. 3,84 Mio.t CO₂/Jahr sinken. Aus konventionellen Energieträgern sollen dann noch maximal ca. 25.740 GWh stammen, im Jahr 2020 waren es 63.470 GWh [3]. Diese Zahlen machen deutlich: Die Energiewende wird ohne eine grundlegende Umgestaltung der Wärmeversorgung von Wohngebäuden nicht gelingen.

Abb.1 zeigt auf Basis des Wertes für den Endenergiebedarf resultierend aus der Wärmeversorgung des Wohngebäudebestandes in Bayern im Jahres 2020 die Gegenüberstellung der prognostizierten Entwicklung des Gebäudewärmebedarfs mit dem politischen Zielwert für das Jahr 2050. Das Szenario „Sanierung konstant“ bildet den Verlauf bei einer konstant bleibenden Sanierungsrate von 1% pro Jahr ab. Das Szenario „Sanierung forciert“ prognostiziert den Wärmebedarf der Wohngebäude bei einer Steigerung der Sanierungsrate von 1% im Jahr 2021 auf 1,25% bis zum Jahr 2031 und anschließend auf 2% bis zum Jahr 2046. Der Wert bleibt dann bis zum Jahr 2050 konstant. Die Prognose geht von einer zusätzlichen Endenergieeinsparung gegenüber „Sanierung konstant“ von ca. 10% aus. Der prognostizierte Wert der „Vollsanierung“ geht von der vollständigen Sanierung des gesamten bayerischen Wohngebäudebestandes auf den jeweils höchstmöglichen Standard aus. Bei diesem Wert handelt es sich um einen Grenzwert, um die theoretisch maximal möglichen Einsparungen zu ermitteln. Das Szenario kann jedoch aufgrund Faktoren wie z.B. Mangel an Ressourcen und Denkmalschutz nicht erreicht werden. Der politische Zielwert für die im Wohngebäudesektor eingesetzte Endenergie wird in jeder Prognose verfehlt, in den beiden realistischen Szenarien sehr deutlich. [3]

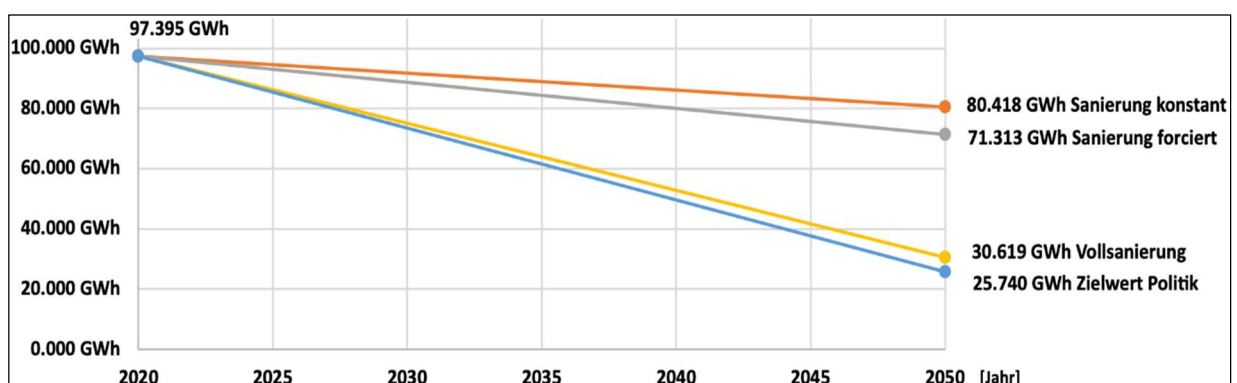


Abb.1: Bedarfs- und Zielwerte Endenergie Wärmeversorgung Wohngebäudebestand Bayern [3]

Diese Auswertung zeigt, dass die Verbesserung der Wärmedämmung und das Sanieren der Wohngebäude nicht ausreichen, um den Energiebedarf und die resultierenden Treibhausgasemissionen auf die politisch ausgegebenen Zielsetzungen zu senken, selbst bei Vollsanierung aller Wohngebäude [4].

Ausschlaggebend für die Umweltbelastung sind die bei der Wärmeversorgung der Wohngebäude entstehenden klimaschädlichen Emissionen. Der Fokus sollte daher neben größtmöglicher Energieeinsparung auf der Einhaltung der Zielsetzung für die Treibhausgasemissionen liegen. Das erfordert einen hohen regenerativen Anteil der Wärmeversorgung. Dazu sind effiziente Wärmeversorgungssysteme erforderlich, um die Nutzung erneuerbarer Energien im Gebäudesektor voranzutreiben, der aktuell von der Nutzung fossiler Energieträger dominiert wird. Wärmepumpen sind dazu ein wichtiger Baustein, deren jährlicher Anteil an den zugebauten Wärmeversorgungssystemen stetig wächst [5]. Als elektrisch angetriebene Systeme tragen sie zur Sektorkopplung bei und erfüllen netzdienliche Zwecke. Eine Analyse hat am Beispiel des Wohngebäudebestandes in Bayern gezeigt, in welchem Umfang Wärmepumpen zur Deckung des Wärmebedarfs eingesetzt werden können und wie stark der Strombedarf bei vollständigem Umstieg auf Wärmepumpen ansteigt. [3]

Die herangezogene Analyse legt dar, dass im energetisch ungünstigen Wohngebäude mit der höchsten spezifischen Heizlast von $139,9 \text{ W/m}^2$ im Jahr 2050 die maximal benötigte Heizungsvorlauftemperatur 61°C beträgt. Abb.2 zeigt die Jahresarbeitszahlen unterschiedlicher Wärmepumpentypen in Abhängigkeit des Auslegungswerts der Heizungsvorlauftemperatur.

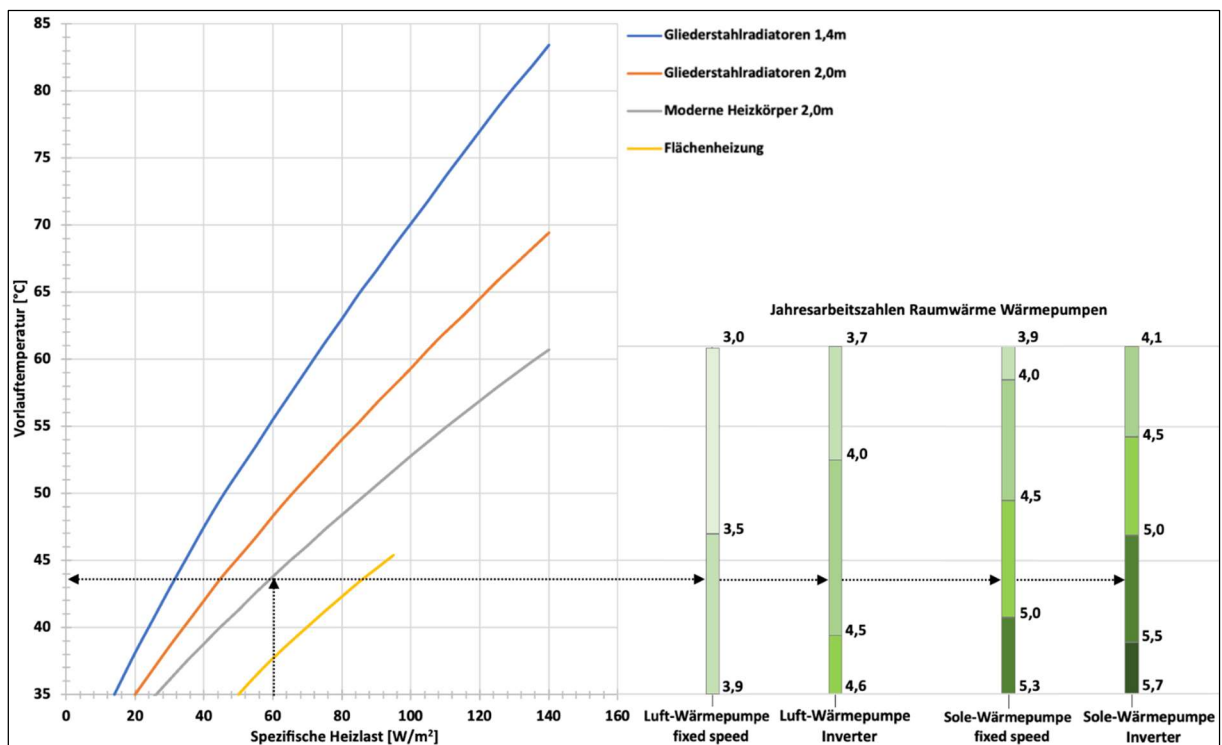


Abb.2: Heizungsvorlauftemperatur (links) und Jahresarbeitszahlen für Luft- und Solewärmepumpen (rechts) in Abhängigkeit der spezifischen Heizlast [3]

Gleichzeitig ist der Zusammenhang mit der spezifischen Gebäudeheizlast ablesbar. Der Grafik ist zu entnehmen, dass jeder Wärmepumpentyp die maximale Heizungsvorlauftemperatur von 61 °C liefern kann. Es gilt dabei die Annahme: bis zum Jahr 2050 sind nur noch aus heutiger Sicht moderne Heizkörper im Einsatz. Unter der weiteren Annahme, dass die maximale Speicher- bzw. Zapftemperatur der Warmwasserbereitung nach DVGW-Arbeitsblatt W 551 [6] in jeder Gebäudekategorie 60°C beträgt, kann der gesamte Wärmebedarf des Wohngebäudebestandes in Bayern 2050 potenziell mit Wärmepumpen bereitgestellt werden. [3]

Für das vorgestellte „Szenario forciert“ (Abb.1) wurde der Strombedarf zur Deckung des gesamten Wärmebedarfs des Wohngebäudebestandes in Bayern mit Wärmepumpen für das Jahr 2050 ermittelt. Darüber hinaus wurde bestimmt, wie sich der Bedarf anhand der spezifischen Heizlast auf die Gebäude verteilt. Dazu wurde die Entwicklung der Wohngebäude aufgeschlüsselt nach der Anzahl an Wohneinheiten, die bedingt durch die spezifische Heizlast mit einer bestimmten Heizungsvorlauftemperatur versorgt werden müssen. Die Ergebnisse sind kumuliert in Abb.3 dargestellt. Der auf der Abszisse eingetragene Ergebniswert gibt an, für wie viele Wohneinheiten die betreffende Heizungsvorlauftemperatur ausreichend hoch ist oder die Anforderung übertrifft (Abb.3, oben). Aus der Verteilung der Wohneinheiten lässt sich ableiten, welcher Wärmebedarf auf die zugehörige Auslegungstemperatur des Heizungsvorlaufs entfällt (Abb.3, Mitte). Unter Berücksichtigung der für die jeweiligen Gebäudekategorien bestimmten Jahresarbeitszahlen ergibt sich die Verteilung des Elektrizitätsbedarfs über die Auslegungstemperaturen der Heizungssysteme bzw. der spezifischen Heizlasten der jeweiligen Gebäude (Abb.3, unten). Betrachtet werden immer zwei Grenzfälle: Es wurde angenommen, dass die Gebäudeheizung für alle Gebäudekategorien entweder ausschließlich durch Heizkörper erfolgt (gestrichelte Linien) oder dass in allen Gebäuden mit ausreichend niedriger spezifischer Heizlast ausschließlich Fußbodenheizungen eingesetzt werden und die Gebäude mit höherer spezifischer Heizlast weiterhin mit Heizkörpern beheizt werden (durchgezogene Linien). Für den Einsatz der Wärmepumpentypen wurde vorausgesetzt, dass in Gebäuden mit weniger als sieben Wohnungen Inverter-geregelte Wärmepumpen eingesetzt werden und größere Gebäude mit Wärmepumpen ohne Leistungsregelung ausgerüstet werden. [3]

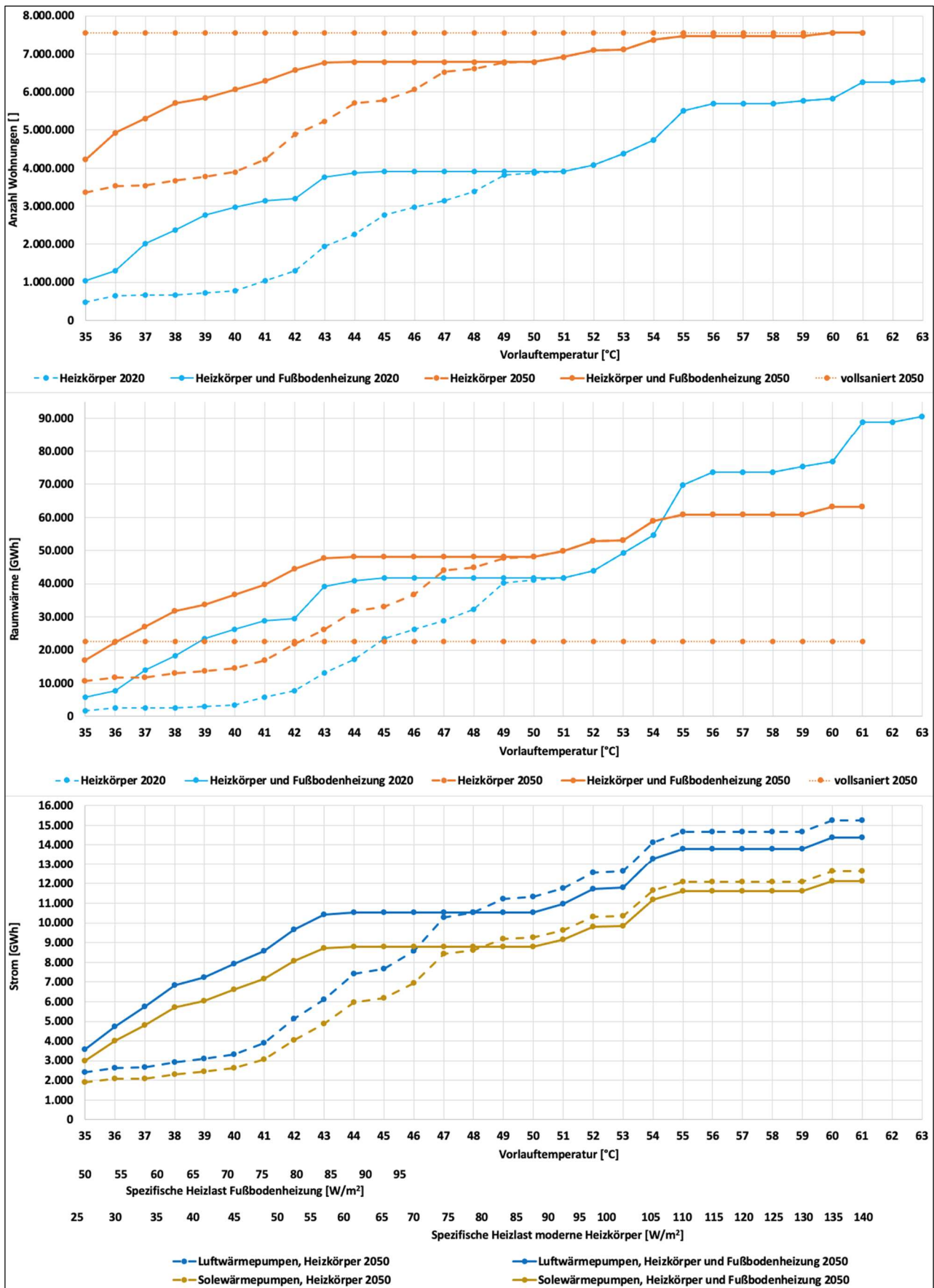


Abb.3: Wohnungsanzahl, Raumwärme und Strombedarf zugeordnet zur erforderlichen Heizungsvorlauftemperatur und zur spezifischen Gebäudeheizlast [3]

Für die Wärmeversorgung der betrachteten Wohngebäude ergibt sich demnach ein zusätzlicher Strombedarf von ca. 14.000 - 17.100 GWh (Abb.4). Das entspricht einer Steigerung des bayerischen Strombedarfs aus dem Jahr 2020 (ca. 74.200 GWh) um 19 – 23 %. Die für den Einsatz der verschiedenen Wärmepumpenvarianten resultierenden Treibhausgasemissionen berechnen sich aus dem spezifischen Emissionswert für den deutschen Strommix des Jahres 2020 in Höhe von 366 gCO₂/kWh_{el}. [7]. Die farbliche Staffelung der Balken „Emission“ sagt aus, dass der Emissionsfaktor auf 224 bis 275 gCO₂/kWh_{el} sinken müsste, um das von der Politik ausgegebene Ziel für die Emissionsminderung im Bereich der Wärmeversorgung von Wohngebäuden in Bayern erreichen zu können. Obwohl Sanierung und Neubau nur zu einer vergleichsweise geringen Senkung des Gebäudewärmebedarfs führen, sind die klimapolitischen Ziele zur CO₂-Minderung aus technischer Sicht realistisch erreichbar. Ausschlaggebend hierfür ist, dass der flächendeckende Einsatz der Wärmepumpenheizung einhergeht mit einem verstärkten Ausbau der regenerativen Stromerzeugung [7]. [3]

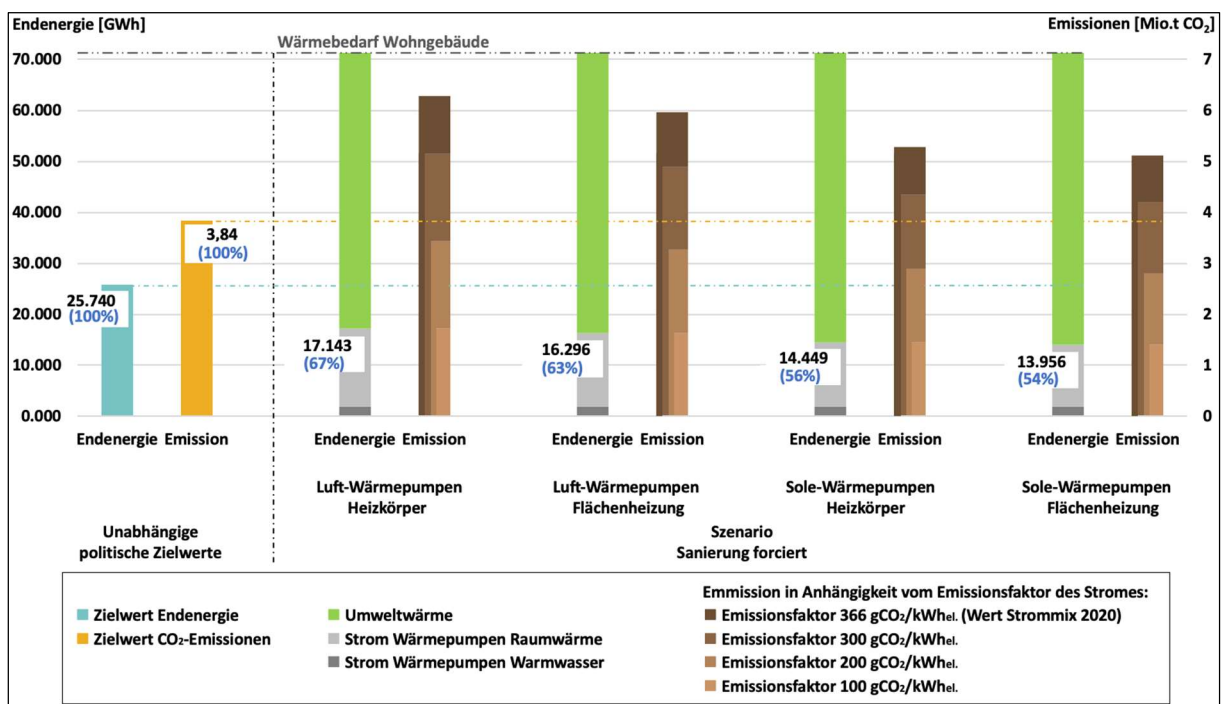


Abb.4: Ergebnisse der vier betrachteten Varianten zur Deckung des Wärmebedarf des bayerischen Wohngebäudebestandes im Jahr 2050 ausschließlich mit Wärmepumpen [3]

Wärmespeicher

Um die notwendige Anpassung des Wärmepumpenbetriebes an die Volatilität von Elektrizität aus erneuerbaren Quellen zu erreichen, ist eine zeitliche Entkopplung von Strom- und Wärmebedarf erforderlich. Als Alternative und Ergänzung zu Systemen mit elektrischen Energiespeichern können Wärmepumpen mit integrierten Latentwärmespeichern die notwendige Flexibilität bieten. Durch die Verbindung beider Technologien werden Synergieeffekte nutzbar. Latentwärmespeicher nutzen den Phasenwechsel der eingesetzten Speichermaterialien, um Wärmemengen aufzunehmen und abzugeben. Diese Phasenwechsel finden in engen Temperaturgrenzen statt. Die Wärmeübertragung geschieht so auf nahezu konstantem Temperaturniveau. Konstante Temperaturen sind für die Effizienz von Wärmepumpen von Vorteil. Außerdem weisen Latentwärmespeicher in den Temperaturbereichen der Phasenwechsel hohe Energiedichten auf. Dadurch sind kompakte Bauformen möglich, was bei

Neubauten von Wohngebäuden und den damit verbundenen technischen Ansprüchen zunehmend an Bedeutung gewinnt.

Die Einbindung von Latentwärmespeichern in Heizungssysteme bringt nach aktuellem Stand der Technik Herausforderungen und Effizienzeinbußen mit sich. Ein Ziel des Forschungsprojektes ist es, einen Latentwärmespeicher ohne Effizienzverluste in ein Wärmepumpensystem zu integrieren, verglichen mit einem System ohne Speicher. Das neuartige Wärmepumpensystem soll demnach im Vergleich zu marktüblichen Systemen mit externen Latentwärmespeichern einen höheren Arbeitszahl aufweisen.

Die Umsetzung soll mit marktüblichen Komponenten erfolgen. Ausgenommen davon ist der zu konstruierende Latentwärmespeicher, dessen Bauart über den Stand der Technik hinausgeht. Die Anlage soll über eine automatisierte Steuerung verfügen, um das neuartige Wärmepumpensystem in Verbindung mit zukunftsfähigen Gebäudemanagementsystemen einsetzen zu können.

Forschungsbedarf

Latentwärmespeicher bieten großes Potential aufgrund ihrer hohen Energiedichte bei der Phasenwechseltemperatur des eingesetzten Speichermaterials und nutzbarer Synergieeffekte beim Einsatz in Wärmepumpensystemen durch die weitestgehend konstanten Betriebstemperaturen beider Technologien. Sie stehen dabei in Konkurrenz mit herkömmlichen Wärmespeichern, die über externe Wärmeträgerkreisläufe ohne zusätzlichen Druckhub durch den Kältemittelverdichter mit Wärmepumpensystemen kombinierbar sind. Deshalb kommt es bei solchen Systemen durch den Einsatz eines herkömmlichen Wärmespeichers zu keinem negativen Einfluss auf die Arbeitszahl der Wärmepumpe. Bei der Kombination eines Latentwärmespeicher mit einem Wärmepumpensystem zur Bereitstellung von Heizwasser ist nach aktuellem Stand der Technik ein solcher negativer Effekt unvermeidbar. Bei allen am Markt verfügbaren Systemvarianten aus Latentwärmespeicher und Wärmepumpe zur Bereitstellung von Wärmeenergie für die Raumheizung sind zusätzlich Wärmeträgerkreisläufe notwendig, durch die das Druck- und Temperaturniveau der Kondensation im Wärmepumpenkreislauf angehoben werden muss. Dadurch ergeben sich Effizienzeinbußen im Vergleich zum Betrieb der Wärmepumpen ohne Speicher, ablesbar an der Arbeitszahl der Wärmepumpenprozesse.

Ableitung Forschungslücke

Die Anwendung von Latentwärmespeichern steht in Konkurrenz zu konventionellen Wärmespeichern. Maßgebliche Unterschiede zwischen den beiden Speichersystemen bestehen bezüglich der technischen Umsetzung. Eine Gemeinsamkeit liegt darin, dass alle Speicher nach aktuellem Stand der Technik als externe Speicher in die Wärmeversorgungssysteme eingebunden werden. In Wasserspeichern z.B. kann das Wärmeträgermedium Heizungswasser direkt auf dem benötigten Temperaturniveau gespeichert werden. Um den Heizungswasserspeicher zu beladen, ist deshalb bei solchen Systemen keine Erhöhung der Kondensationstemperatur im Kondensator der Wärmepumpe notwendig. Reine Phasenwechselmaterialien können nach aktuellem Stand der Technik nicht als Wärmeträgerfluid in Heizkreisen von Wohngebäuden eingesetzt werden. Im festen Zustand würden diese Rohrleitungen, Ventile und Pumpen verstopfen. Latentwärmespeicher können nach aktuellem Stand der Technik mit Hilfe eines zusätzlichen Wärmeträgerkreislaufes zwischen Speicher und Heizungswasserkreis in Wärmepumpensysteme eingebunden werden. Die direkte Integration in den Kältemittelkreislauf von Wärmepumpensystemen stellt eine interessante Option dar, die sich jedoch noch im Forschungsstadium befindet.

Abb.5 zeigt die vereinfachten Schaltbilder eines Wärmepumpensystems mit Latentwärmespeicher beim Beladen (links) und beim Entladen (rechts) des Speichers. Der Kondensator der Wärmepumpe erwärmt zur Beladung des Latentwärmespeichers zunächst den zusätzlichen Wärmeträgerkreis. Dieser gibt die Wärme an den Latentwärmespeicher ab. Damit der Latentwärmespeicher beim Entladen den Heizungsvorlauf des Heizwasserkreises auf das Temperaturniveau erwärmen kann, das beim Wärmepumpenbetrieb ohne Speicher vom Kondensator bereitgestellt werden würde, muss der Kondensator beim Beladen des Latentwärmespeichers ein höheres Temperaturniveau bereitstellen. Im Schema von Abb.5 (rechts) ist die Bereitstellung von Wärmeleistung durch Entladung des Latentwärmespeichers darstellt. Der Heizungskreislauf wird direkt beim Durchströmen des Speichers erwärmt. Optional kann parallel zur Wärmebereitstellung aus dem Latentwärmespeicher zusätzliche Wärmeleistung durch den Kondensator bereitgestellt werden. Dazu muss der Wärmepumpenkreislauf in Betrieb sein, wie in Abb.5 (links) der Fall.

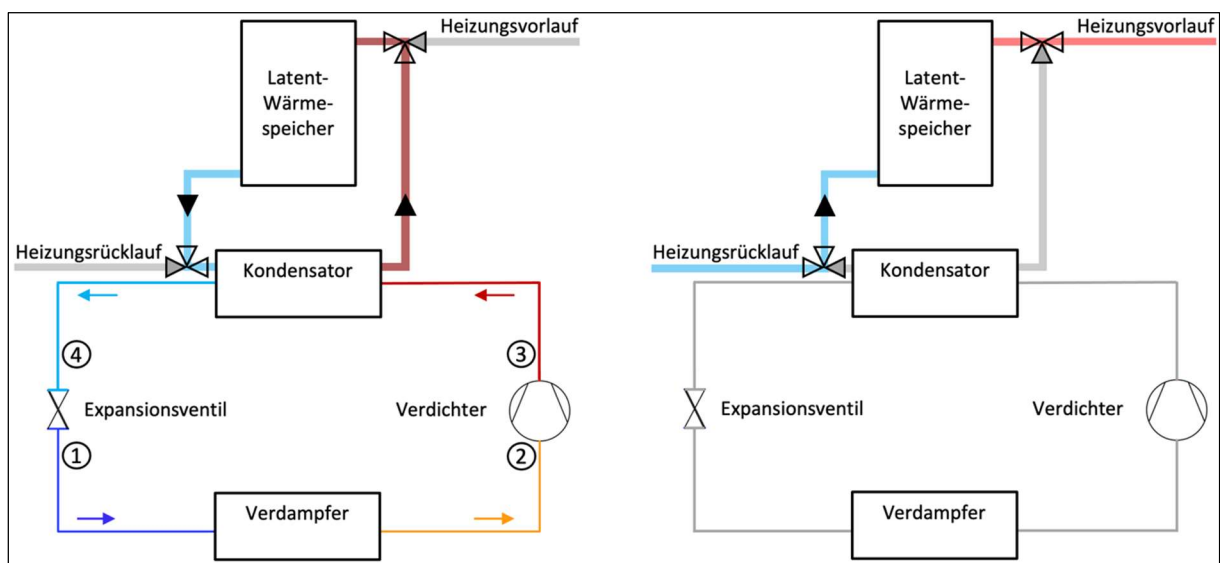


Abb.5: Beladung (links) und Entladung (rechts) eines Latentwärmespeichers in einem Wärmepumpensystem [8]

Abb.6 veranschaulicht, wodurch dieser zusätzliche Temperaturhub der Wärmepumpe notwendig wird. Beim normalen Wärmepumpenbetrieb ohne Speicher liegt die Kondensationstemperatur des Kondensators in der Regel etwas unterhalb der Temperatur des Heizungsvorlaufes. Die geforderte Heizungsvorlauftemperatur wird durch Nutzung die Enthitzung des Kältemittel-Heißgases vor dem Einsetzen der Kondensation erreicht. Damit der beladene Latentwärmespeicher Wärme auf den Heizungsvorlauf übertragen kann, ist eine Temperaturdifferenz zwischen Speicher und Vorlauf notwendig. Um den Latentwärmespeicher auf dieses Temperaturniveau zu bringen, ist bei dessen Beladung wiederum eine Temperaturdifferenz nötig. Dementsprechend stellt sich ein höheres Temperaturniveau zum Beladen des Speichers im Vergleich zum Wärmepumpenbetrieb ohne Speicher ein. Diese zusätzliche Temperaturerhöhung muss durch den Verdichter der Wärmepumpe erbracht werden. Dazu muss der Verdichter einen höheren Kondensationsdruck bereitstellen, was einen zusätzlichen Druckhub bedeutet. Dies wirkt sich negativ auf die Effizienz der Wärmepumpe bzw. auf deren COP aus. Nach aktuellem Stand der Technik und der Forschung existiert kein Konzept, einen Latentwärmespeicher mit einem Wärmepumpensystem zur Bereitstellung von Heizwasser zu kombinieren, ohne dass der Verdichter im Kältemittelkreislauf einen zusätzlichen Druckhub bereitstellen muss. Diese Forschungslücke soll das Forschungsprojekt schließen.

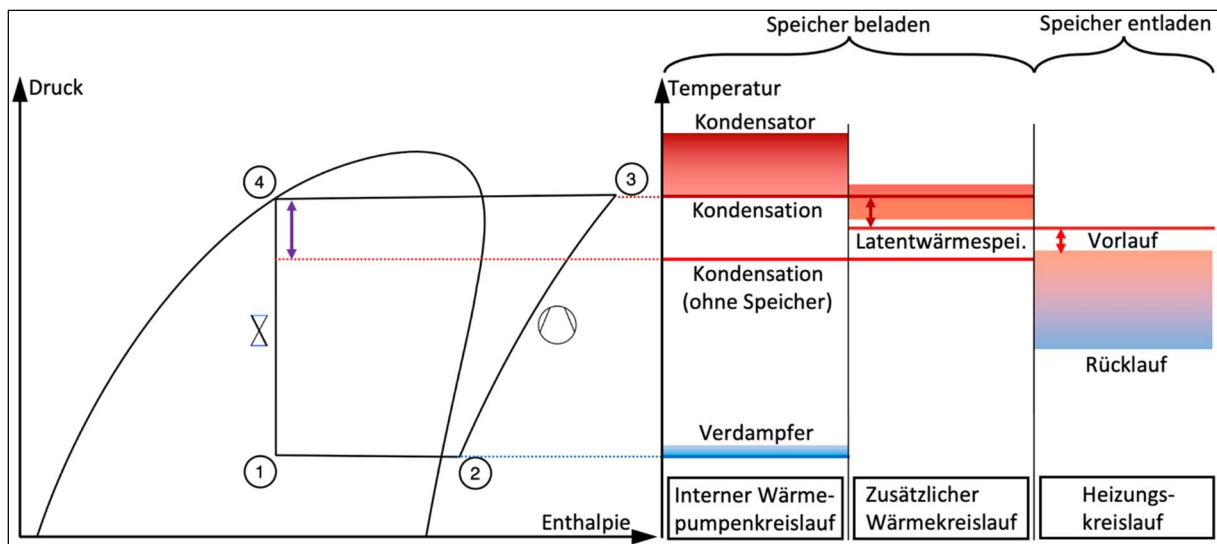


Abb.6: Druck-Enthalpie- und Temperatur-Diagramm eines Wärmepumpensystems mit Latentwärmespeicher [9]

Forschungsziel

Damit das neuartige Wärmepumpensystem netzdienliche Zwecke wie Lastverschiebung und Kappung von Spitzenlasten erfüllen kann, soll ein Latentwärmespeicher integriert werden. Die Integration soll ohne eine zum Be- und Entladen notwendige Erhöhung des Druckes im Hochdruckbereich und der damit einhergehenden Steigerung der Kondensationstemperatur erfolgen, verglichen mit dem Betrieb ohne Speicher. Auf diese Weise soll der Latentwärmespeicher ohne negativen Effekt auf die Effizienz, d.h. auf die Arbeitszahl der Wärmepumpe, eingebunden werden.

Eine wesentliche Ursache für die notwendige Erhöhung der Kondensationstemperatur bei der Einbindung eines Latentwärmespeichers (LWS) in ein Wärmepumpensystem ist der zusätzlich notwendige Wärmeträgerkreislauf, um Wärme vom Kondensator an den Speicher zu übertragen. Auf diesem zusätzlichen Kreislauf kann verzichtet werden, wenn der LWS direkt durch Kondensation des Kältemittels beladen wird. Dazu muss der LWS direkt in den internen Wärmepumpenkreislauf integriert werden. Erfolgt die Beladung auf der ursprünglichen Kondensationstemperatur des Systems ohne Speicher, liegt die Speichertemperatur allerdings unterhalb des Temperaturniveaus des Vorlaufes des Heizkreises, da zur Wärmeübertragung zwischen Kondensator und LWS eine Temperaturdifferenz notwendig ist. Zum Entladen des LWS steht demnach eine Speichertemperatur zur Verfügung, mit der die Solltemperatur des Heizkreises nicht erreicht werden kann. Aufbauend auf den Erkenntnissen aus vorangegangenen Projekten [10] soll eine Möglichkeit zur direkten Integration des LWS in den Kältemittelkreislauf einer Wärmepumpe erarbeitet werden, ohne dass ein zusätzlicher Druckhub beim Be- und Entladen des Speichers oder eine Änderung der Vorlauftemperatur des Heizkreises im Vergleich zum Betrieb des Systems ohne Speicher notwendig ist. Bei der Konzeptentwicklung fließen die Erkenntnisse der kaskadierten Einbindung des LWS aus [11] ein.

Zur Entwicklung von Konzeptionsvarianten des neuartigen Systems und deren Dimensionierung stellt ein Simulationsmodell ein geeignetes Werkzeug dar. Unter Berücksichtigung des in [10] entwickelten eindimensionalen Modells zur Auslegung von LWS soll ein zweidimensionales Berechnungsmodells entwickelt werden, das die Wärmeübertragungsvorgänge zwischen Phasenwechselmaterial und Kältemittel innerhalb des LWS detaillierter abbildet und die Berechnungsergebnisse näher an die Werte

des realen Betriebs angleicht. Das zweidimensionale Modell des LWS soll mit der Modellierung der internen und externen Wärmepumpenkreisläufe kombiniert werden. So soll das gesamte System aus Wärmepumpe mit integriertem Latentwärmespeicher berechnet werden können, um Wechselwirkungen zwischen den Komponenten sichtbar zu machen.

Kältespeicher

Kälteanwendungen und somit die Speicherung von Kälteenergie gewinnen zunehmend an Bedeutung. Besonders in modernen Gebäuden rückt die Kühlung zunehmend in den Fokus der Versorgungstechnik. Die Anwendung und die Einbindung von Kältespeichern hängen von der Anwendung ab. Zur Kälteerzeugung können reversible Wärmepumpen oder separate Kältemaschinen eingesetzt werden. Im Gebäudesektor sind Luft und Wasser die gängigsten Kühlmedien.

Forschungsziel

Die technische Einbindung des Latentwärmespeichers zur Speicherung von Kältemengen auf der Niederdruckseite eines Kältekreislaufes ist abhängig von der Anwendung. Für die unterschiedlichen Anwendungsfälle sollen Anlagenkonzepte entwickelt werden. Anschließend sollen die ausgewählte Anwendungsfälle in Versuchsanlagen im Labor umgesetzt werden, jeweils eine Anlage zur Kühlung mit Luft und mit Wasser. Die Be- und Entladevorgänge sollen detailliert untersucht und bilanziert werden.

Zur Erweiterung der Einsatzmöglichkeiten soll ein 3-Medien-Latentkältespeicher entworfen werden. Die Beladung des Speichers soll durch Verdampfung von Kältemittel erfolgen können, die Entladung durch Abkühlung eines Wasserkreises. Mit einem Testspeicher soll der Funktionsnachweis der Speicherform erbracht werden.

II. Voraussetzungen für die Durchführung des Vorhabens

Für den Wärmeaustausch mit dem Latentwärmespeicher wurde eine neue technische Ausführung gewählt. Anstelle eines zwischengeschalteten Wärmeträgerkreislaufs werden die Speicherwärmetauscher direkt mit Kältemittel beaufschlagt. Hierfür bestanden noch keine umfangreichen Erfahrungen. Kritisch sind die passende thermische Auslegung und die zuverlässige Umsetzung der Kopplung von Kältemittelkreislauf und Latentwärmespeicher. Für den störungsfreien Betrieb sind beispielsweise besondere Anforderungen hinsichtlich Kältemittelfüllmenge und Transport des Kältemaschinenöls im Kreislauf zu erfüllen. Das Erreichen der gesteckten technischen Ziele erforderte die Lösung einer Reihe komplexer Fragestellungen.

Das wirtschaftliche Potenzial der hier untersuchten technischen Lösungen ist neben den erzielten energetischen Vorteilen abhängig von den Kosten für den zusätzlichen apparativen Aufwand, in erster Linie für den Wärmespeicher und die komplexere Kreislauflösung der Wärmepumpe oder Kältemaschine. Das Vorhaben sollte wichtige Erkenntnisse bzgl. der thermischen Auslegung der Wärmespeicher und für die Systemintegration liefern. Dabei sollten als Latentspeichermaterial Paraffine eingesetzt werden, die eine einfachere technische Umsetzung ermöglichen – jedoch zu vergleichsweise hohen Kosten bezogen werden müssen. Als Alternative könnten in einem späteren Schritt andere Phasenwechselmaterialien, z.B. Salzhydrate, verwendet werden. Hierbei stehen den günstigeren Bezugspreisen jedoch höhere Anforderungen in Bezug auf die Materialverträglichkeit gegenüber.

Es kann folglich erst bei Vorliegen der Projektergebnisse eingeschätzt werden, ob die erzielten technischen Lösungen wirtschaftlich konkurrenzfähig angeboten werden können und welche weiteren Entwicklungsschritte absolviert werden sollten.

Im Rahmen des Vorhabens wurden Latentwärmespeicher entwickelt und in eine Kälteanlagenkonfiguration und in eine Wärmepumpenanlage integriert. Der Partner Cabero hat hierfür als alleiniger Firmenpartner den erforderlichen Entwicklungsaufwand getragen, obwohl Cabero später als Geräteanbieter in erster Linie nur kältetechnische Anwendungen bedienen wird. Bei erfolgreichem Verlauf kann das Konzept für Wärmepumpenanwendungen im Sinne einer Branchenlösung von der gesamten Wärmepumpenbranche aufgegriffen werden. Speziell für diese Vorarbeit im Rahmen des hier vorgeschlagenen Projekts war öffentliche Förderung erforderlich, um die spätere Umsetzung in der Branche vorzubereiten.

III. Planung und Ablauf des Vorhabens

A Systemkonzept und Randbedingungen

Um bezüglich Lastprofilen von Wärme- und Kältebedarf betrachteter Gebäude Berechnungen durchführen und Prognosen erstellen zu können, werden Simulationsmodelle entwickelt. Dazu werden die auf dem deutschen Energiemarkt gültigen Rahmenbedingungen recherchiert.

B.1 Gebäudeautomation und smart grid-Funktionen

Zum Einsatz von Systemen mit integrierten Latentspeichern in Gebäudemanagementsystemen muss deren Steuerung in die Gebäudeautomation integrierbar sein. Darüber hinaus müssen die Anlagen smart grid-Funktionen erfüllen. Vorab wird aus diesem Grund der aktuelle Stand der Technik bezüglich Gebäudeautomation recherchiert. Die während der Durchführung des Forschungsprojektes entwickelten Labor- und Pilotinstallationen sollen automatisiert in Gebäudemanagementsystemen betrieben werden.

B.2 Wärmepumpe und Kälteanlage mit integriertem Latentwärmespeicher

Wärmespeicher

Konzept zur Integration eines Latentwärmespeichers auf der Hochdruckseite des internen Kreislaufes einer Wärmepumpe

Ein Konzept zur Integration eines LWS in den Bereich des Hochdruckniveaus eines Kältemittelkreises einer Wärmepumpe wird erarbeitet. Dazu wird eine Analyse aller auftretenden Temperaturniveaus durchgeführt. So soll ein Konzept erarbeitet werden, mit dem trotz der unterhalb der Kondensationstemperatur liegenden Speichertemperatur beim Entladen des Speichers die Vorlauftemperatur des Heizkreises bereitgestellt werden kann, die auch beim Betrieb ohne Speicher erreicht wird. Die technischen Möglichkeiten zur Umsetzung werden bei diesem ersten Schritt bereits berücksichtigt, damit die Konstruktion einer Versuchsanlage erfolgen kann. Die theoretische Funktionsweise wird erläutert.

Thermodynamische Modellierung des neuartigen Konzeptes

Zur Umsetzung des neuartigen Konzeptes in Form einer Versuchsanlage wird ein thermodynamisches Modell erstellt. Der Fokus liegt auf den Wärmeübertragungsvorgängen innerhalb des Latentwärmespeichers, die zwischen Kältemittel und Speichermaterial ablaufen. Überwiegend findet Wärmeübertragung bei konstanten Temperaturen statt, während beide Medien die Phase wechseln. Das Kältemittel wechselt die Phase zwischen flüssig und gasförmig, das Speichermaterial zwischen fest und flüssig. Hierbei handelt es sich um latente Anteile der Wärmeübertragung. Vor Beginn und nach Abschluss der jeweiligen Phasenwechsel finden Wärmeübertragungsvorgänge mit daraus resultierenden Temperaturänderungen statt. Diese sensiblen Anteile werden ebenfalls im Berechnungsmodell berücksichtigt. Kältemittelseitig findet durch den Phasenwechsel eine Änderung der Strömungsform während des Durchfließens des Speichers statt. Diese Änderung wirkt sich auf die Wärmeübertragung und den Druckverlust aus und wird deshalb örtlich diskretisiert berücksichtigt. Darüber hinaus werden unterschiedliche Betriebscharakteristiken des Anlagenbetriebs in den Simulationsrechnungen anwendbar sein.

Planung, Konstruktion und Aufbau einer Versuchsanlage

Mit Hilfe des zuvor erstellten zweidimensionalen Berechnungsmodells wird eine Versuchsanlage konzipiert. Schwerpunkt bildet die Konstruktion des Latentwärmespeichers. Die Planung wird die systemtechnische Anordnung der Bauteile, sowie eine automatisierte Steuerung des neuen Systems umfassen. Das neue System wird auf einer marktüblichen Wärmepumpe basieren, die vor der Modifizierung vermessen wird. Anschließend wird die Anlage zerlegt und in modifizierter Form zusammen mit dem eigens angefertigten LWS in ein Gestell integriert. Die für die Konzeptumsetzung benötigten, zusätzlichen Bauteile wie Wärmeübertrager, Ventile, Steuerelemente und Rohrleitungen werden ergänzt, bevor die Komponenten miteinander kombiniert werden. Im Zuge des Aufbaus werden darüber hinaus Messinstrumente installiert.

Funktionsnachweis des neuartigen Konzeptes

Mit Hilfe experimenteller Untersuchungen wird der Funktionsnachweis des neuartigen Konzeptes erbracht. Es wird überprüft, ob ein zusammenhängender Zyklus aus direkt aufeinander folgender Be- und Entladung des Latentwärmespeichers ohne Änderung des Kondensationsdruckes im Vergleich zum Betrieb ohne Speicher durchgeführt werden kann. Auf diese Weise wird nachgewiesen, dass kein zusätzlicher Druckhub im Verlauf des Zyklus notwendig wurde, bedingt durch die Integration des LWS. Die Messwerte der elektrischen und thermischen Leistungen, sowie der relevanten Drücke und Temperaturen dieses Zyklus werden detailliert analysiert, um systemtypische Eigenschaften und Wechselwirkungen aufzuzeigen. Unter anderem kann so die systemspezifische Betriebscharakteristik des neuartigen Systems gezeigt werden.

Kältespeicher

Integration von Latentspeichern auf der Niederdruckseite von Kältemittelkreisläufen

VRV-Anlage mit Latentwärmespeicher zur Kühlung von Raumluft

Zur Kühlung von Raumluft wird ein Konzept zur Integration eines Latentspeichers auf der Niederdruckseite einer Kälteanlage erarbeitet. Die Beladung soll direkt durch die Verdampfung von Kältemittel erfolgen. Die bevorratete Kältemenge soll durch Kondensation des Kältemittels aus dem Speicher entnommen werden. Die niedrigste Verdampfungstemperatur soll in Relation zur Anlage ohne Latentspeicher nicht abgesenkt werden, um das Kühlsystem mit unveränderter Energieeffizienz betreiben zu können.

Zur Umsetzung des kältetechnischen Anlagenkonzeptes in Form einer Laboranlage wird ein Latentspeicher in ein marktübliches Split-Klima-System integriert. Der Speicher wird zur Beladung parallel zu zwei Inneneinheiten betrieben. Zur Entladung des Speichers wird der Latentspeicher seriell mit den beiden Inneneinheiten genutzt.

3-Medien-Latentkältespeicher zur Kühlung von Wasserkreisläufen

Um mit einem Latentspeicher einen Wasserkreislauf zu kühlen, wird ein 3-Medien-Latentwärmespeicher konzipiert. Die Beladung mit Kälteenergie soll durch direkte Verdampfung des Kältemittels im Speicher erfolgen können, wodurch ein Phasenwechselmaterial vom flüssigen in den festen Aggregatzustand überführt wird. Die Entladung des Speichers erfolgt durch die Abkühlung eines

Wasserkreislaufes, der direkt durch den Latentspeicher fließen soll. So soll das Phasenwechselmaterial vom festen zurück in den flüssigen Zustand überführt werden.

Mit diesem Konzept werden die drei Medien Phasenwechselmaterial, Kältemittel und Wasser in einem Speicher kombiniert. Unter Laborbedingungen wird ein Demonstrator eines solchen 3-Medien-Latentkältespeichers realisiert und analysiert.

C Piloterprobung und Optimierung

Wärmespeicher

Validierung des thermodynamischen Modells

Die gesammelten Messdaten erlauben die Verbesserung und Validierung des thermodynamischen Modells. Dazu werden Ergebnisse aus dem Versuchsbetrieb der Anlage mit Prognosen aus Berechnungen des Simulationsmodells verglichen.

Pilotinstallation der Versuchsanlage unter realen Bedingungen

Die Ergebnisse der Versuchsreihen unter Laborbedingungen werden durch einen Praxistest unter realen Bedingungen ergänzt. Dazu wird das neue Heizsystem in ein Gebäude installiert und dort betrieben. Der Anlagenbetrieb wird analysiert, um die im Labor gewonnenen Erkenntnisse mit denen aus der praktischen Anwendung zu bestätigen.

D Analyse und Ergebnisse

Wärmespeicher

Auswertung von Arbeitszahlen (Coefficient of performance, kurz: COP)

Nach erbrachtem Funktionsnachweis werden Versuchsreihen unter Laborbedingungen durchgeführt, mit denen die Leistungsfähigkeit und die Effizienz des neuen Systems analysiert werden. Dazu werden zwei Varianten der Arbeitszahl des Wärmepumpensystems ausgewertet. Bei einer Variante handelt es sich um die standardmäßig herangezogene Arbeitszahl zur Bewertung von Wärmepumpen, die thermische Heizleistung und aufgenommene elektrische Leistung ins Verhältnis setzt. Die erweiterte Variante berücksichtigt darüber hinaus die thermische Leistung des Latentwärmespeichers, die bei Beladung des Speichers als zusätzliche Last zur Heizleistung addiert und bei Entladung des Speichers als Nutzleistung von der Heizleistung subtrahiert wird. Zum einen soll so der Nachweis erbracht werden, dass die Einbindung des Latentwärmespeichers sich nicht negativ auf die Effizienz der Wärmepumpe auswirkt. Zum anderen soll an den zeitlichen Verläufen der Werte der Arbeitszahlen sichtbar werden, dass die Anlage netzdienliche Zwecke erfüllen kann.

Kältespeicher

Be- und Entladephasen der Laboranlagen werden dargestellt und ausgewertet. Dazu werden die zu- und abgeführten Wärmemengen gemessen. Die Funktionalität und Leistungsfähigkeit der Systeme werden so bewertet.

IV. Ausgangssituation: Wissenschaftlicher und technischer Stand

Zu Beginn dieses Kapitels werden die Funktionsprinzipien der eingesetzten Wärmepumpen- und Kältemaschinenteknologie erklärt. Die theoretischen Grundlagen zum internen Wärmepumpenkreislauf und dessen energetischer Bilanzierung werden zusammengetragen. Anschließend werden die Grundlagen zu Latentwärmespeichern dargestellt. Die mathematischen Gleichungen der relevanten Wärmeübertragungsvorgänge zwischen Latentwärmespeicher, Wärmequelle sowie Wärmesenke und dem internen Kreislauf der Wärmepumpe werden aufgeführt. Ein Fokus liegt auf der Wärmeübertragung während des Phasenwechsels, die für Wärmepumpen und Latentwärmespeicher relevant ist. Es folgt ein Überblick über Wärmepumpensysteme mit Wärmespeichern, der mit dem Vergleich von Systemen ohne Speicher, mit Wasserspeicher und mit Latentwärmespeicher beginnt. Anschließend wird die Marktsituation von Wärmepumpensystemen mit herkömmlichen Wärmespeichern und der Forschungsstand von Wärmepumpensystemen mit Latentwärmespeichern betrachtet. Das Kapitel schließt mit der Betrachtung von Algorithmen aus numerischen Verfahren und Methoden zur Lösung von Gleichungssystemen für die Modellierung wärmetechnischer Fragestellungen.

A Wärmepumpen und Kälteanlagen

Wärmepumpen ermöglichen die Nutzung von Wärmeenergien zu Heizzwecken, deren Temperaturniveau vor der Anhebung durch den Wärmepumpe zu niedrig ist. Auf diese Weise werden Umwelt- und Abwärme aufgewertet. Möglich wird diese Aufwertung durch Kältemittel, die bei diesen niedrigen Temperaturen durch Verdampfung große Wärmemengen aufnehmen können.

Der grundlegende Aufbau einer Wärmepumpe besteht aus zwei Wärmeübertragern, einem Kältemittelverdichter und einer Drossel. Diese Komponenten bilden einen Kreislauf, in dem das Kältemittel zirkuliert (Abb.7).

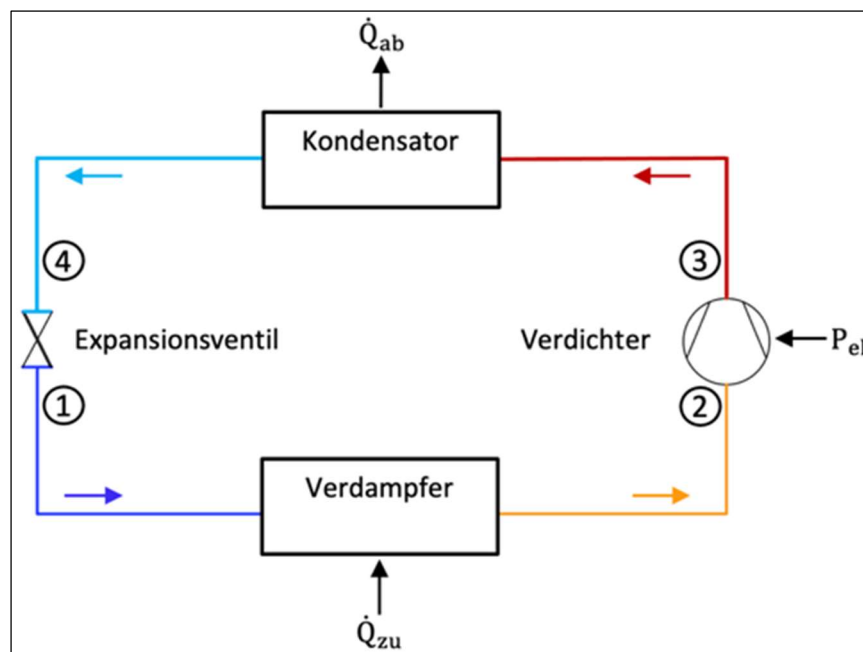


Abb.7: Kältemittelkreislauf einer Wärmepumpe mit elektrischer Antriebsenergie [12]

Der Kältemittelkreislauf weist zwei Druckniveaus auf. In einem der beiden Wärmeübertrager, dem Verdampfer, wird dem Kältemittel auf dem niedrigeren Druckniveau z.B. Umwelt- oder Abwärme zugeführt. Anschließend wird der Druck durch den meist elektrisch angetriebenen Verdichter auf das höhere Druckniveau angehoben. Mit Hilfe des zweiten Wärmeübertragers, dem Kondensator, wird Wärme vom Kältemittel an einen Heizkreis übertragen. Durch die Drossel, bzw. üblicherweise ein Expansionsventil, wird das Kältemittel wieder auf das niedrigere Druckniveau entspannt, um den Kältemittelkreislauf zu schließen. [13]

B Thermodynamischer Kreislauf einer Kompressionswärmepumpe

Im Wohngebäudebereich kommen in den meisten Fällen Kompressionswärmepumpen mit einem elektrisch angetriebenen Kältemittelverdichter zum Einsatz. Der Fokus dieser Arbeit liegt deshalb auf dieser Bauform.

Das Kältemittel durchläuft folgenden linksläufigen Kreisprozess [14]:

- 1 → 2: Verdampfung zur Wärmeaufnahme aus einer externen Quelle
- 2 → 3: Verdichtung vom Nieder- auf das Hochdruckniveau
- 3 → 4: Kondensation zur Wärmeabgabe an den Heizkreis
- 4 → 1: Expansion vom Hoch- auf das Niederdruckniveau

Von Zustandspunkt (ZP) 1 nach ZP 2 durchströmt das Kältemittel den Verdampfer. In diesem Bauteil wird dem Kältemittel Wärmeleistung aus einer externen Quelle (\dot{Q}_{zu}) auf dem niedrigeren Druckniveau zugeführt. Das Kältemittel wird verdampft, das heißt es geht vom flüssigen in den gasförmigen Zustand über. Die Temperatur, bei der diese Wärmeübertragung stattfindet, ist druckabhängig. Daher herrscht im Verdampfer die niedrigste Kältemitteltemperatur des Kreislaufes, die Verdampfungstemperatur des Kältemittels bei Verdampfungsdruck. Je niedriger der Druck, desto geringer ist diese Temperatur. Der Phasenwechsel des Kältemittels findet durch die isobare Wärmezufuhr bei gleichbleibender Temperatur statt.

Von ZP 2 nach ZP 3 wird der Druck des gasförmigen Kältemittels, des Sauggases, durch einen Kältemittelverdichter unter Aufnahme elektrischer Antriebsleistung (P_{el}) erhöht. Durch die polytrope Kompression steigen Druck und Temperatur des Kältemittels. Im Zustand 2 sollte das Kältemittel leicht überhitzt, in jedem Fall vollständig verdampft sein, damit kein flüssiges Kältemittel in den Verdichter gelangt. Zum einen wirkt sich eine nicht vollständige Verdampfung negativ auf die Effizienz der Wärmepumpe aus, was im weiteren Verlauf noch erläutert wird. Zum anderen können flüssige Anteile im Kältemittel die meisten Verdichter schädigen.

Von ZP 3 nach ZP 4 wird das Kältemittel im Kondensator enthitzt und verflüssigt, es wird vom überhitzten gasförmigen in den flüssigen Zustand zurückgeführt. Wärmeleistung (\dot{Q}_{ab}) wird während einer isobaren Wärmeabfuhr vom Kältemittel an einen Heizkreis übertragen. Das gasförmige, überhitzte Kältemittel wird zunächst sensibel bis zur druckabhängigen Phasenwechseltemperatur des Kältemittels abgekühlt. Anschließend findet der Phasenwechsel des Kältemittels bei Kondensationsdruck statt.

Von ZP 4 nach ZP 1 wird das Kältemittel von dem höheren Druckniveau des Kältemittelkreislaufes wieder auf das niedrigere Druckniveau entspannt. Durch die isenthalpe Expansion verdampft ein Teil des Kältemittels, bevor es dem Verdampfer zugeführt und der Kreislauf geschlossen wird.

Abb.8 zeigt einen Kreislauf des Kältemittels R32 in einem Temperatur-Entropie-Diagramm. Am Verdampferaustritt tritt eine leichte Überhitzung des Kältemittels auf, zwischen der Taulinie und dem ZP 2. Diese Überhitzung wird durch die Regelung des Expansionsventils eingestellt und schützt den Verdichter davor Flüssigkeit anzusaugen. Deutlich zu erkennen ist die isobare Wärmeübertragung im Kondensator zwischen den ZP 3 und 4. Von ZP 3 bis zur Taulinie findet die Heißgasenthitzung statt, anschließend folgt bis zum ZP 4 die Kondensation des Kältemittels bei gleichbleibender Kondensationstemperatur. An den eingetragenen Isenthalpen lässt sich das Verhältnis der Enthalpiedifferenzen von Enthitzung und Kondensation des Kältemittels ablesen, das dem Verhältnis der Wärmeleistungen beider Vorgänge entspricht.

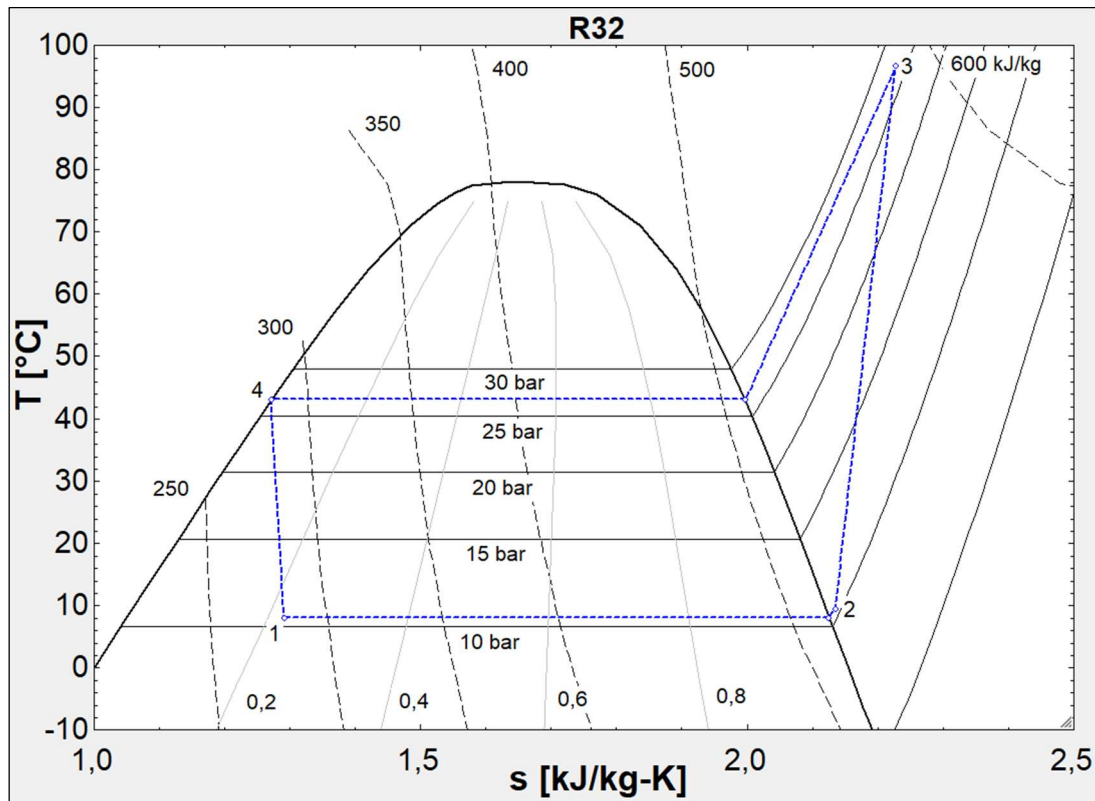


Abb.8: Temperatur-Entropie-Diagramm eines realitätsnahen Kreislaufs des Kältemittels R32

Beim gezeigten Kältemittelkreislauf beträgt der Anteil der Enthalpiedifferenz der Heißgasenthitzung ca. ein Fünftel der gesamten Enthalpiedifferenz. Die aus der Enthalpiedifferenz resultierende Wärmeleistung wird genutzt, um einen Heizwasserstrom aufzuwärmen. Bei einer Spreizung des Heizwassers von 10 K zwischen Rück- und Vorlauf würde die Heißgasenthitzung demnach einen Beitrag von ca. 2 K leisten. Der beschriebene Sachverhalt gilt für den als Beispiel gezeigten Kreislauf mit einer Druckdifferenz von ca. 15 bar zwischen Hoch- und Niederdruckniveau, einem Verdichterwirkungsgrad von ca. 65% und für das Kältemittel R32. Die Kondensationstemperatur stellt sich abhängig von den Wärmeübertragungsvorgängen innerhalb des Kondensators ein. Ihr Wert beträgt mindestens die Vorlauftemperatur vermindert um den Beitrag der Heißgasenthitzung des Kältemittels an der Erwärmung des Heizwassers. Je größer die Temperaturdifferenz zwischen Heizwasser und Kältemittel bei einsetzender Kondensation und gleichbleibendem Anteil an der Heizwassererwärmung durch die Heißgasenthitzung, desto höher stellt sich die Kondensationstemperatur ein.

Abb.9 zeigt das Schema des Druck-Enthalpie-Diagramms des zuvor beschriebenen Kältemittelkreislaufes und die schematische Darstellung der Temperaturen zur Verdeutlichung der Verhältnisse. Ebenfalls abgebildet sind die Temperaturen eines Heizwasserkreises, der durch die Aufnahme der Heizleistung aus dem Kältemittelkreis erwärmt wird.

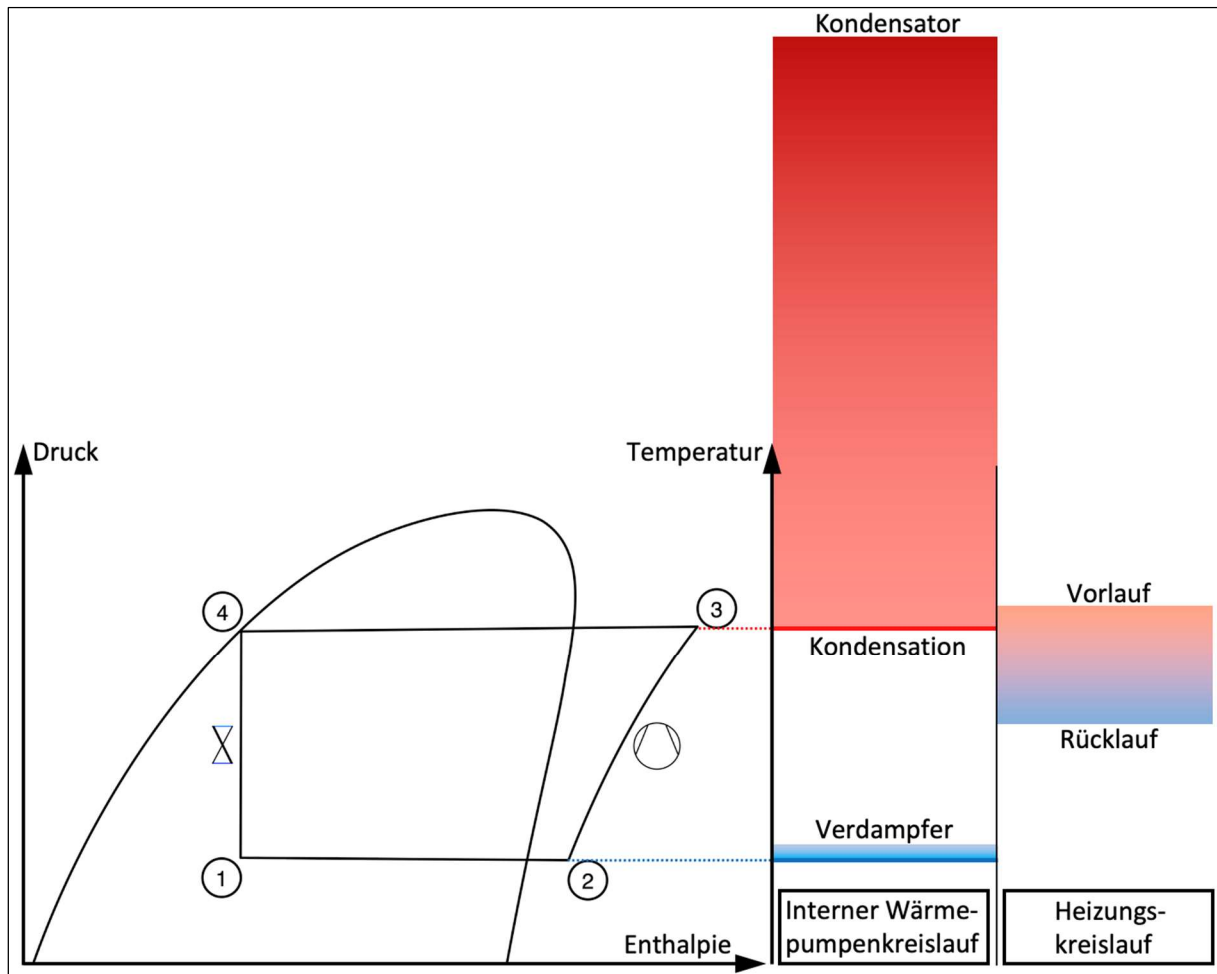


Abb.9: Druck-Enthalpie-Diagramm des Kältemittelkreislauf einer Wärmepumpe mit Verdeutlichung der Temperaturanteile der Heißgasenthitzung

In Abb.9 sind die beiden zuvor erläuterten Überhitzungen zu erkennen. Geht man von einer Erwärmung des Heizwassers von 10 K aus, beträgt die Überhitzung am Austritt des Verdampfers (ZP 2) ca. 2 K und die am Eintritt des Kondensators (ZP 3) ca. 50 K. Die Kondensationstemperatur liegt aufgrund der Heißgasenthitzung wie zuvor beschrieben unterhalb der Vorlauftemperatur des Heizwasserkreises. Diese Art der Abbildung wird im weiteren Verlauf mehrfach verwendet. Zur vereinfachten Darstellung wird die Temperaturdifferenz der Heißgasenthitzung verkleinert dargestellt, wie in Abb.10 zu sehen.

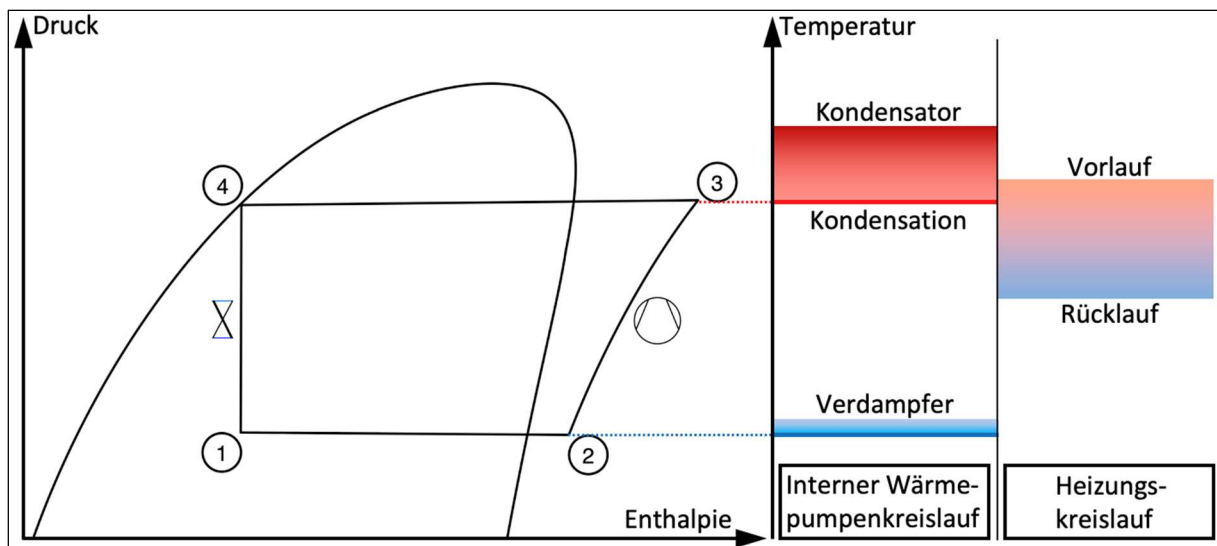


Abb.10: Druck-Enthalpie-Diagramm des Kältemittelkreislauf einer Wärmepumpe

Die Temperaturerhöhung im Heizwasserkreislauf durch die Heißgasenthitzung des Kältemittels im Kondensator hängt von den Betriebsbedingungen der Wärmepumpe ab, wie in Abb.11 verdeutlicht wird.

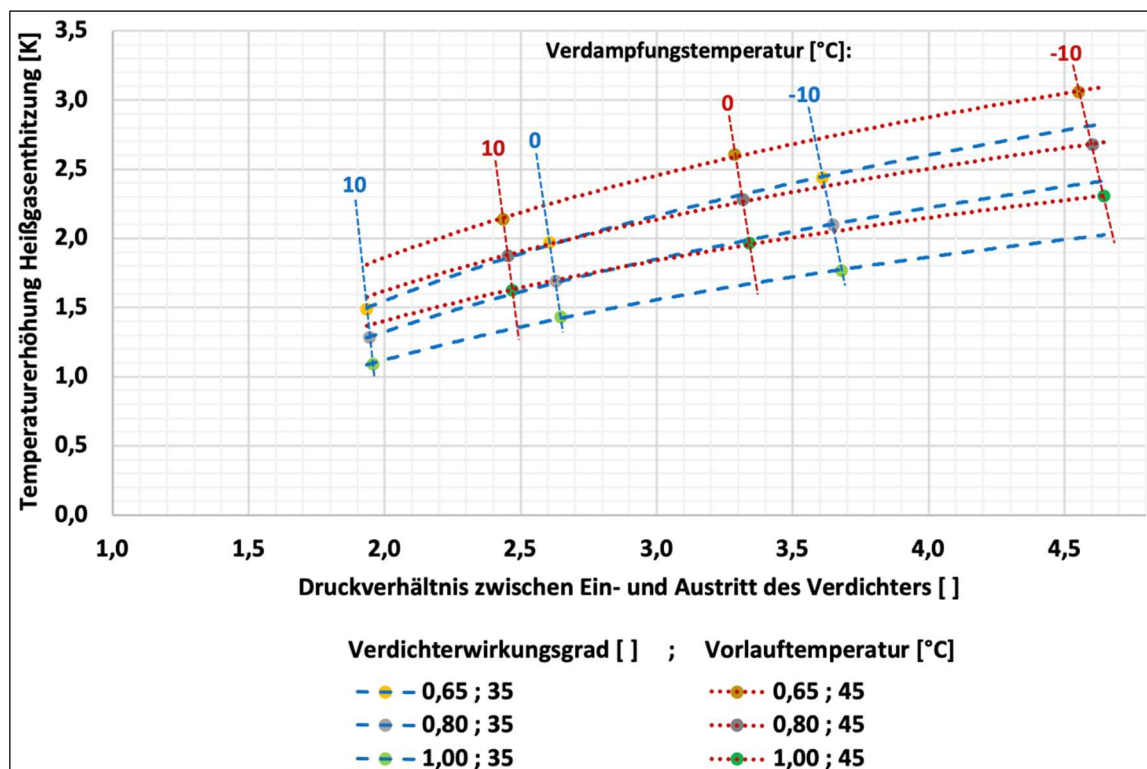


Abb.11: Temperaturerhöhung aus Heißgasenthitzung bei 10 K Spreizung im Heizwasserkreis in Abhängigkeit des Druckverhältnisses zwischen Ein- und Austritt des Verdichters beim Einsatz des Kältemittels R32

In der Grafik dargestellt ist die Temperaturerhöhung bei einer Spreizung des Heizwasserkreislaufes von 10°C beim Einsatz des Kältemittels R32. Das Druckverhältnis des Kältemittelkreislaufes, bestimmt durch Vorlauftemperatur und Soletemperaturen bzw. durch Kondensations- und Verdampfungstemperatur sowie der Wirkungsgrad des Verdichters beeinflussen den Anteil der Temperaturerhöhung durch die Heißgasenthitzung maßgeblich. Bei den für den Betrieb der Wärmepumpe günstigsten betrachteten Bedingungen (Verdampfung 10°C, Vorlauftemperatur 35°C, Wirkungsgrad Verdichter 100%) beträgt die

Temperaturerhöhung durch die Heißgasenthitzung ca. 1K. Bei den ungünstigsten betrachteten Bedingungen (Verdampfung -10°C , Vorlauftemperatur 45°C , Wirkungsgrad Verdichter 65%) beträgt die Temperaturerhöhung ca. 3K. Zwischen günstigsten und ungünstigsten Bedingungen liegt dem nach der Faktor 3.

C Einfluss des Kältemittels auf den Wärmepumpenkreislauf

Die Eckdaten eines Wärmepumpenkreislaufes wie z.B. Drucklagen und Anteil der Heißgasenthitzung an der Heizwassererwärmung hängen neben Bauart und Wirkungsgrad der Anlagenkomponenten maßgeblich von den thermodynamischen Eigenschaften des eingesetzten Kältemittels ab.

Die wesentlichsten Kriterien für die Auswahl eines Kältemittels sind [15;16]:

- Temperatur- und Druckniveaus der technischen Anwendung
- Dazu passende thermodynamische Eigenschaften des Kältemittels
- Damit verbundene, möglichst hohe Wirtschaftlichkeit
- Materialverträglichkeit zu den eingesetzten Werkstoffen
- Kompatibilität zu den Anlagenkomponenten
- Verträglichkeit mit Schmierstoffen und Ölen
- Einhaltung von Gesetzen und Richtlinien (besonders bezüglich Gefahrenpotential)

Letzterer Punkt führt dazu, dass sich die am gängigsten eingesetzten Kältemittel und deren Verfügbarkeit über die Zeit ändern und die Erforschung und Entwicklung von neuen Kältemitteln intensiviert wird. Immer schärfer werdende Gesetze und Verordnungen, wie z.B. die Verordnung über fluoriierte Treibhausgase (F-Gas-Verordnung) [17], erhöhen die Ansprüche an den Einsatz von Kältemitteln bezüglich:

- Gefährdung für Mensch und Natur
- Brennbarkeit
- Ozonabbaupotential
- Treibhauspotential / Global Warming Potential (GWP)

Resultierend aus den technischen und regulatorischen Ansprüchen wurden im Jahr 2022 vorwiegend nachfolgende Kältemittel in Wärmepumpenkreisläufen zur Wärmeversorgung von Wohngebäuden verwendet [18].

R134a

Weltweit konnte sich bereits seit mehreren Jahren technisch und wirtschaftlich das Einstoff-Kältemittel R134a als Nachfolger für die Kältemittel R12 und R22 etablieren. Die thermodynamischen und stofflichen Eigenschaften der Kältemittel sind relativ ähnlich. Zwar ist im Vergleich bei R134a die volumetrische Leistung geringer und es bestehen Einschränkungen bei tiefen Verdampfungstemperaturen, jedoch sind die Verdichtertemperaturen niedriger. Für den Einsatz in Wärmepumpenkreisläufen ist das positiv zu werten, sowohl bei der Betrachtung der Effizienz wie auch der technischen Anwendungsmöglichkeiten. Es findet bereits die Ablösung von R134a und noch verbliebenem R22 durch die nächste Generation von Kältemitteln statt.

R410A

Das Kältemittel R410A ist ein Gemisch aus Kältemitteln, dessen Zusammensetzung die gestellten Anforderungen besser erfüllt als seine Vorgänger. So ist etwa die volumetrische Leistung von R410A deutlich höher als von R22, auch wenn gleiches für die Drucklagen gilt. Darüber hinaus ermöglicht R410A hohe Wärmeübergangskoeffizienten in den Wärmeübertragern des Wärmepumpenkreislaufs. Ein Nachteil beim Einsatz von Kältemittelgemischen ist in der Regel, dass sie keine feste Phasenwechseltemperatur aufweisen, sondern stattdessen ein Temperaturbereich. Dieses Manko tritt bei R410A allerdings nicht auf, sodass es diesbezüglich mit Einstoff-Kältemitteln vergleichbar ist. Die erhöhten Druckniveaus bleiben somit der wesentlichste Nachteil.

R32

R32 ist ein Einstoff-Kältemittel, das als Komponente in zahlreichen Kältemittelgemischen auftritt. Die Brennbarkeit von R32 und die damit einhergehende Füllmengenbegrenzung schränken die Einsatzmöglichkeiten in Reinform bedeutend ein. Außerdem weist das Kältemittel in Relation zu R410A höhere Druckniveaus und Heißgastemperaturen auf. Durch die erheblichen Vorteile bezüglich thermodynamischer Eigenschaften, wie z.B. hohe Verdampfungsenthalpie und hohe volumetrische Leistung, sowie dem geringen GWP, hat sich R32 für den Einsatz in Wärmepumpensystem für Wohngebäude durchsetzen können. Das gilt auch zunehmend gegenüber R410A. Die Begründung lässt sich aus Abb.12 ableiten. Die Heißgas- bzw. Druckgastemperatur und Verflüssigungsdruck in Anlagenbetrieb mit R32 liegt zwar höher als mit R410A, die Kälteleistung jedoch ebenfalls, das bei geringerem Kältemittelmassenstrom. In Summe resultiert ein höherer COP beim Einsatz von R32.

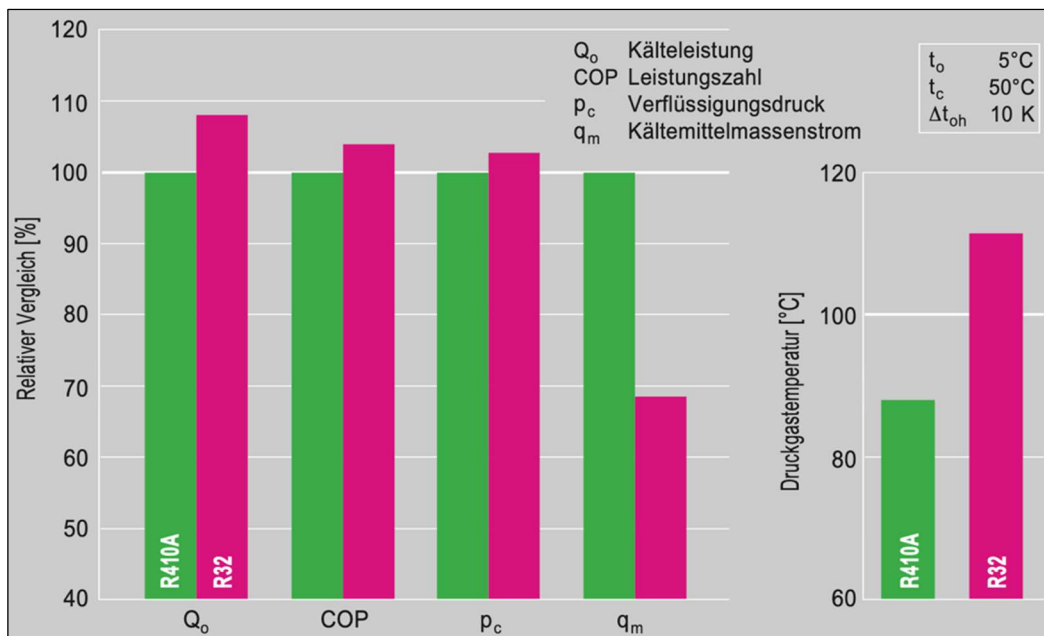


Abb.12: Vergleich von Betriebsdaten aus Wärmepumpenanlagen mit Scroll-Verdichtern betrieben mit den Kältemitteln R410A und R32 [18]

Der durch die schärfer werdenden Gesetze und Verordnungen ausgelöste Trend geht zum Einsatz natürlicher Kältemittel in Wärmepumpenkreisläufen. Natürliche Kältemittel kommen in der Natur vor, können jedoch auch synthetisch hergestellt oder aus technischen Prozessen gewonnen werden. Die Fluide bestehen aus Sauerstoff (O), Kohlenstoff (C), Stickstoff (N) sowie Wasserstoff (H) und bieten beim Einsatz als Kältemittel einige vorteilhafte Eigenschaften [16;19]:

- Wenn überhaupt, sehr geringe Treibhauseffekt- und Ozonabbaupotentiale
- In für die Anwendungen unerschöpflicher Menge verfügbar
- Unter anderem deshalb kostengünstig
- Hohe Energieeffizienz und volumetrische Kälte- und Wärmeleistung möglich
- Keinen Regulierungen durch die F-Gas-Verordnung [17]
- Fördermöglichkeiten bei der Umrüstung von fluorierten zu natürlichen Kältemitteln

Nachfolgend eine Übersicht über natürliche Kältemittel, die künftig in Wärmepumpensystemen zum Einsatz kommen könnten [18;20]:

R717 (Ammoniak / NH_3)

Ammoniak hat weder Ozonabbau- noch Treibhauspotential und ist äußerst preiswert. Durch hohe Verdampfungsenthalpien sind beim Einsatz von Ammoniak als Kältemittel in Wärmepumpenkreisläufen geringe Massenströme möglich. Jedoch ist die Heißgastemperatur deutlich höher als beim Einsatz der etablierten Kältemittel R410A oder R32. Auch die Materialverträglichkeit von NH_3 ist problematisch, z. B. tritt in Verbindung mit Kupfer Korrosion auf und es werden spezielle Dichtungen benötigt. Darüber hinaus ist Ammoniak toxisch und brennbar. Damit es auf breitem Anwendungsbereich als Kältemittel einsetzbar ist, darunter auch in Wärmepumpensystemen im kleinen und mittleren Leistungsbereich, benötigt es noch umfangreicher Forschungs- und Entwicklungsarbeit. Gemische mit Ammoniak könnten vielversprechend sein, so beispielsweise R723.

R290 (Propan / C_3H_8)

Das Kohlenwasserstoff Propan weist nur vernachlässigbares Ozonabbau- und Treibhauspotential auf. Die thermodynamischen Eigenschaften sind vergleichbar mit denen von R134a. Die Materialverträglichkeit ist unbedenklich. Mit dem Einsatz von R290 als Kältemittel besteht mittlerweile umfangreiche Erfahrung, auch bedingt durch umfangreiche Forschungsaktivitäten. Der Stoff ist jedoch leicht entflammbar und unterliegt somit einer strikten Füllmengenbegrenzung. Künftig mit Propan betriebene Wärmepumpensysteme müssen demnach mit sehr geringen Füllmengen auskommen und hohe Sicherheitsstandards erfüllen. Hohe Verdampfungsenthalpien ermöglichen geringe Massenströme, das kommt diesem Anspruch entgegen.

R1270 (Propylen / C_3H_6)

Das Kohlenwasserstoff Propylen ist Propan sehr ähnlich. Jedoch weist der Stoff im direkten Vergleich eine höhere volumetrische Leistung auf. Dem entgegen stehen erhöhte Werte bezüglich Druckniveaus und Heißgastemperatur.

R744 (Kohlenstoffdioxid / CO_2)

CO_2 hat kein Ozonabbaupotential und ein zu vernachlässigendes GWP. Der Stoff ist absolut materialverträglich, nicht brennbar und in den eingesetzten Mengen nicht toxisch. Außerdem ist es

kostengünstig und hat eine im Vergleich mit den bisher vorgestellten Kältemitteln eine sehr hohe volumetrische Leistung, somit geringe Massenströme. Ein erheblicher Nachteil sind die thermodynamischen Eigenschaften, besonders die hohen Druckniveaus, was für die Vielzahl an Wärmepumpensystemen nach aktuellem Stand der Technik transkritische Betriebsweise voraussetzen würde. Für neuartige Systeme, die transkritisch betrieben werden oder die Nachteile der subkritischen Eigenschaften von R744 durch z.B. mehrstufige Prozesse ausgleichen können, ist Kohlenstoffdioxid ein Kältemittel mit großem Potential.

R718 (Wasser / H₂O)

Wasser weist weder Ozonabbau- noch Treibhauspotential auf und ist nicht toxisch oder brennbar. Material und Umweltverträglichkeit sind absolut unbedenklich. Um Wasser als Kältemittel in Wärmepumpen nutzen zu können sind sehr geringe Drücke nahe Vakuum notwendig. Daraus resultierten eine äußerst geringe volumetrische Leistung und große Massenströme. So bietet sich der Einsatz von Turboverdichtern an. Wasser könnte für innovative Wärmepumpenanlagen ein geeignetes Kältemittel sein.

Welchen Einfluss die Auswahl des Kältemittels auf die Betriebsparameter von Wärmepumpen haben, wird an Abb.13 durch die Darstellung der Temperaturerhöhungen im Heizwasserkreislauf durch die Heißgasenthitzung der Kältemittel deutlich. In der Grafik dargestellt sind zwei Grenzfälle. Ein Fall für den Betrieb von Wärmepumpen relativ günstigen Bedingungen (blau) und ein Fall mit relativ ungünstigen Bedingungen (orange). Die Differenz der Temperaturerhöhungen zwischen R32 und R290 (Propan) weist Faktoren von 2 bis 2,6 auf. Den abgebildeten Verhältnissen zwischen den Werten beider betrachteten Grenzfälle (grau) ist zu entnehmen, dass die Temperaturverhältnisse zwischen den unterschiedlichen Betriebsfällen einer Wärmepumpe je nach Kältemittel unterschiedlich stark variieren können.

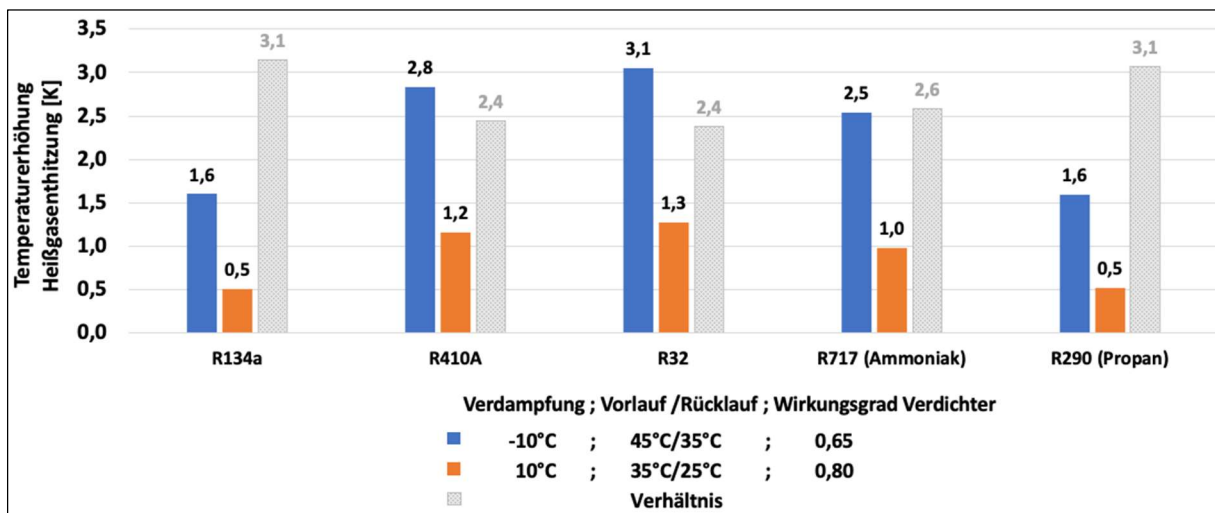


Abb.13: Temperaturerhöhung aus Heißgasenthitzung von Kältemitteln bei 10 K Spreizung im Heizwasserkreis

Zum Vergleich der untersuchten Kältemittel kann auch das Verhältnis der Temperaturerhöhung für die beiden untersuchten Betriebspunkte herangezogen werden: Je kleiner die Temperaturerhöhungen im Heizwasserkreislauf durch die Heißgasenthitzung, desto größer das Verhältnis zwischen den Werten der beiden betrachteten Grenzfälle (grau). Aus Abb.14 ist abzuleiten, dass trotz der starken Variation der

Temperaturerhöhungen durch die Heißgasenthitzung bei unterschiedlichen Kältemitteln die Arbeitszahlen deutlich geringere Abweichungen zeigen. Auch das Verhältnis der Arbeitszahlen beiden Grenzfälle (grau) weist für alle betrachteten Kältemittel einen nahezu konstanten Wert auf. Für die Auslegung und die Anwendung sind die Betriebsparameter dennoch von großer Bedeutung.

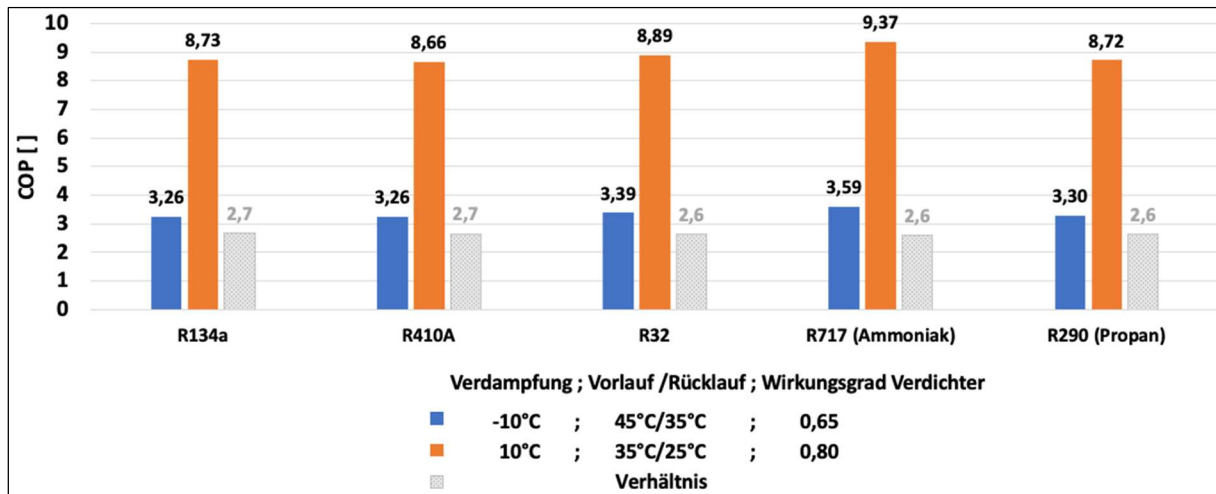


Abb.14: COP von Wärmepumpenkreisläufen mit den gängigsten Kältemitteln

D Bilanzierung des Wärmepumpenkreislaufs

Zur Bewertung der Güte und der Leistungsfähigkeit von Wärmepumpen werden Kennzahlen herangezogen. Anhand der in Abb.7 ersichtlichen zugeführten Wärmeleistung (\dot{Q}_{zu}) zur Verdampfung des Kältemittels, der dem Kältemittel zugeführten elektrischen Antriebsleistung (P_{el}) und der abgeführten Wärmeleistung (\dot{Q}_{ab}) zur Kondensation des Kältemittels, gilt für den Kältekreisprozess die Energiebilanz [13]:

$$\dot{Q}_{zu} + P_{el} = \dot{Q}_{ab} \quad (1)$$

Mit Hilfe der in Abb.10 dargestellten Enthalpiedifferenzen der einzelnen Zustandsänderungen des Kreisprozesses lassen sich für die in Gleichung (1) herangezogenen Leistungen Definitionen ableiten. Die der Wärmepumpe zugeführte Leistung ergibt sich aus dem zirkulierten Kältemittelmassenstrom (\dot{m}_{KM}) und der Differenz der Enthalpien (h) des Kältemittels zwischen den Zustandspunkten (ZP) 1 und 2, dem Ein- und Austritt des Verdampfers [21]:

$$\dot{Q}_{zu} = \dot{Q}_{12} = \dot{m}_{KM} * (h_2 - h_1) \quad (2)$$

Die dem Kreislauf zugeführte elektrische Antriebsleistung kann mit dem zirkulierten Kältemittelmassenstrom (\dot{m}_{KM}) und der Enthalpiedifferenz des Kältemittels zwischen den ZP 2 und 3 beschreiben werden, dem Ein- und Austritt des Verdichters [21]:

$$P_{el} = P_{23} = \dot{m}_{KM} * (h_3 - h_2) \quad (3)$$

Die für Heizzwecke im Kondensator übertragene, aus dem internen Wärmepumpenkreislauf abgeführte Wärmeleistung wird definiert durch den zirkulierten Kältemittelmassenstrom (\dot{m}_{KM}) und die Enthalpiedifferenz des Kältemittels zwischen den ZP 3 und 4, dem Ein- und Austritt des Kondensators [21]:

$$\dot{Q}_{ab} = \dot{Q}_{34} = \dot{m}_{KM} * (h_4 - h_3) \quad (4)$$

Eine maßgebliche Kennzahl zur Bewertung und zum Vergleich von Wärmepumpenprozessen ist die Arbeitszahl (Coefficient of performance; kurz: COP). Diese Kennzahl ist der Quotient aus der abgeführten Wärmeleistung (\dot{Q}_{ab}) und der aufgenommenen elektrischen Leistung (P_{el}). Das Verhältnis gibt die Effizienz der Wärmepumpe an [13]:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{ab}}{P_{el}} \quad (5)$$

E Wärmeübertragung in Verdampfer und Kondensator

Bei den Komponenten Verdampfer und Kondensator handelt es sich meistens um Gegenstromwärmeübertrager. Beim Gegenstromprinzip verlaufen die Medienströme, zwischen denen Wärme übertragen werden soll, in entgegengesetzter Richtung durch den Wärmeübertrager. Gemessen an der maximal übertragbaren Wärmeleistung zwischen diesen beiden Medienströmen erreichen Gegenstromwärmeübertrager im Vergleich mit Gleich- und Kreuzstromwärmeübertragern unter gleichen Betriebsbedingungen die höchste Effizienz [22]. Das wird bedingt dadurch, dass die mittlere Temperaturdifferenz zwischen den wärmeübertragenden Medien bei dieser Bauform bedingt durch die Strömungsführung am größten ist. Die Wärmeleistung von Wärmeübertragern kann mit Hilfe des Wärmedurchgangskoeffizient (k), der Übertragungsfläche (A) und der besagten mittleren Temperaturdifferenz zwischen den Fluiden während des Wärmeübertragungsprozesses (ΔT_m) bestimmt werden [23]:

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \Delta T_m \quad (6)$$

Der Wärmedurchgangskoeffizient (k) und die Übertragungsfläche (A) ergeben sich aus der Bauart des entsprechenden Wärmeübertragers. Bei konstanten Wärmekapazitätsströmen während des gesamten Wärmeübertragungsvorganges, beschrieben durch das mathematische Produkt aus Massenstrom (\dot{m}) und spezifischer Wärmekapazität (c_p) jedes Fluidstromes, wird die mittlere Temperaturdifferenz (ΔT_m) durch die logarithmischen Temperaturdifferenz (ΔT_{log}) ausgedrückt [10]. Andersfalls wird die innerhalb des Wärmeübertragers übertragene Wärmeleistung abschnittsweise ermittelt. Innerhalb jedem Berechnungsabschnitt soll die Bedingung konstanter Wärmekapazitätsströme eingehalten werden. Die logarithmische Temperaturdifferenz (ΔT_{log}) ist definiert durch die Temperaturdifferenzen der Wärmeträgermedien an den Ein- und Austritten der Wärmeübertrager. ΔT_{min} ist dabei die geringere und ΔT_{max} die größere der beiden Differenzen [23]:

$$\Delta T_{log} = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln \left(\frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}} \right)} \quad (7)$$

Die Temperaturverläufe von Kältemittel (KM) und dem Wärmeträgerfluid (WTF) während der Wärmeübertragung in einem als Gegenstromwärmeübertrager ausgeführten Verdampfers sind in Abb.15 abgebildet.

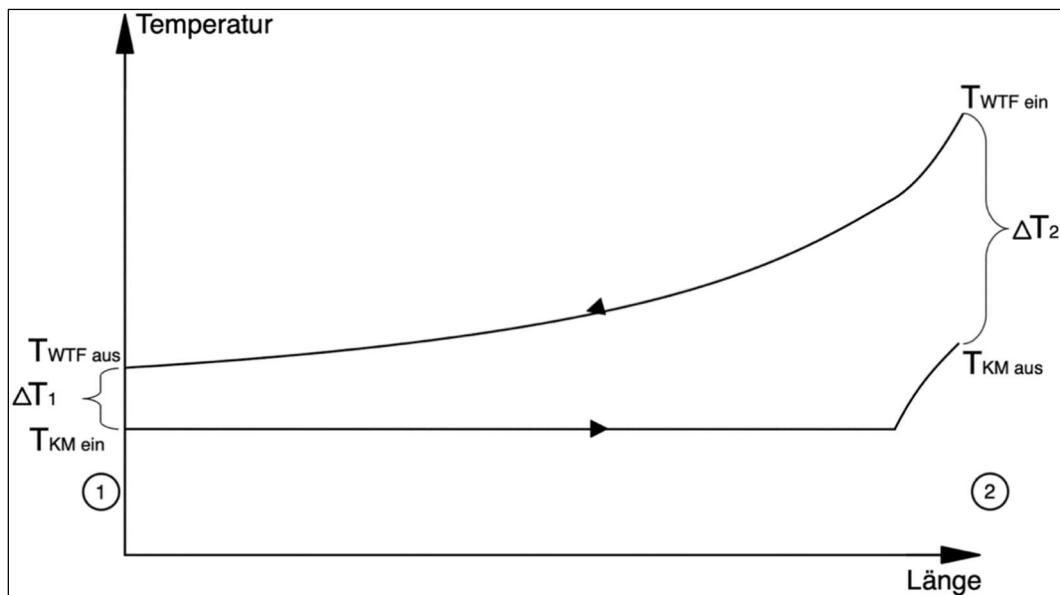


Abb.15: Temperaturverläufe während der Wärmeübertragung im Verdampfer einer Wärmepumpe

ΔT_1 stellt in diesem Fall ΔT_{\min} dar, ΔT_2 somit ΔT_{\max} . Tritt das Kältemittel ohne Überhitzung aus dem Verdampfer aus, das bedeutet mit Verdampfungstemperatur, sind die Kältemitteltemperaturen am Eintritt ($T_{\text{KM ein}}$) und Austritt ($T_{\text{KM aus}}$) des Verdampfers gleich. Die logarithmischen Temperaturdifferenz kann in diesem Fall über die gesamte Länge des Verdampfers bestimmt werden. Wird das Kältemittel nach abgeschlossenem Phasenwechsel überhitzt, steigt die Austrittstemperatur des Kältemittels aus dem Verdampfer über die Phasenwechseltemperatur an. Daraus resultiert eine abrupte Änderung der Steigung in der Temperaturkurve, wie in Abb.15 dargestellt. Findet eine Kältemittelüberhitzung durch den Verdampfer statt, sollte die Wärmeübertragung mindestens zweiteilig berechnet werden. So werden Abweichungen in der logarithmischen Temperaturdifferenz vermieden, die zu Verfälschungen der Ergebnisse führen.

Abb.16 zeigt die Temperaturverläufe eines als Gegenstromwärmeübertrager ausgeführten Kondensators. Nach dem Eintritt des Kältemittels (KM) in den Kondensator im Zustand von überhitztem Heißgas wird es zunächst von der Eintrittstemperatur ($T_{\text{KM ein}}$) auf die Kondensationstemperatur abgekühlt. Anschließend wird der Phasenwechsel vollzogen und das Kältemittel je nach Bauart der Wärmepumpe leicht unterkühlt. Der Wärmeübertragungsprozess sollte deshalb mindestens zweiteilig berechnet werden, da die Heißgasenthitzung in der Regel immer stattfindet. Für die Bestimmung der logarithmischen Temperaturdifferenz (ΔT_{\log}) zur Enthitzung des Kältemittels ist ΔT_z die kleinere Temperaturdifferenz (ΔT_{\min}) und ΔT_3 die Größere (ΔT_{\max}). Zur Kondensation des Kältemittels ist so ebenfalls ΔT_z die kleinere Temperaturdifferenz (ΔT_{\min}) und ΔT_4 die Größere (ΔT_{\max}). Tritt eine nicht zu vernachlässigende Unterkühlung am Kondensatoraustritt ein, sollte die Berechnung mindestens dreiteilig durchgeführt werden.

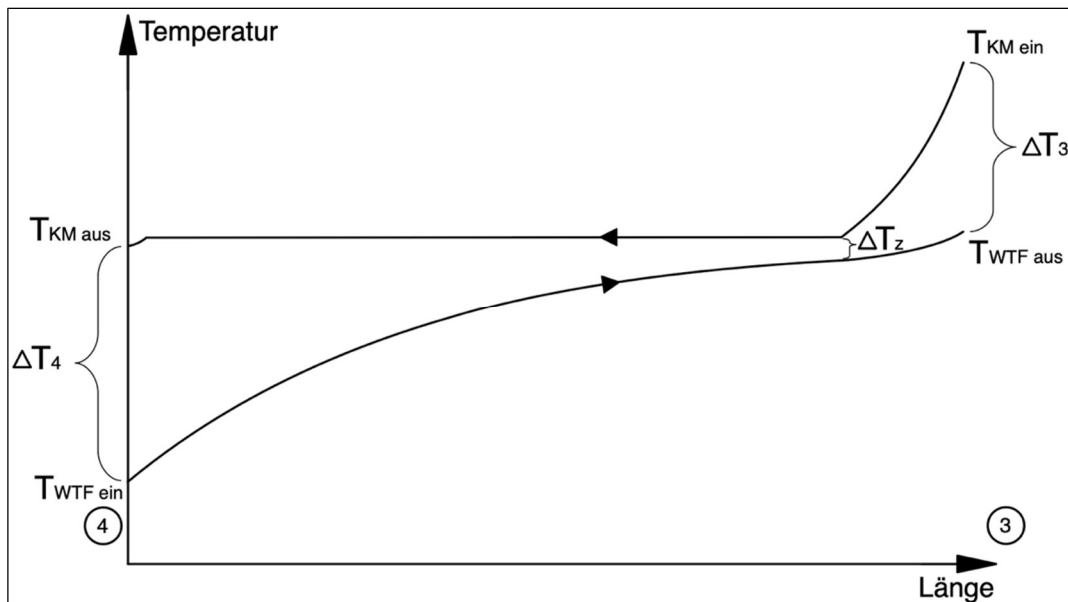


Abb.16: Temperaturverläufe während der Wärmeübertragung im Kondensator einer Wärmepumpe

Auf der Seite des Wärmeträgerfluids (WTF) wird im Verdampfer meist Sole, Wasser, Außen- oder Abluft eingesetzt. Im Kondensator kommt meist Heizungswasser oder Raumluft zum Einsatz. Diese Wärmeträgerfluide werden sensibel erwärmt. Die entsprechende Wärmeleistung lässt sich mit dem Massenstrom des Wärmeträgerfluides (\dot{m}_{WTF}), dessen spezifischer Wärmekapazität (c_p) sowie der Austrittstemperatur ($T_{\text{WTF aus}}$) und der Eintrittstemperatur ($T_{\text{WTF ein}}$) beschreiben. Das sich ergebende Vorzeichen zeigt an, ob es sich um zugeführte Wärmeleistung (\dot{Q}_{zu}) im Verdampfer (Vorzeichen negativ) oder abgeführte Wärmeleistung (\dot{Q}_{ab}) im Kondensator (Vorzeichen positiv) handelt [21]:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{\text{WTF}} \cdot c_p \cdot (T_{\text{WTF aus}} - T_{\text{WTF ein}}) \quad (8)$$

F Latentwärmespeicher

Latentwärmespeicher bilden eine der drei Untergruppen von Wärmespeichern (Abb.17), neben den sensiblen und den thermochemischen Speichern.

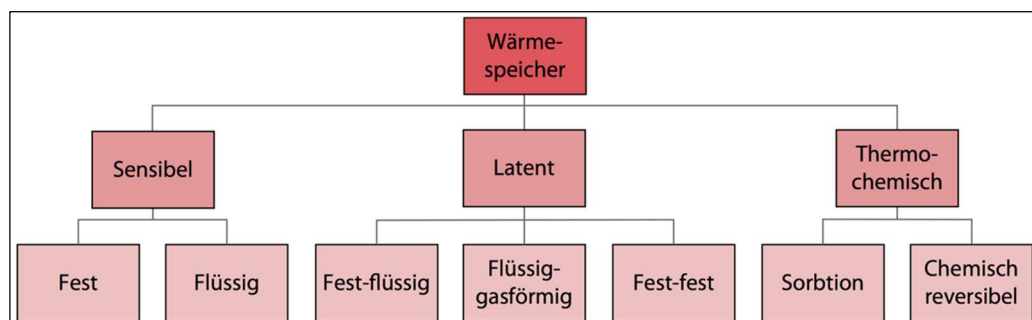


Abb.17: Übersicht Klassifizierung von thermischen Speichern [24]

Latentwärmespeicher nutzen zur Wärmeübertragung den Phasenwechsel von Stoffen, deshalb werden die eingesetzten Speichermaterialien als Phasenwechselmaterial bezeichnet (Phase change material; kurz: PCM). Die Änderung des Aggregatzustandes findet bei konstanter Temperatur statt, weshalb von latenter, nicht fühlbarer Wärmeübertragung gesprochen wird. Wärmeübertragungsvorgänge, bei der sich die Temperatur eines Stoffes verändert, werden als sensibel bzw. fühlbar bezeichnet. Die latenten und sensiblen Wärme- bzw. Enthalpieanteile über den Temperaturverlauf eines Stoffes sind in Abb.18

abgebildet. Latente Anteile sind bei der Aggregatzustandsänderung von fest nach flüssig und von flüssig nach fest zu finden. Der bei Latentwärmespeichern vorwiegend genutzte latente Anteil von fest nach flüssig ist zwar der kleinere, jedoch ist die Änderung der Dichte wesentlich geringer. Die damit verbundene Differenz der Volumina spielt bei der technischen Umsetzung von Latentwärmespeichern eine wesentliche Rolle. Bei drucklosen Speichern muss die Volumendifferenz vorgehalten werden. Bei Druckspeichern ist die Druckeränderung innerhalb des Speichers bedingt durch die Volumenänderung kleiner, je geringer diese Differenz ausfällt.

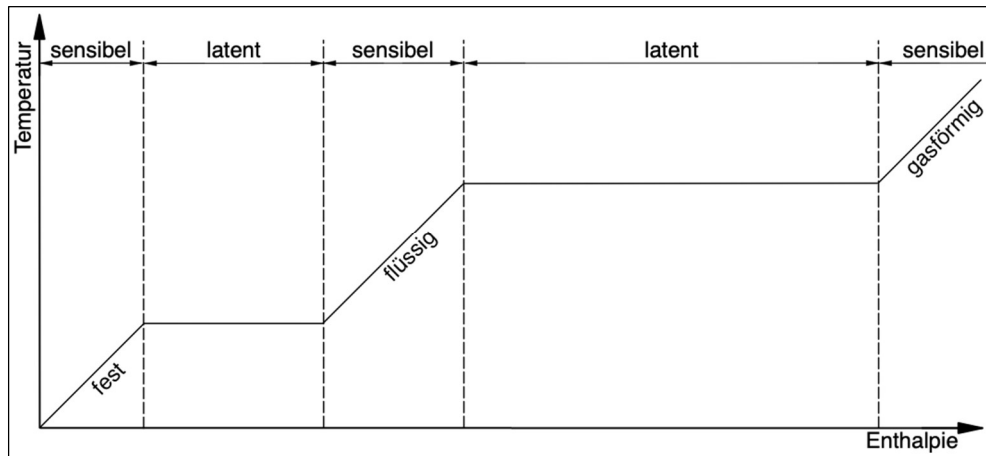


Abb.18: Latente und sensible Enthalpieanteile über den Temperaturverlauf eines Stoffes

G Temperaturen und Enthalpiedifferenzen während des Phasenwechsel

Phasenwechselmaterialien weisen im Bereich ihrer Phasenwechseltemperatur zwischen festem und flüssigem Zustand hohe Wärmedichten auf, weshalb sie als Speichermaterialien besonders gut geeignet sind.

Abb.19 veranschaulicht den Vergleich von latenter Wärmeaufnahme beim Schmelzen von PCM und von sensibler Wärmeaufnahme beim Erwärmen von flüssigem Wasser. Wie im weiteren Verlauf noch deutlich wird, ist das gängigste Medium von Wärmespeichern nach aktuellem Stand der Technik Wasser. Die Phasenwechsel von Wasser sind zur Speicherung von Wärme zur Versorgung von Wohngebäuden nicht ohne weiteren technischen Aufwand nutzbar. Der Wechsel von fest nach flüssig läuft beim Druck von einem Bar mit der Schmelztemperatur von 0°C ab, zu niedrig für die direkte Nutzung in einem Heizsystem. Der Wechsel beim Druck von einem Bar von flüssig nach gasförmig findet mit der Verdampfungstemperatur von 100°C statt, zu hoch für die direkte Nutzung in einem Heizsystem. Zu Zwecken der Raumheizung werden Temperaturen zwischen 30°C bis 70°C benötigt.

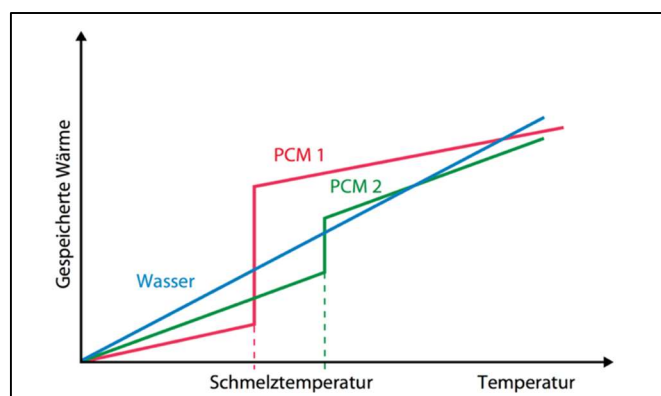


Abb.19: Enthalpie-Temperatur-Diagramm von Wasser im sensiblen Wärmebereich und PCM [24]

Beim Aufheizen (Schmelzen) und Abkühlen (Erstarren) weisen die meisten Phasenwechselmaterialien eine Verteilung der für den Phasenwechsel notwendigen Enthalpiemengen auf einen Temperaturbereich auf. In der Regel ist der Temperaturbereich des Schmelzens etwas wärmer als der des Erstarrens. In Abb.20 ist beispielhaft ein PCM mit diesen Merkmalen abgebildet.

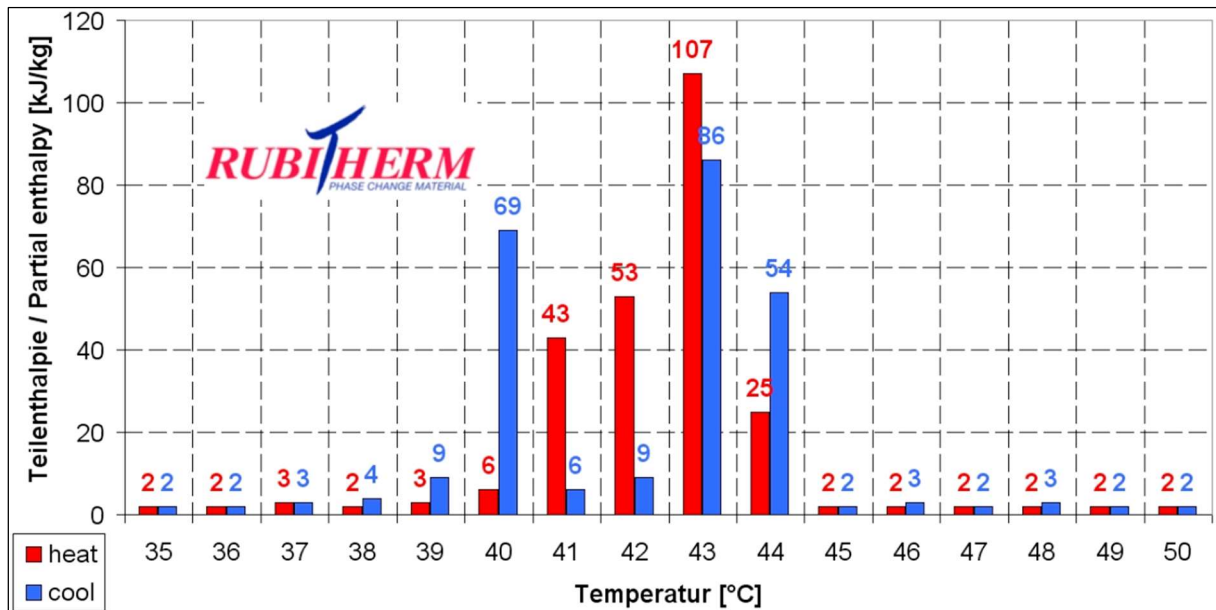


Abb.20: Verteilung der Enthalpiemengen des Phasenwechsels eines PCM auf den Temperaturbereich [25]

Auf dem Gebiet der Entwicklung neuer PCM wird intensiv geforscht. Schwerpunkte liegen dabei auf der Kostensenkung, der Umweltverträglichkeit und der Erhöhung der nutzbaren Enthalpiedifferenz. Außerdem werden PCM immer phasen- und temperaturstabiler. Der Bereich der anwendbaren Temperaturen wächst stetig. [26-28]

H Wärmeübertragungsvorgänge im Latentwärmespeicher

Der Wärmeübertrager des Latentwärmespeichers der im weiteren Verlauf noch näher erläuterten Versuchsanlage wird als Rohrbündelwärmeübertrager ausgeführt. Der Fokus liegt im Folgenden deshalb auf den Wärmeübertragungsvorgängen dieser Bauart.

Bei der Integration des Latentwärmespeichers in den internen Wärmepumpenkreislauf werden die Rohre des Wärmeübertragers mit Kältemittel durchflossen und es findet eine direkte Wärmeübertragung mit dem Speichermaterial statt. Die Wärmeleistung des Rohrbündelwärmeübertrages ergibt sich demnach aus dem Wärmedurchgangskoeffizienten (k), der Übertragungsfläche (A) und der mittleren Temperaturdifferenz zwischen Kältemittel und PCM ($\Delta T_{m \text{ KM PCM}}$) [21a]:

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \Delta T_{m \text{ KM PCM}} \quad (9)$$

Für die mittlere Temperaturdifferenz ($\Delta T_{m \text{ KM PCM}}$) kann die bereits im bisherigen Verlauf erläuterte logarithmische Temperaturdifferenz (ΔT_{\log}) angewendet werden. Für den Fall, dass im gesamten betrachteten Abschnitt über die gesamte Betrachtungszeit der Wärmeübertragung sich sowohl Kältemittel als auch PCM im Phasenwechselvorgang befinden, kann die Differenz der beiden Phasenwechseltemperaturen (T_{PC}) herangezogen werden. Das Vorzeichen gibt die Wärmeflussrichtung an:

$$\Delta T_{m \text{ KM PCM}} = T_{PC \text{ KM}} - T_{PC \text{ PCM}} \quad (10)$$

Der Kehrwert des Produktes aus $k \cdot A$ bildet den Wärmedurchgangswiderstand (R). Diesen in die Wärmeleistungsformel (8) eingesetzt ergibt [21b]:

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T_{m \text{ KM PCM}}}{R} \quad (11)$$

Der Wärmedurchgangswiderstand (R) ergibt sich aus der Summe aller Wärmewiderstände, die der Wärmestrom zwischen den beiden Wärme übertragenden Medien überwinden muss. In der nachfolgenden Gleichung (11) steht α_i für den inneren Wärmeübergangskoeffizient, α_a für den äußeren Wärmeübergangskoeffizient, λ für die Wärmeleitfähigkeit der entsprechenden vom Wärmestrom zu durchdringenden Materialschicht, δ für die Stärke der entsprechenden Materialschicht und A für jeweils deren mittlere Fläche [21b]:

$$R = \frac{1}{k \cdot A} = \frac{1}{\alpha_i \cdot A_i} + \sum \frac{\delta}{\lambda \cdot A_\delta} + \frac{1}{\alpha_a \cdot A_a} \quad (12)$$

Abb.21 zeigt den Temperaturverlauf während einer Wärmeübertragung zwischen Kältemittel und PCM, welche sich beide im Phasenwechsel befinden. Nachdem der Phasenwechsel des PCM begonnen hat, bildet sich radial von der Rohrwandung ausgehend eine Schicht, die den Phasenwechsel bereits vollzogen hat. Beim Beladen des Latentwärmespeichers ändert sich die Phase von fest nach flüssig, wodurch die flüssige Schicht wächst. Beim Entladen des Latentwärmespeichers ändert sich die Phase von flüssig nach fest. Daraus resultiert eine wachsende feste bzw. erstarrende Schicht. Letzter Sachverhalt ist beispielhaft dargestellt. Abgebildet wird dort der Wärmeübertragungsvorgang von einem PCM auf ein Wärmeträgerfluid über zwei zu durchdringende Schichten, die einen thermischen Widerstand darstellen. Ausgehend vom Wärmeträgerfluid handelt es sich bei den Schichten um die Rohrwandung und das durch den Wärmeentzug bereits erstarrte PCM.

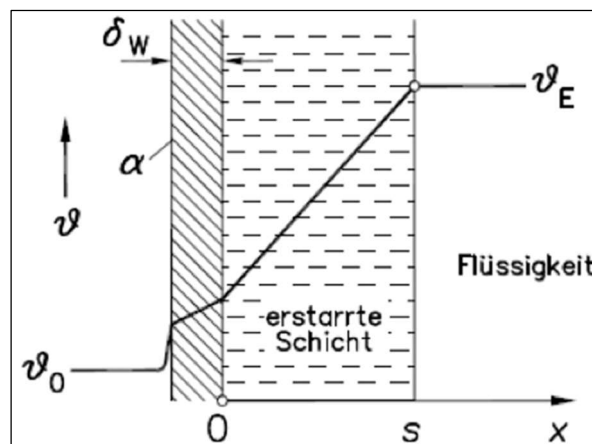


Abb.21: Temperaturverlauf eines Wärmestromes beim Übergang zwischen zwei Medien im Phasenwechsel [29]

Die Stärke δ_w der Rohrwand bleibt über den gesamten Wärmeübertragungsvorgang konstant und stellt so einen konstanten Wärmewiderstand dar. Die Stärke der erstarrenden Schicht PCM (s) wächst über den zeitlichen Verlauf des Wärmeübertragungsvorgang an. Deshalb steigt der thermische Widerstand dieser Schicht. Über die Anordnung aufgetragen ist der stetig steigende Temperaturverlauf vom Wärmeträgerfluid mit der Temperatur ϑ_0 bis zum flüssigen PCM mit der Temperatur ϑ_E . Der Verlauf resultiert aus den thermischen Widerständen und dem Wärmeübergang von Rohrwand auf das Wärmeträgerfluid.

Für ein rundes Rohr und einer Wärmeübertragung zwischen Kältemittel und PCM, die sich beide im Phasenwechsel befinden, ergibt sich für die betrachtete Rohrlänge (L) sowie für den inneren und äußeren Durchmesser (d) des Rohres folgende Beziehung zur Bestimmung der Wärmeleistung:

$$\dot{Q} = \frac{\pi \cdot L \cdot (T_{\text{PCM}} - T_{\text{WTF}})}{\left(\frac{1}{\alpha_i \cdot d_i} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_w} \cdot \ln \frac{d_a}{d_i} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_{\text{PCM}}} \cdot \ln \frac{(d_a + s_{\text{PCM}})}{d_a} \right)} \quad (13)$$

I Wärmepumpensysteme mit Wärmespeichern

Durch den Einsatz von thermischen Speichern können Heizungssystemen wie Wärmepumpen flexibel betrieben werden. Bedarf und Bereitstellung von thermischer Energie werden durch den Speichereinsatz zeitlich entkoppelt und so Lastverschiebung ermöglicht. Diese Verschiebung ist notwendig zur Steigerung von Energieanteilen aus volatilen, regenerativen Energiequellen. Außerdem können Wärmepumpen mit Hilfe der durch Speicher gewonnenen Flexibilität Lastspitzen im elektrischen Versorgungsnetz durch antizyklischen Betrieb mindern oder vermeiden. Dazu nehmen die Wärmepumpen durch volatile Leistungsbereitstellung verursachte Lastspitzen auf. Durch die Wärmepumpen selbst verursachte Lastspitzen können in Zeiten geringer elektrischer Last geschoben und durch gestreckten Betrieb mit geringerer Leistung verringert werden.

Durch Anpassung der Anlagensteuerung können mit Speichern ausgestattete Wärmepumpen betrieben werden, wenn die äußeren Rahmenbedingungen günstig sind. Beispielsweise kann an sonnigen Tagen in einer Übergangszeit, in der bei fallender Temperatur am Abend eine Heizlast anfällt, die Laufzeit einer Wärmepumpe vom kälteren Abend in den wärmeren Mittag verschoben werden. Dann ermöglichen die Wetterbedingungen eine höhere Effizienz. So kann durch die Lastverschiebung mit Hilfe des Speichers Energie eingespart werden.

Ein weiterer Aspekt für den Einsatz von Wärmespeichern in Wärmepumpen ist die Erhöhung von Effizienz und Lebensdauer der Geräte durch die Begrenzung des taktenden Betriebes. Im Vergleich zu Wärmepumpensystemen ohne Speicher kann die Anzahl der zusammenhängenden Laufzeiten durch die Einbindung eines Speichers deutlich reduziert und deren Dauer verlängert werden, was schonend auf die Systemkomponenten wirkt.

Unter der Nutzung der aufgeführten Effekte ist eine wirtschaftliche Darstellung von Wärmepumpensystemen mit Wärmespeichern in Relation zu Systemen ohne Speicher möglich. Ausgehend von einem Wärmespeicher mit einer Speicherkapazität (Kap_{aws}) von 10 kWh und einer durchschnittlichen Jahresarbeitszahl einer Wärmepumpe (JAZ) zur Bereitstellung von Heizenergie von 2,5 bis 5,0 [30], ergeben sich die zur Beladung des Wärmespeichers benötigten elektrischen Energiemengen (E_{el}) aus Tab.1. Berechnet werden diese Energiemengen mit der Beziehung:

$$E_{\text{el}} = \frac{Kap_{\text{aws}}}{JAZ} \quad (14)$$

JAZ	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0
E_{el}	4,0 kWh	3,3 kWh	2,9 kWh	2,5 kWh	2,2 kWh	2,0 kWh

Tab.1: Energiemengen (E_{el}) Beladung Wärmespeicher (10 kWh) anhängig von Jahresarbeitszahl WP (JAZ)

Bei einem Strompreis (K_{el}) zwischen 15 und 90 Cent pro kWh und einer Einspeisevergütung für Strom aus Photovoltaikanlagen (V_{pv}) zwischen 5,5 und 13 Cent pro kWh, ergeben sich die in Tab.2 und Abb.22 aufgeführten Preisdifferenzen, wenn eigen generierter Photovoltaikstrom in den Wärmespeicher eingebracht wird. Dabei gilt die Annahme, dass bei der Wärmespeicherung keine Verluste auftreten.

$K_{el} - V_{pv}$, alle Werte in €/kWh						
V_{pv}	0,055	0,070	0,085	0,100	0,115	0,130
0,15	0,095	0,080	0,065	0,050	0,035	0,020
0,30	0,245	0,230	0,215	0,200	0,185	0,170
0,45	0,395	0,380	0,365	0,350	0,335	0,320
0,60	0,545	0,530	0,515	0,500	0,485	0,470
0,75	0,695	0,680	0,665	0,650	0,635	0,620
0,90	0,845	0,830	0,815	0,800	0,785	0,770

Tab.2: Preisdifferenzen resultierend aus Stromkosten und Einspeisevergütung für Photovoltaik (PV)

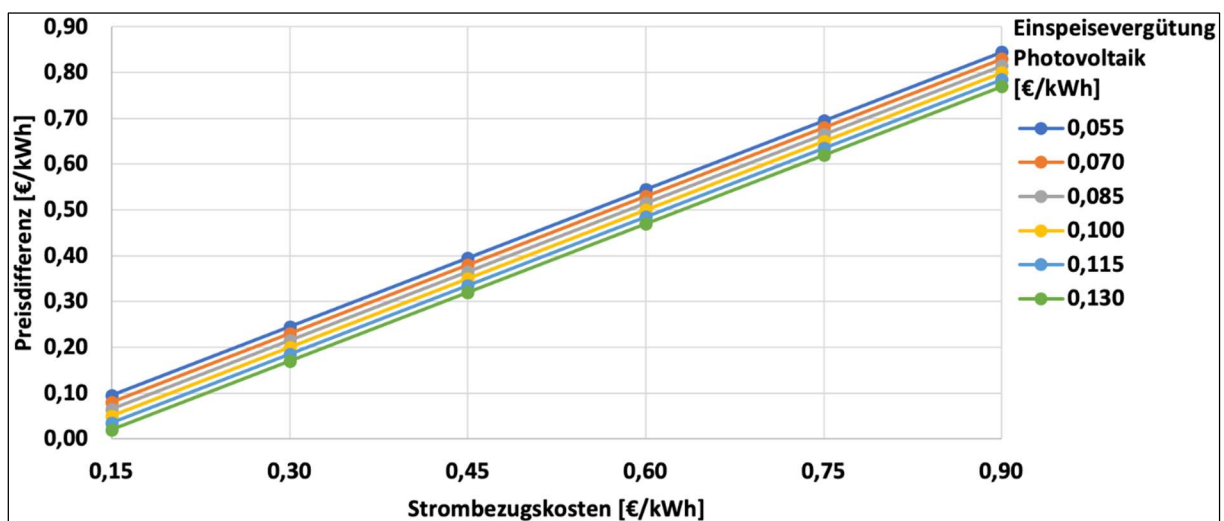


Abb.22: Preisdifferenzen resultierend aus Stromkosten und Einspeisevergütung für Photovoltaik (PV)

Pro Speicherladung mit eigen generiertem Photovoltaikstrom folgen die in Tab.3 und Abb.23 ersichtlichen finanziellen Einsparungen ($K_{spar/Ladung}$), ermittelt mit:

$$K_{spar/Ladung} = E_{el} \cdot (K_{el} - V_{pv}) \quad (15)$$

JAZ	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0
E_{el}	4,0 kWh	3,3 kWh	2,9 kWh	2,5 kWh	2,2 kWh	2,0 kWh
$K_{el} - V_{pv}$	0,020 €/kWh	0,07 €	0,06 €	0,05 €	0,04 €	0,04 €
	0,185 €/kWh	0,74 €	0,53 €	0,46 €	0,41 €	0,37 €
	0,365 €/kWh	1,46 €	1,04 €	0,91 €	0,81 €	0,73 €
	0,530 €/kWh	2,12 €	1,51 €	1,33 €	1,18 €	1,06 €
	0,680 €/kWh	2,72 €	1,94 €	1,70 €	1,51 €	1,36 €
	0,845 €/kWh	3,38 €	2,41 €	2,11 €	1,88 €	1,69 €

Tab.3: Finanzielle Einsparungen ($K_{spar/Ladung}$) abhängig von Strompreis (K_{el}) und Einspeisevergütung PV (V_{pv})

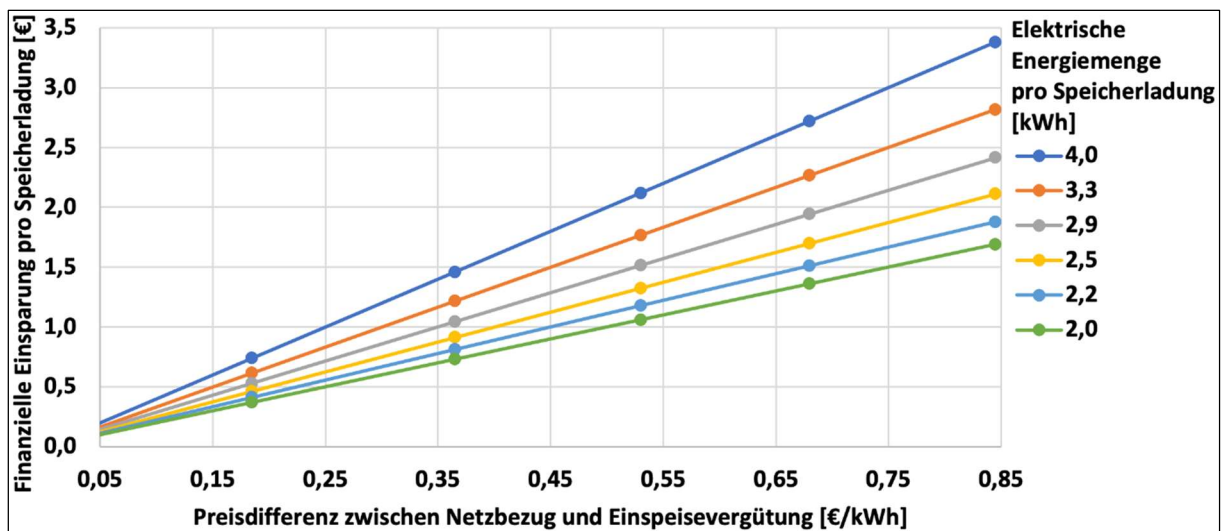


Abb.23: Finanzielle Einsparungen abhängig von Preisdifferenz Netzbezug zu Einspeisung

Bei der Annahme, dass pro Jahr zwischen 125 und 250 Speicherladungen ($Ladungen_{WS}$) mit eigenem generiertem Photovoltaikstrom möglich sind, die bei direkter Wärmeversorgung ohne Speicher mit Netzstrom geleistet werden müssten, lassen sich jährliche Ersparnisse (Tab.4 und Abb.24) durch den Einsatz des Wärmespeichers ($K_{spar/Jahr}$) berechnen:

$$K_{spar/Jahr} = K_{spar/Ladung} \cdot Ladungen_{WS} \quad (16)$$

$Ladungen_{WS}$ $K_{spar/Ladungen}$	30	60	90	120	150	180
0,04 €	1 €	2 €	4 €	5 €	6 €	7 €
0,60 €	18 €	36 €	54 €	72 €	90 €	107 €
1,04 €	31 €	62 €	94 €	125 €	156 €	187 €
1,70 €	51 €	102 €	153 €	204 €	255 €	306 €
2,25 €	68 €	135 €	203 €	270 €	338 €	405 €
2,80 €	84 €	168 €	252 €	336 €	420 €	504 €
3,38 €	101 €	203 €	304 €	406 €	507 €	608 €

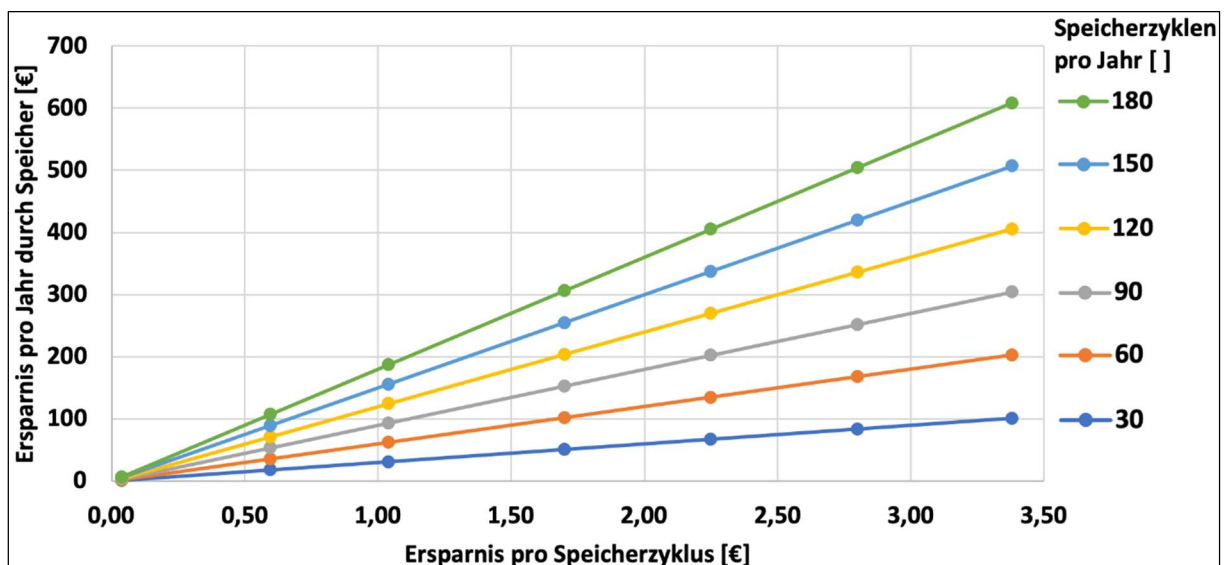
Tab.4: Jährliche Ersparnisse ($K_{spar/Jahr}$) durch Wärmespeicher abhängig von Speicherladungen ($Ladungen_{WS}$)


Abb.24: Jährliche Ersparnisse durch Wärmespeicher abhängig von Speicherladungen pro Jahr

Bei 1500 € Investitionskosten (K_{Invest}) für einen Wärmespeicher mit 1000 Liter Inhalt [31], der bei ca. 9 Kelvin Temperaturspreizung die angenommenen 10 kWh Speicherkapazität aufweist, ergeben sich die Amortisationszeiten ($t_{\text{Amortisation}}$) aus Tab.5/Abb.25. Dabei gilt:

$$t_{\text{Amortisation}} = \frac{K_{\text{Invest}}}{K_{\text{spar/Jahr}}} \quad (17)$$

$K_{\text{spar/Jahr}}$	1 €	94 €	225 €	350 €	485 €	608 €
Amortisation	1500,0 Jahre	16,0 Jahre	6,7 Jahre	4,3 Jahre	3,1 Jahre	2,5 Jahre

Tab.5: Amortisationszeiten ($t_{\text{Amortisation}}$) abhängig von der jährlichen Ersparnis ($K_{\text{spar/Jahr}}$) durch den Speicher

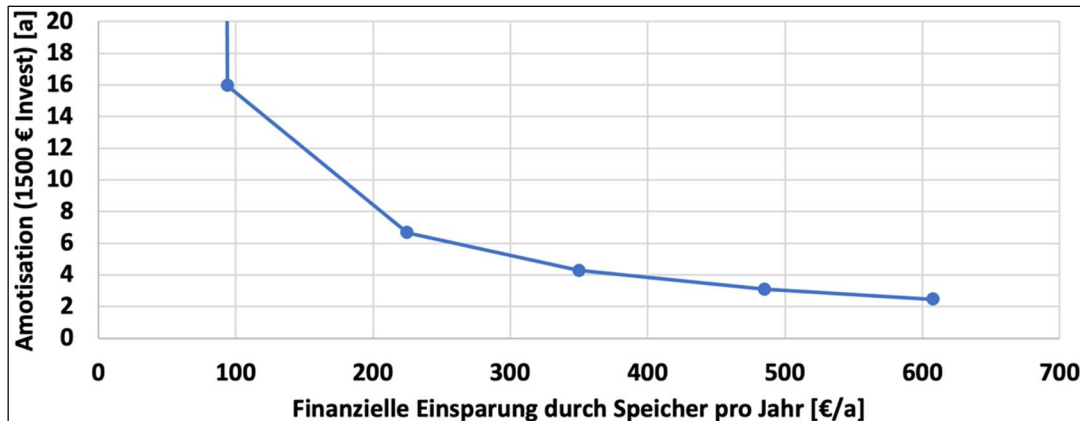


Abb.25: Amortisationszeiten abhängig von der jährlichen Ersparnis durch den Speicher

Unter den Annahmen (grüner Pfad durch Tab.1 bis Tab.5)

- einer mittleren Jahresarbeitszahl (JAZ) der Wärmepumpe von 3,5 [30],
- einem Strompreis von 0,45 € (November 2022) [32],
- einer Einspeisevergütung für Photovoltaikstrom von 0,085 € (November 2022) [33],
- und von 90 Speicherladungen mit eigen generiertem Photovoltaikstrom pro Jahr

ergibt sich für einen Wärmespeicher mit 10 kWh Kapazität und 1500 € Investitionskosten [31] bei statischer Betrachtung eine Amortisationszeit von ca. 16 Jahren.

Der Raumbedarf eines Wärmespeichers ist ein weiterer wesentlicher Aspekt, den es zu berücksichtigen gilt. Latentwärmespeicher weisen gegenüber herkömmlichen Wärmespeichern eine höhere Energiedichte auf und benötigen deshalb weniger Raum bei gleicher Speicherkapazität. Der betrachtete Wasserspeicher weist mit den getroffenen Annahmen eine Energiedichte auf 10 kWh/m³ auf. Der 1000 Liter Wärmespeicher hat ohne Dämmung demnach ein Volumen von einem Kubikmeter. Im Vergleich dazu weist ein Latentwärmespeicher mit einem Phasenwechselmaterial der Dichte 800 kg/m³ (δ_{PCM}) und der Schmelzenthalpie 250 kJ/kg (Δh_{PCM}), was dem ausgewählten Paraffin des Versuchsspeichers entspricht [25], ein Speichervolumen (V_{LWS}) von 0,18 m³ auf (Tab.6 und Abb.26). Das Volumen des Wasserspeichers hat in diesem Vergleich zum Volumen des Latentwärmespeicher gleichen Energieinhalts ca. den Faktor 5,5. Wird zusätzlich die Dämmung berücksichtigt, vergrößert sich der Faktor deutlich, da der Wasserspeicher eine größere Oberfläche aufweist. Berechnet wird das Volumen eines Latentwärmespeichers mit:

$$V_{\text{LWS}} = \frac{WS_{\text{Kap}}}{\delta_{\text{PCM}} \cdot \Delta h_{\text{PCM}}} \quad (18)$$

Tab.6 zeigt das Volumen eines Latentwärmespeichers abhängig von Dichte und Schmelzenthalpie des Speichermaterials. Ein Latentwärmespeicher mit Salz als Phasenwechselmaterial ($\delta_{\text{PCM}} \approx 1200 \text{ kg/m}^3$; $\Delta h_{\text{PCM}} \approx 300 \text{ kJ/kg}$) hat nur ca. ein Zehntel des Volumens eines Wasserspeichers gleicher Kapazität.

δ_{PCM} Δh_{PCM}	800 kg/m ³	1000 kg/m ³	1200 kg/m ³
200 kJ/kg	0,23 m ³	0,18 m ³	0,15 m ³
250 kJ/kg	0,18 m ³	0,14 m ³	0,12 m ³
300 kJ/kg	0,15 m ³	0,12 m ³	0,10 m ³
350 kJ/kg	0,13 m ³	0,10 m ³	0,09 m ³

Tab.6: Volumen des Latentwärmespeichers (V_{LWS}) abh. von Dichte (δ_{PCM}) und Schmelzenthalpie (Δh_{PCM})

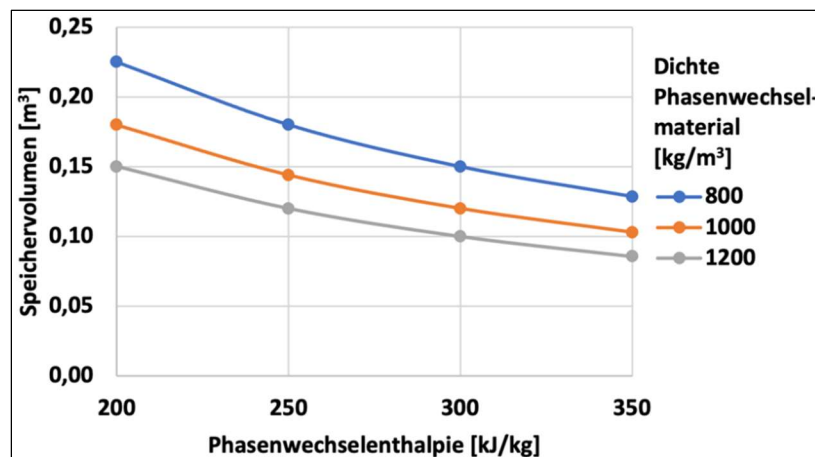


Abb.26: Volumen des Latentwärmespeichers abhängig von Dichte und Schmelzenthalpie des PCM

J Systeme mit herkömmlichen Wärmespeichern

Herkömmliche Wärmespeicher sind in Wärmeversorgungssystemen Stand der Technik. Jeder größere Hersteller von Heizungssystemen bietet eigene Produkte an [34-36]. Es gibt für eine Vielzahl hydraulischer Schaltungen und für zahlreiche Anwendungen passende Bauformen. Für spezielle, nicht übliche Anwendungen gibt es Hersteller, die Wärmespeicher nach Anforderungen produzieren [37;38].

Das gängigste Speichermedium herkömmlicher Wärmespeicher ist Wasser, das sensibel erwärmt wird. Abb.27 zeigt die drei gängigsten Bauformen, mit denen der Großteil der üblichen Anwendungen abgedeckt werden kann.

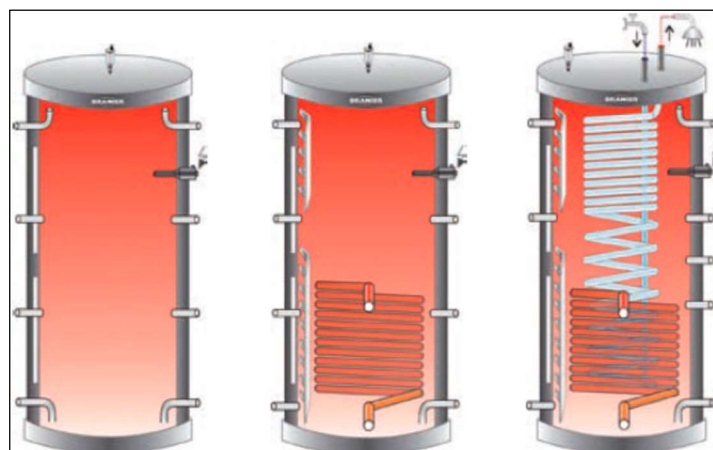


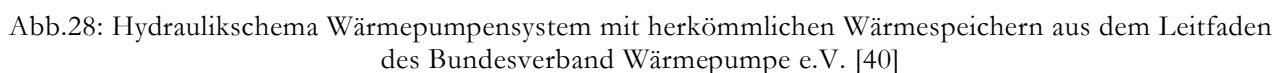
Abb.27: Gängigste Bauformen herkömmlicher Wärmespeicher, Schichtspeicher (links), Speicher mit einem Wärmeübertrager (mittig), Speicher mit zwei Wärmeübertragern (rechts) [40]

Schichtspeicher (Abb.27, links) bevorraten direkt das Wärmeträgerfluid, z.B. Heizungs- oder Brauchwarmwasser. Die Massenströme während des Be- und Entladens sind so gering, dass sich in den Speichern eine Temperaturschichtung ausbilden kann. Beim Druck von einem Bar gilt bei Wasser zwischen 4°C und 100°C: mit steigender Wassertemperatur nimmt die Dichte ab. Aufgrund der daraus resultierenden Dichteunterschiede bei unterschiedlichen Wassertemperaturen bildet sich eine Schichtung aus, von wärmerem Wasser oben bis zu kälterem Wasser unten im Speicher. Zum Beladen wird kaltes Wasser unten aus dem Speicher entnommen, durch ein Heizsystem erwärmt und dem Speicher weiter oben wieder zugeführt. Je nach im Speicher herrschender Schichtung kann das erwärmte Wasser in unterschiedlichen Höhen zurück in den Speicher geleitet werden. Zum Entladen kann Wasser auf einer Höhe aus dem Speicher entnommen werden, an der die gewünschte Temperatur herrscht. Es können jedoch auch Wassermengen aus unterschiedlichen Speicherhöhen gemischt werden, um die gewünschte Temperatur zu erhalten. Nach Abkühlung des Wassers durch eine Wärmesenke wird es dem Schichtspeicher am kalten, unteren Ende wieder zugeführt. Auf diese Weise kann mit einem Schichtspeicher mehr als ein Kreislauf versorgt werden.

Bei Pufferspeichern mit einem innenliegenden Wärmeübertrager (Abb.27, mittig) besteht neben der Möglichkeit zur direkten Entnahme des Heiz- bzw. Brauchwassers die Option einen weiteren Kreislauf an den Speicher anzuschließen, der das Wärmeträgerfluid nicht direkt aus dem Speicher entnimmt. Zum Entladen des Speichers durchströmt dazu das zu erwärmende Medium einen innerhalb des Speichers liegenden Wärmeübertrager und wird so erwärmt. Die Temperatur im Speicher und die Höhe, in der der Wärmeübertrager installiert ist, bestimmen die Versorgungstemperatur. Der Wärmeübertrager im Wärmespeicher kann jedoch auch zum Laden des Speichers genutzt werden, etwa durch eine solarthermische Anlage. Eine solche Anlage benötigt möglichst kalte Eintrittstemperaturen und kann hohe Temperaturen erreichen, was eine große Spreizung bedeutet. Deshalb entnimmt ein im Wärmespeicher liegender Wärmeübertrager zum Einbringen von Wärmemengen aus einer Solarthermieanlage kaltes Wasser nahe dem unteren Ende des Wärmespeichers und speist das erwärmte Wasser nahe des oberen Endes wieder ein. Diese Ausführung weicht von der gezeigten Darstellung (Abb.27, mittig) ab.

An Pufferspeicher mit zwei innenliegenden Wärmeübertragern (Abb.27, rechts) können im Vergleich zum Schichtspeicher zwei Kreisläufe angeschlossen werden, die das Wärmeträgerfluid nicht direkt aus dem Speicher entnehmen. Die beiden über die Wärmeübertrager innerhalb des Pufferspeichers versorgten Kreisläufe können durch unterschiedliche Installationshöhen unterschiedliche Versorgungs- bzw. Ladetemperaturen aufweisen und beide so genutzt werden, wie bereits beim Speicher mit einem innenliegenden Wärmeübertrager beschrieben.

Abb.28 zeigt ein Hydraulikschema eines Wärmepumpensystems mit herkömmlichen Wärmespeichern gemäß Stand der Technik [40]. Das Wärmepumpensystem dient zur Versorgung zweier Heizkreise, einem Heizkörper- und einem Fußbodenheizungskreis (oben rechts), sowie zur Bereitstellung von Brauchwarmwasser. Die Wärmeversorgung wird ausschließlich über zwei Wärmespeicher realisiert, die beide direkt von der Wärmepumpe (unten links) beladen werden. Einer der beiden Speicher ist ein Pufferspeicher (unten rechts) der ausschließlich zur Bereitstellung von Brauchwarmwasser dient mit einem innenliegenden Wärmeübertrager. Der Speicher wird im unteren Drittel von der Wärmepumpe beladen. Das kalte Brauchwasser wird von unten in den Speicher eingeführt und oben aufgewärmt entnommen. Der zweite Speicher (unten mittig) ist ein Heizwasserspeicher, der als Schichtspeicher



K Systeme mit Latentwärmespeichern: Marktsituation und Forschung

Latentwärmespeicher bieten Vorteile und Synergien in Verbindung mit Wärmepumpen. Durch die hohe Energiedichte bei gewählten Auslegungstemperaturen sind kompaktere Bauformen möglich, was bei Neubauten von Wohngebäuden zunehmend an Relevanz gewinnt. Als weiterer Aspekt ist zu sehen, dass Wärmepumpen technisch am besten funktionieren und damit eine hohe Effizienz aufweisen, wenn sie unter konstanten Bedingungen betrieben werden. Das gilt besonders für den internen Kältemittelkreislauf. Latentwärmespeicher sind deshalb in hohem Maß für die Kopplung mit Wärmepumpen geeignet, weil die Wärmeaufnahme und -abgabe im Speicher sowie Kondensation und Verdampfung im internen Wärmepumpenkreislauf bei konstanten Temperaturen ablaufen.

Die direkte Integration von Latentwärmespeichern und Phasenwechselmaterialien in Wärmepumpensysteme ist allgemein noch auf der Forschungsebene angesiedelt, besonders Anwendungen im Einfamilienhausbereich betreffend. Es finden zwar zahlreiche Forschungsaktivitäten statt, der Markt bietet jedoch noch keine kommerziellen Produkte. Marktüblich sind allerdings externe Latentwärmespeicher, die mit Heizungssystemen kombinierbar sind. Die Wärmeübertragung zwischen Speicher und dem Wärmepumpensystem findet mit Hilfe zusätzlicher Wärmeträgerkreisläufe statt.

Folgende Optionen bietet der Markt zur Einbindung von Phasenwechselmaterialien und Latentwärmespeichern in Heizungssysteme:

- Eisspeicher:

Ein bereits auf dem Markt etablierter Latentspeicher ist der Eisspeicher. Wie sich aus dem Namen ableiten lässt, wird als Phasenwechselmaterial Wasser eingesetzt, das zum Be- und Entladen des Speichers die Phase zwischen fest und flüssig ändert. Gefrorenes Wasser weist eine deutlich größere Dichte auf als flüssiges Wasser, woraus eine erhebliche Volumenänderung beim Phasenwechsel resultiert. Eisspeicher werden deshalb in der Regel drucklos ausgeführt. Die große Volumenänderung sorgt für Bewegung innerhalb des Eisspeichers. Die Wärmeübertrager von Eisspeichern werden deshalb flexibel ausgeführt, z.B. aus Kunststoff (Abb.29).



Abb.29: In Wasser eingelassenes Wärmeübertragerrohr des Viessmann VITASET Eis-Energiespeicher [41]

Die Phasenwechseltemperatur von Wasser bei einem Bar (ca. Umgebungsdruck) beträgt 0°C . Wie bereits zuvor beschrieben, sind Wärmemengen auf diesem Temperaturniveau nicht direkt für die Wärmeversorgung von Wohngebäuden nutzbar. Eisspeicher werden deshalb im Bereich des Niederdrucks des Wärmepumpenkreislaufes eingesetzt, als Wärmequelle für den Verdampfer. Die Wärmeübertragung zwischen Eisspeicher und Kältemittel erfolgt über einen Solekreis. Ein Eisspeicher kann durch das Temperaturniveau und die Art der Einbindung in die Gebäudetechnik zum Heizen und Kühlen genutzt werden. Außerdem ist die Platzierung im Erdreich möglich (Abb.30), so fällt kein Platzbedarf innerhalb der Gebäude für den Eisspeicher an.

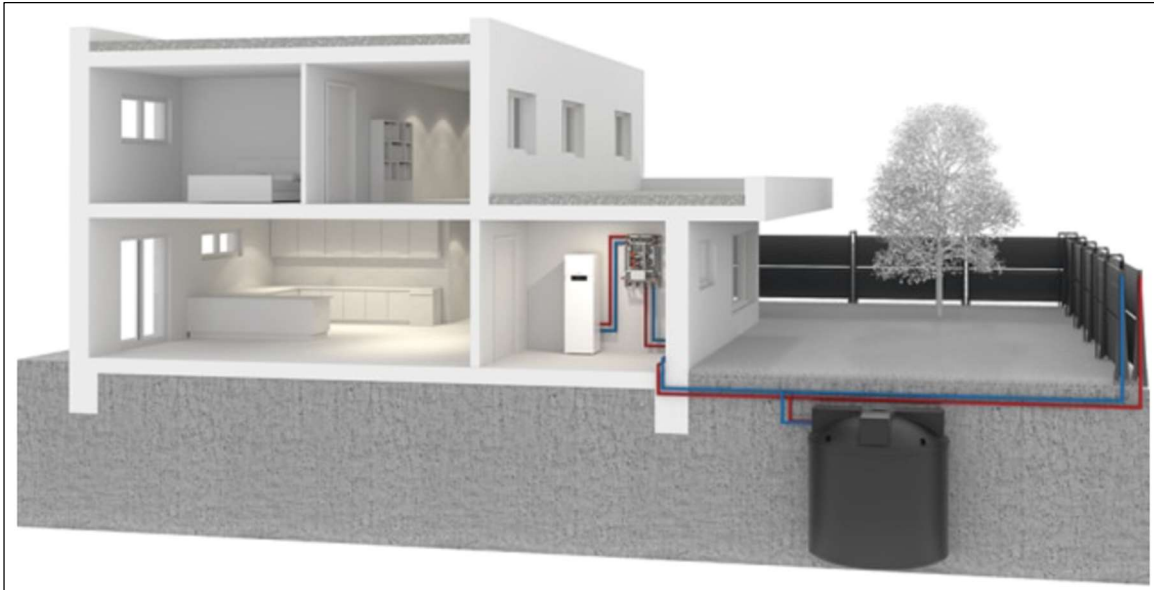


Abb.30: Darstellung aus der Produktbeschreibung des Viessmann VITOSET Eis-Energiespeicher [42]

- Makro-Verkapselte Phasenwechselmaterialien:

Für den Einsatz als Speichermedium werden Phasenwechselmaterialien in einer festen Hülle verkapselt (Abb.31). Üblicherweise wird Kunststoff als Schalenmaterial verwendet, das zur Trennung von der Wärmeträgerflüssigkeit dient. Salzhydrate, Paraffine und eutektische Gemische sind übliche PCM, die innerhalb der Verkapselung einen Phasenwechsel zwischen fest und flüssig vollziehen.

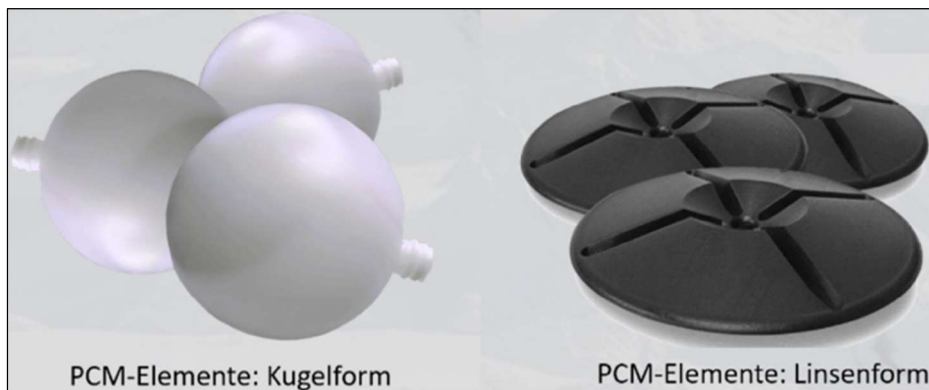


Abb.31: Formen von Verkapselungen für Phasenwechselmaterialien [42]

Die Verkapselung bildet einen zusätzlichen thermischen Widerstand für die Wärmeübertragung zwischen dem PCM und der Wärmeträgerflüssigkeit. Ein wesentlicher Vorteil des Einsatzes von verkapselten PCM ist die Möglichkeit bestehende Speichersysteme weiterhin zu nutzen. Dazu werden die Verkapselungen in das Volumen des bis dahin als Wasserspeicher genutzten Speichers eingefüllt (Abb.32). So kann neben der Nutzung des konventionellen Wärmespeichers auch die bestehende Heizungsanlage ohne notwendige technische Anpassungen weiter betrieben werden.

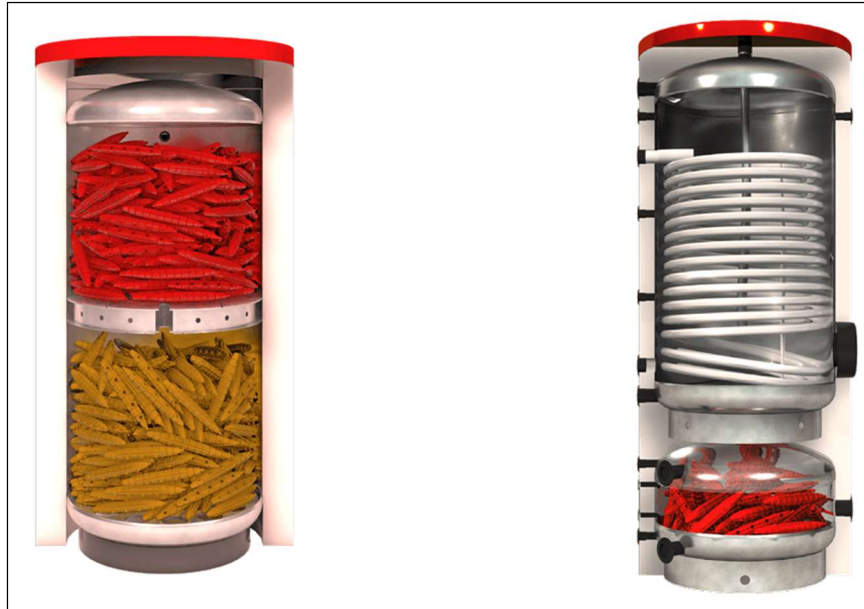


Abb.32: Verkapselte Phasenwechselmaterialien eingefüllt in Pufferspeicher [43]

- Mikro-Verkapselte Phasenwechselmaterialien und Slurries:

Mikroverkapselte PCM in Fluiden und Slurries, pumpfähige Dispersionen von PCM, können in Heiz- und Kühlkreisläufen als Wärmeträgerfluid verwendet werden [28;44]. Im Hinblick auf die Verwendung von Phasenwechselmaterialien ohne Mikroverkapselung als Wärmeübertragungsflüssigkeit wird an der Entwicklung, Charakterisierung und Anwendung von Slurries geforscht. Die Phasenwechsel-Dispersionen enthalten in einer Trägerflüssigkeit, z.B. Wasser, dispergierte PCM-Tröpfchen, die bei der Wärmeübertragung ihre Phase zwischen fest und flüssig wechseln [45]. Diese Art der Anwendung von PCM hat jedoch noch keine Marktreife erreicht.

Zahlreiche Forschungsaktivitäten beschäftigen sich mit der direkten Integration von Phasenwechselmaterialien und Latentwärmespeichern in Heizungssysteme. Dabei handelt es sich um Anwendungen mit Systemaspekten, die sich von den bisher genannten unterscheiden:

- Latentwärmespeicher werden im Niederdruckbereich von Kältekreisläufen zur Anwendung in Kühlprozessen integriert. Die verwendeten Latentwärmespeicher werden direkt durch Wärmeübertragung des Speichermaterials an das Kältemittel beladen, bzw. des Kältemittel an das Speichermaterial entladen. Die Integration von Kältespeichern im Niederdruckbereich und Wärmespeichern im Hochdruckbereich von Kältekreisläufen unterscheiden sich in Bezug auf Temperatur, Druck und Art der hydraulischen Verschaltung. Diese Art der Anwendung kommt z.B. in Prototypen mit CO₂-Kältemittelkreislauf zur Lebensmittelskühlung zum Einsatz. [46]

- In weiteren Prototypen werden Latentwärmespeicher parallel zum Verdampfer in den Kältemittelkreislauf integriert und betrieben (Abb.33). Dies bedeutet, dass der Latentwärmespeicher in direktem Kontakt mit dem Verdampfer des Kältekreislaufs genutzt wird. Somit dient der Speicher nach der aktiven Beladung als passives Element zur Stabilisierung der Temperatur in der Kühleinheit. So können z.B. Temperaturschwankungen in Kühlregalen bei der Beladung mit warmen Waren, bei Abtauzyklen oder bei Stromausfällen reduziert werden. Als PCM können unter anderem Wasser und CO₂ eingesetzt werden. [47]

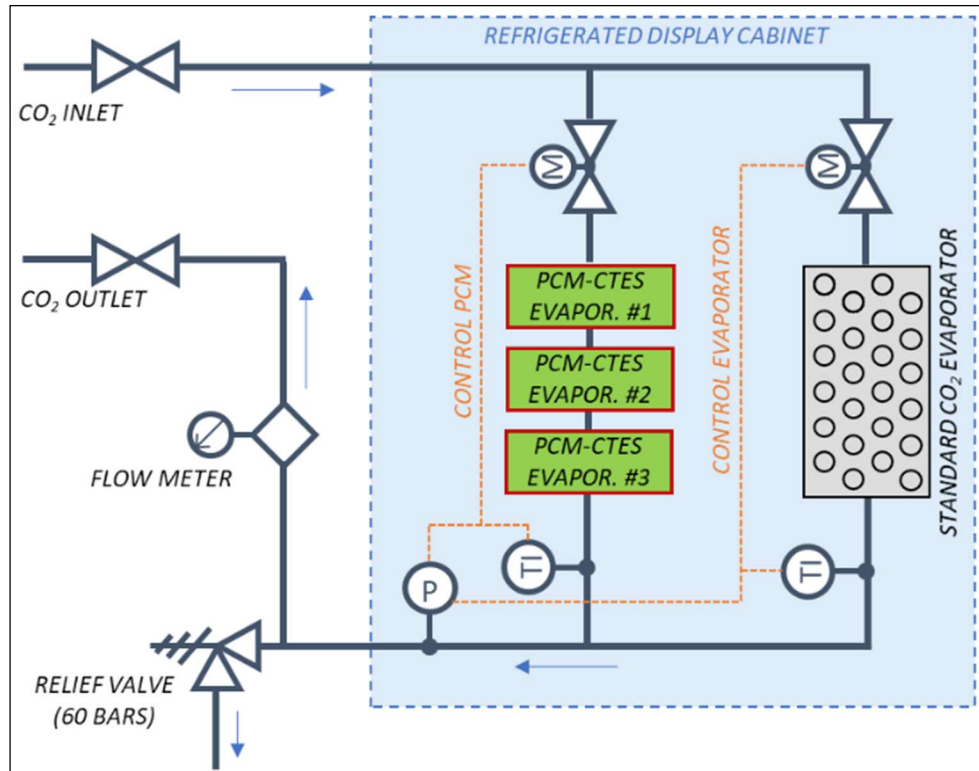


Abb.33: Schema des zum Verdampfer parallel in den Kältemittelkreis integrierten Latentwärmespeichers [47]

- Ein weiterer Systemaspekt ist der Einsatz eines Drei-Medien-Wärmeübertragers als Verdampfereinheit. Ein solcher Wärmeübertrager weist Kanäle für das Kältemittel des Kreislaufs der Wärmepumpe und für die Wärmeträgerflüssigkeit zur Versorgung des Kühlkreislaufs auf. Der Speicher ersetzt in dieser Anwendung den ursprünglichen Verdampfer und kann durch direkte Verdampfung des Kältemittels geladen werden. Eine möglicher Einsatz wäre die Unterstützung der Kühlung eines häuslichen Wärmepumpensystems. [48]

L Absenkung der Kondensationstemperatur bei Kälteanlagen zur Kühlung von Raumluft

Wird ein passend gewähltes PCM auf der Seite der Kältemittelkondensation außerhalb des Kühlraumes eingesetzt, kann dies im festen Zustand die Kondensationswärme des Kältemittels aufnehmen. Liegt die Phasenwechseltemperatur unterhalb der Umgebungs- bzw. Raumtemperatur resultiert daraus ein positiver Effekt auf den Kondensationsdruck, die Kondensationstemperatur wird abgesenkt. Die Regeneration des verflüssigten PCM kann durch Wärmeaustausch mit der Umgebungsluft in den Stillstandzeiten des Verdichters erfolgen.

Insgesamt ergibt sich eine positive Wirkung für die Anlageneffizienz der jeweiligen Systeme [49-51]. Khan und Joybari geben eine umfassende Übersicht über den aktuellen Stand der Forschung und verschiedene weitere Konzepte zur Integration von LWS in den Kältemittelkreislauf in Bezug auf Kühl- und Gefriergeräte für den Haushalt [52;53]. Die Autoren fassen zusammen, dass die thermischen Speicher in den meisten Studien in den Niederdruck-Teil des Kältekreislaufes integriert wurden. Die Ergebnisse waren vielversprechend im Hinblick auf die Verbesserung der Anlageneffizienz. Forschungsbedarf gibt es jedoch weiterhin insbesondere hinsichtlich der Auswahl eines passenden Phasenwechselmaterials sowie der Auslegung und Konstruktion der Speichereinheit inkl. Wärmeübertrager. Wang et al. untersuchten ausführlich theoretisch und experimentell die Integration von Latentwärmespeichern in den Kältekreislauf eines Kühlschranks an drei verschiedenen Positionen. Neben experimentellen Untersuchungen wird ein Simulationsmodell entwickelt und validiert [54]. Die Integration des LWS auf der Hochdruckseite vor dem Kondensator führte zu einem niedrigeren Kondensationsdruck und einer höheren Unterkühlung des Kältemittels am Kondensatoraustritt. Dies ist darauf zurückzuführen, dass ein Großteil der Enthitzung des Kältemitteldampfes im Wärmeübertrager des LWS erfolgt und im Kondensator daraufhin mehr Wärmeübertragerfläche für die eigentliche Kondensation nutzbar ist. Die Verbesserung des COP wurde auf 6 % beziffert. Auf der Niederdruckseite wurde der LWS nach dem Verdampfer eingesetzt. Dies hatte neben weiteren Nebeneffekten eine Reduzierung der Überhitzungstemperatur zur Folge. Die daraus folgenden positiven Auswirkungen auf den COP wurden jedoch durch den erhöhten Druckverlust wieder zunichtegemacht. Es wird angemerkt, dass weiterführende Untersuchungen zur Verbesserung der Auslegung und Konstruktion des Wärmetauschers notwendig sind. Neben der Integration auf Kondensator- und Verdampferniveau wurde eine Variante untersucht, bei der der LWS für eine Unterkühlung des Kältemittels vor der Drosselung zwischen Hoch- und Niederdruckseite des Kreislaufs sorgt. Für diese Konfiguration wurde eine Erhöhung des COP um 8 % festgestellt. Es wird angegeben, dass eine niedrigere Phasenwechseltemperatur eine größere Unterkühlung und damit eine stärkere Verbesserung des COP bewirkt. Als Folge der verringerten Temperaturdifferenz zum Verdampfungsniveau des Kreislaufs wird jedoch die Regeneration des Speichers negativ beeinflusst. Daher wird eine sorgfältige Materialauswahl oder alternativ die Verwendung anderer Systemkonfigurationen empfohlen. Das Konzept zur Unterkühlung des Kältemittels wurde auch von weiteren Autoren verfolgt. In einigen Arbeiten konnte für ein System mit einer Kondensationstemperatur von 35 °C durch die Unterkühlung des Kältemittels während der Speicherentladung um 23 K eine Steigerung der Kälteleistung von rund 18 % nachgewiesen werden [55]. Zur Verbesserung der Wärmeleitfähigkeit wurde dabei ein Paraffin-Graphit-Gemisch im Massenverhältnis von 1:5 eingesetzt, das eine etwa um den Faktor 10 höhere Wärmeleitfähigkeit aufweist als das reine PCM.

Weitere Anwendungen:

Weitere Untersuchungen fokussierten sich auf den Einsatz von Latentwärmespeichern zur Verbesserung der Enteisung des Außenwärmeübertragers bei Luft-Wärmepumpen. Ein Konzept sieht vor den Latentwärmespeicher während des normalen Heizbetriebs durch Aufnahme der Kompressorabwärme zu beladen. Anschließend kann die gespeicherte Wärme für den Abtauvorgang verwendet werden [56]. Dieses Verfahren ist bereits marktfähig (Hersteller: Daikin). In verschiedenen Forschungsarbeiten wird dieses Konzept adaptiert und weiterentwickelt. Einen Schwerpunkt stellt dabei die Beladung des Speichers dar. Diese kann neben der Aufnahme der Kompressorabwärme gemäß dem oben zitierten

Konzept ebenso durch direkte Kondensation des Kältemittels wie auch durch Unterkühlung des flüssigen Kältemittels nach dem Kondensator erzielt werden. Auch in diesen Forschungsarbeiten wird herausgestellt, dass weitere Untersuchungen zur Auswahl des passenden Phasenwechselmaterials, zur technischen Konzeption des Wärmetauschers und zum Einfluss des Latentwärmespeichers auf die Systemleistung notwendig sind [57,58].

M Eigene Forschungsergebnisse aus vorangegangenen und aktuellen Projekten

- Ein allgemeinerer Aspekt sind die technischen Optionen zur Integration von Latentwärmespeichern in Kältemittelkreisläufe von Anlagen zum Heizen und Kühlen. Eine Dissertation entwickelte eine Systematik zur Einbindung von Latentwärmespeichern in die internen Kreisläufe von Wärmepumpen und Kühlsystemen. Berücksichtigt wurden auch Splitsysteme, bei denen die Wärmeübertragung vom Kältemittelkreis an einen Luftstrom stattfindet. Die Speicherung muss in diesen Fällen kältemittelseitig oder über einen zusätzlichen Wärmeträgerkreis umgesetzt werden, da eine direkte Bevorratung von warmer Luft technisch zu aufwendig und zu ineffizient ist. Das Potential, hohe Effizienz zu erreichen, liegt in der kältemittelseitige Speicherung von Wärme- und Kälteenergie, bei der auf einen zusätzlichen Wärmeträgerkreislauf verzichtet werden kann. Theoretisch untersucht wurden in der Arbeit unterschiedliche Bauarten von Wärmeübertragern, wobei der Fokus der praktischen, experimentellen Untersuchungen auf der direkten Beaufschlagung von Wärmeübertragern mit Kältemittel lag. Das Ergebnis waren Konstruktionsprinzipien von Systemen mit Kältemittelkreisläufen und integrierten Latentwärmespeichern abhängig von der Funktion der Anlage und den Temperaturniveaus der Anwendung. Darüber hinaus wurden Einflussgrößen für die Auslegung von Latentwärmespeichern und Möglichkeiten zu Verbesserung der Wärmeleitfähigkeit von Phasenwechselmaterialien durch Additive und Lamellen herausgearbeitet. Die detaillierte Analyse der Zusammensetzung der Wärmewiderstände innerhalb Latentwärmespeicher, die Auswirkungen der Speichergeometrie wie z.B. der Rohrabstand des internen Wärmeübertragers und die Einflüsse der Eigenschaften des Speichermediums auf die Kennzahlen des Speichers waren ebenfalls Gegenstand der Arbeit. [10]
- Die praktische Integration eines Latentwärmespeichers im Niederdruckbereich des internen Kältemittelkreislaufrs eines Split-Systems in Form einer VRV-Anlage (Variable Refrigerant Volume) [59] zur Kühlung über die Raumluft ist eine spezifische Anwendung, mit der sich dieses Forschungsprojekt beschäftigt hat. Eine wesentliche Anforderung war, die niedrigste Verdampfungstemperatur in Relation zur Anlage ohne Latentwärmespeicher nicht abzusinken. Dazu wurde der Latentwärmespeicher kaskadiert zwischen zwei Inneneinheiten eingebunden. Der Kältemittelkreislauf der Laboranlage weist durch diese Art der Integration drei Druckniveaus auf. Das ursprüngliche Hochdruckniveau mit entsprechender Verflüssigungstemperatur im Kondensator, das Niederdruckniveau mit der ursprünglichen Verdampfungstemperatur in einer der beiden Inneneinheiten und ein zusätzliches Zwischendruckniveau im Latentwärmespeicher und der zweiten Inneneinheit, das etwas oberhalb des Niederdruckniveaus liegt. Dementsprechend ist die Verdampfungstemperatur der zweiten Inneneinheit etwas höher als die der ersten Inneneinheit. Die gekühlte Luft strömt deshalb bei der Entladung des Kältespeichers mit zwei unterschiedlichen Zulufttemperaturen in den Raum, wovon eine etwas höher liegt als

die der ursprünglichen VRV-Anlage. Zur Trennung des Nieder- und des Zwischendruckniveaus kommt eine Kapillare zum Einsatz. Die Erkenntnisse aus [10] bilden die Grundlage für die Konzeption der Wärmepumpen-Versuchsanlage im hier dargestellten Vorhaben, z.B. der Aufbau des Simulationsmodells, die Auslegung des Latentwärmespeichers und die Verbesserung der Wärmeleitfähigkeit des Phasenwechselmaterials. Die Realisierung des Konzept für eine Kälteanwendung wurde in einer Dissertation [11] beschrieben.

- Während der Durchführung des Forschungsprojektes „smart-CASE-nZEB“ wurde eine Dissertation [60] verfasst, deren Inhalt zur Anfertigung dieses Schlussberichtes genutzt wurde.

N Numerische Verfahren zur Berechnung von Latentwärmespeichern

Bei der Neu- oder Weiterentwicklung von wärmetechnischen Anlagen entspricht es dem Stand der Technik, vorab Berechnungen durchzuführen. Mathematische Gleichungssysteme, die Wärmeübertragungsvorgänge beschreiben, können je nach Komplexität nur mit erhöhtem Aufwand oder gar nicht lösbar sein. Um für diese Gleichungssysteme annehmbare Näherung zu erhalten, kann auf softwarebasierte, numerische Lösungsmethoden zurückgegriffen werden. Für die Systemanalyse komplexer Energiesysteme stehen verschiedene Modellierungsplattformen für die dynamische Systemsimulation zur Verfügung, z.B. MATLAB [61], Trnsys [62], Modelica [63], Phyton [64], Polysun [65] und Engineering Equation Solver (EES) [66]. Bei den meisten Programmen wird die Funktionsweise der einzelnen Komponenten durch vordefinierte Komponentenmodelle beschrieben, die aus zahlreichen Bibliotheken ausgewählt werden können.

Numerische Verfahren

Softwaregestützte Numerik: *„Digital-rechner können nur algebraische Gleichungen bearbeiten. Da man es nun aber mit partiellen Differentialgleichungen zu tun hat, müssen die nichtalgebraischen Ausdrücke durch entsprechende algebraische ersetzt werden. Die Umsetzung hängt von den verschiedenen numerischen Verfahren ab. [...] Die numerischen Verfahren berechnen für diskrete Werte der unabhängigen Variablen jeweils diskrete angenäherte Werte für die gesuchte Funktion. Die Ergebnisse stellen keinen geschlossenen Lösungsausdruck dar, sondern liegen als Zahlenreihen vor und müssen graphisch aufgearbeitet werden. Zum Schluss müssen diese dann noch auf ihre physikalische Plausibilität hin untersucht werden.“* [67].

Es werden akzeptable Vereinfachungen getroffen, bis eine analytische Lösung möglich ist. Zu diesem Zweck werden Differenziale durch Differenzquotienten ersetzt. So werden Unbekannte eliminiert, indem unbekannte zu bekannten oder berechenbaren Variablen werden. Dieses Vorgehen wird als Diskretisierung bezeichnet. Bei der Diskretisierung muss ein Kompromiss zwischen Genauigkeit der Ergebnisse, Gültigkeitsbereich, Rechenaufwand und -dauer eingegangen werden. Die gängigen Verfahren zur numerischen Modellbildung können in drei Gruppen gegliedert werden:

Finite-Differenzen-Methode (FDM)

Um eine numerische Lösung zu ermöglichen, wird mithilfe von Diskretisierung ein numerisches Gitter definiert. In Abb.34 sind Beispiele eines eindimensionalen (1D) und eines zweidimensionalen kartesischen Gitters zur Anwendung der FDM-Methode abgebildet. Jeder Gitterpunkt ist eindeutig durch Koordinatenwerte gekennzeichnet. Als Ausgangspunkt dient die generische Erhaltungsgleichung in Differentialform, die mit einem System linearer algebraischer Gleichungen approximiert wird.

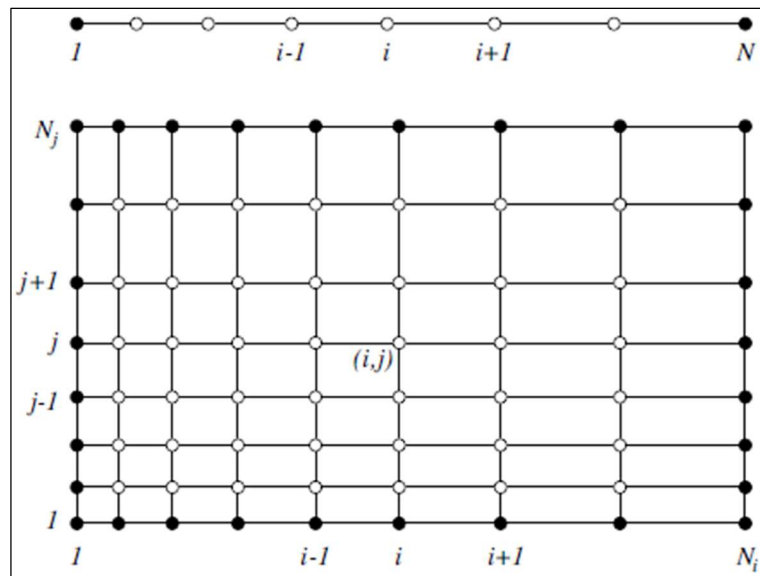


Abb.34: Gitter zur Anwendung der Diskretisierung nach der Finite-Differenzen-Methode (FDM) [68]

Die Variablenwerte in den Gitterpunkten sind die zu ermittelnden Unbekannten, zu deren Bestimmung lösbar Gleichungssysteme aufgestellt werden. Zu diesem Zweck wird jeder Term der Differentialgleichung im entsprechenden Gitterpunkt durch eine Näherung einer finiten Differenz ersetzt. Die Gleichungssysteme stellen dann eine Beziehung zwischen den Variablenwerten nebeneinanderliegender Gitterpunkten her. [68]

Finite-Elemente-Methode (FEM)

Diese Methode basiert auf dem Grundsatz, zu berechnende Körper in einfachere Elemente zu gliedern. Die Anzahl und die Abmessungen der Elemente müssen endlich (finit) sein. Die Lösungen dieser finiten Elemente führt zur Lösung des Gesamtsystems. Die FEM kann auf rein mathematische Modelle, wie auch physikalische Modelle angewendet werden. [69]

Finite-Volumen-Methode (FVM)

Die Finite-Volumen-Methode ist der Finite-Elemente-Methode recht ähnlich. Wie aus der Bezeichnung abzuleiten ist, werden finite Volumina definiert (Abb.35) anstatt Elemente. Bei der Finite-Volumen-Methode bleiben physikalische Größen wie z.B. Masse, Energie und Impuls bei der Diskretisierung erhalten. Deshalb ist die Methode geeignet für Modelle, bei denen z.B. Stoff- und/oder Energieströme die Grenzen der Volumenelemente überschreiten. [70]

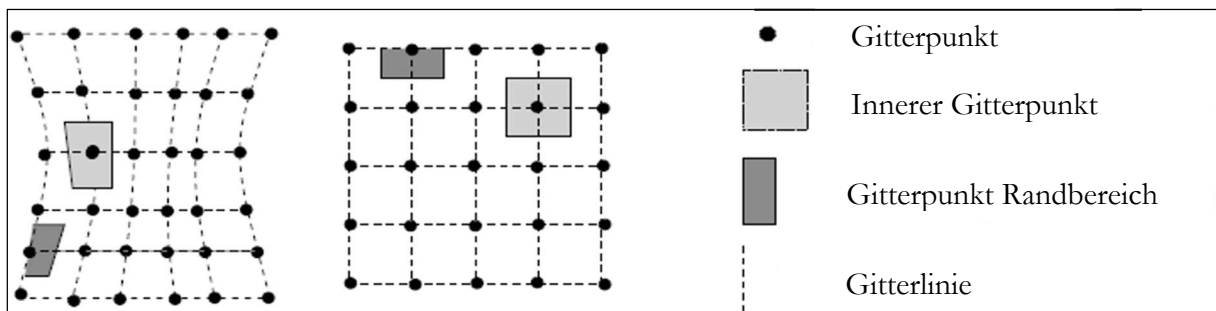


Abb.35: Gitter zur Anwendung der Diskretisierung nach der Finite-Volumen-Methode (FVM) [70a]

Explizites und implizites Lösungsverfahren

Die Gleichungen der Differenzen, der Elemente bzw. Volumen, je nach gewähltem Verfahren, können implizit oder explizit gelöst werden. Die beiden Verfahren unterscheiden sich in der Approximation.

Beim expliziten Verfahren werden Integrale mit der Untersumme approximiert (Abb.36), d.h. die sich aus der Diskretisierung ergebenden Teilergebnisse liegen unterhalb der tatsächlichen Werte (Abb.38, links).

Beim impliziten Verfahren werden Integrale mit der Obersumme approximiert (Abb.37), d.h. die sich aus der Diskretisierung ergebenden Teilergebnisse liegen oberhalb der tatsächlichen Werte (Abb.38, rechts) [71]. Implizites und explizites Verfahren unterscheiden sich nicht in der Genauigkeit, sondern in der Stabilität [72]. Für das explizite Verfahren genügt es in der Regel, wenn ausschließlich Werte vor der Durchführung des entsprechenden Berechnungsschritt bekannt sind. Mit diesen können die Werte des nachfolgenden Berechnungsschrittes bestimmt werden. Bei impliziten Verfahren werden hingegen teilweise Werte vom Zustand nach Durchführung des Berechnungsschrittes benötigt.

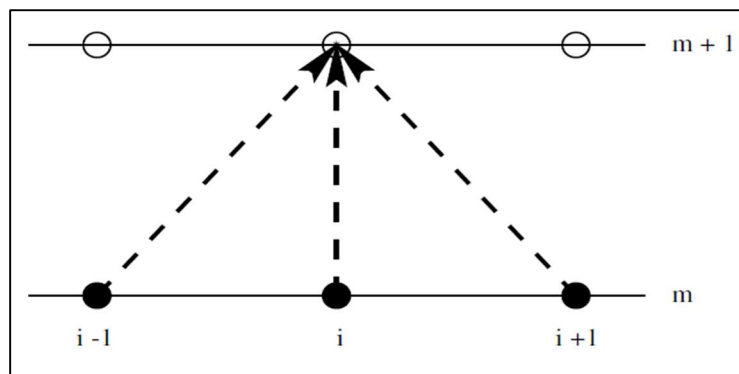


Abb.36: Vorgehen bei explizitem Verfahren [67]

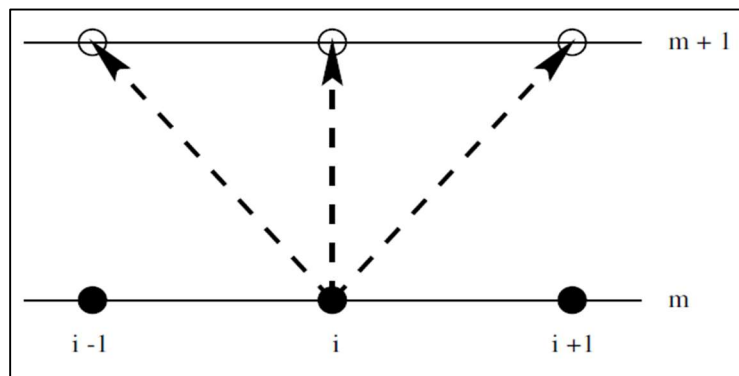


Abb.37: Vorgehen bei implizitem Verfahren [67]

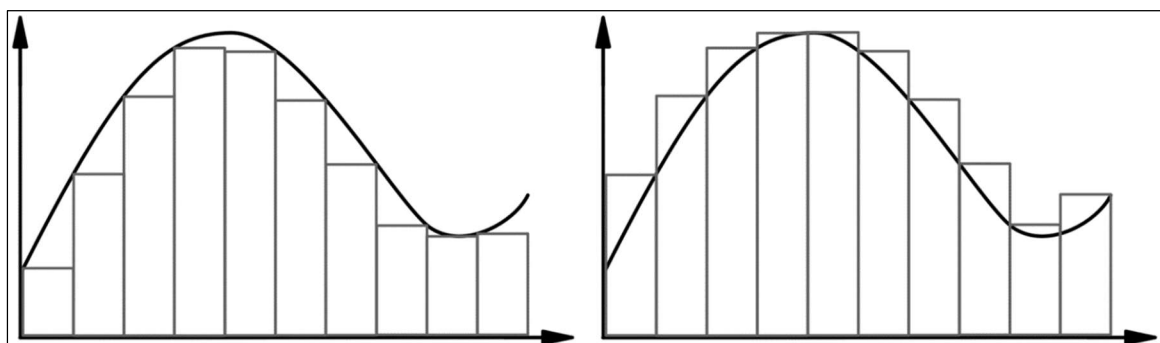


Abb.38: Bildung der Untersumme (links) und der Obersumme (rechts)

Berücksichtigung des Stefan-Problems

Bei der numerischen Berechnung von Be- und Entladevorgängen von Latentwärmespeichern muss das Stefan-Problem berücksichtigt werden, wenn die Wärmespeicherkapazität der erstarrenden bzw. schmelzenden Schicht vernachlässigt werden soll. Durch die Vernachlässigung wird das mathematische Gleichungssystem zur Beschreibung der Wärmeübertragungsvorgänge und dessen numerische Lösung stark vereinfacht. Gleichzeitig fällt der daraus resultierende Fehler bei Einhaltung der durch das „Stefan-Problem“ definierten Anforderung gering aus.

Das Stefan-Problem beschäftigt sich mit der Wärmeübertragung und dem damit verbundenen Temperaturverlauf durch erstarrende und schmelzende Schichten (Abb.21). Der Fokus bei der Betrachtung liegt auf der Phasenwechselzahl (Ph). Der Kehrwert der Phasenwechselzahl ist die Stefan-Zahl (St). Sie beschreibt das Wärmemengenverhältnis der spezifischen Phasenwechselenthalpie des PCM (h_E) zur spezifischen Wärmemenge des PCM, die aus der spezifischen Wärmekapazität (c_{PCM}) des Aggregatzustandes nach dem Phasenwechsel und dem Betrag der Temperaturdifferenz zwischen PCM und Wärmeträgerfluid (WTF) gebildet wird [29a]:

$$Ph = \frac{h_E}{c_{PCM} \cdot (T_{PCM} - T_{WTF})} \quad (19)$$

Bei der spezifischen Phasenwechselenthalpie des PCM (h_E) im Zähler der Kennzahl handelt es sich um die latente Wärmemenge, die während des Phasenwechsels übertragen wird. Im Nenner der Kennzahl wird die maximale, sensible Wärmemenge beschrieben, die zwischen PCM und WTF übertragen werden kann. Einen Grenzwert für die Phasenwechselzahl zu definieren bedeutet, dass der sensible Wärmeanteil an der Wärmeübertragung in Relation zum latenten Wärmeanteil einen vorgegebenen prozentualen Wert nicht überschreiten darf, damit der sensible Wärmeanteil vernachlässigt werden darf.

In der Literatur wird häufig darauf hingewiesen, dass die Phasenwechselzahl nicht kleiner 7 werden soll [29a]. Es kann jedoch individuell abgewogen werden, wie weit der relative Fehler annehmbar ist. Wird ein Latentwärmespeicher direkt in einen Wärmepumpenkreislauf integriert, erfolgt die Wärmeübertragung zwischen PCM und Kältemittel. Abb.39 zeigt die maximalen Temperaturdifferenzen zwischen beiden Medien in Abhängigkeit der Phasenwechselenthalpie (h_E) und der spezifischen Wärmekapazität (c_{PCM}) des eingesetzten PCM, um den Grenzwert der Phasenwechselzahl von 7 nicht zu unterschreiten. Die Temperaturdifferenzen schwanken in einem breiten Bereich zwischen ca. 5 und 50 °C und zeigen somit eine starke Abhängigkeit von den Stoffeigenschaften des PCM. Eine Phasenwechselzahl von 7 bedeutet, dass der latente Wärmeanteil an der Wärmeübertragung mindestens das Siebenfache des sensiblen Anteils beträgt. Abb.40 zeigt die Phasenwechselzahlen eines PCM in Abhängigkeit der Phasenwechselenthalpie (h_E) und der spezifischen Wärmekapazität (c_{PCM}) bei einer Temperaturdifferenz zwischen PCM und WTF von 5 K. Bei der Auslegung von Latentwärmespeichern ist die Temperaturdifferenz zwischen PCM und WTF ein entscheidender Faktor. Abb.41 stellt die Phasenwechselzahlen eines PCM in Abhängigkeit der Phasenwechselenthalpie (h_E) und der Temperaturdifferenz zwischen PCM und WTF bei einer spezifischen Wärmekapazität (c_{PCM}) von 2 kJ/(kgK) dar, ein typischer Wert für gängige PCM wie Paraffine und Salze.

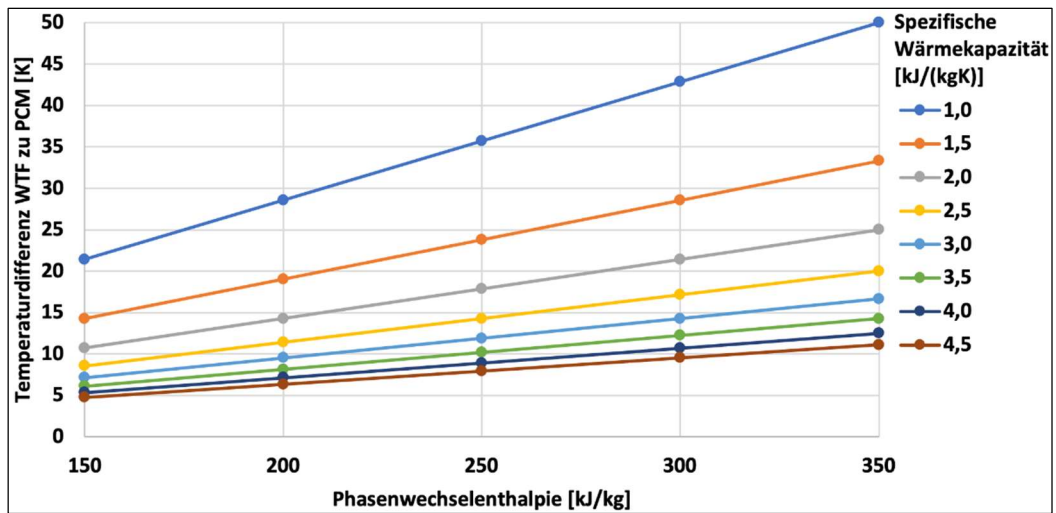


Abb.39: Temperaturdifferenzen zwischen PCM und Wärmeträgerfluid bei einer Phasenwechselzahl von 7

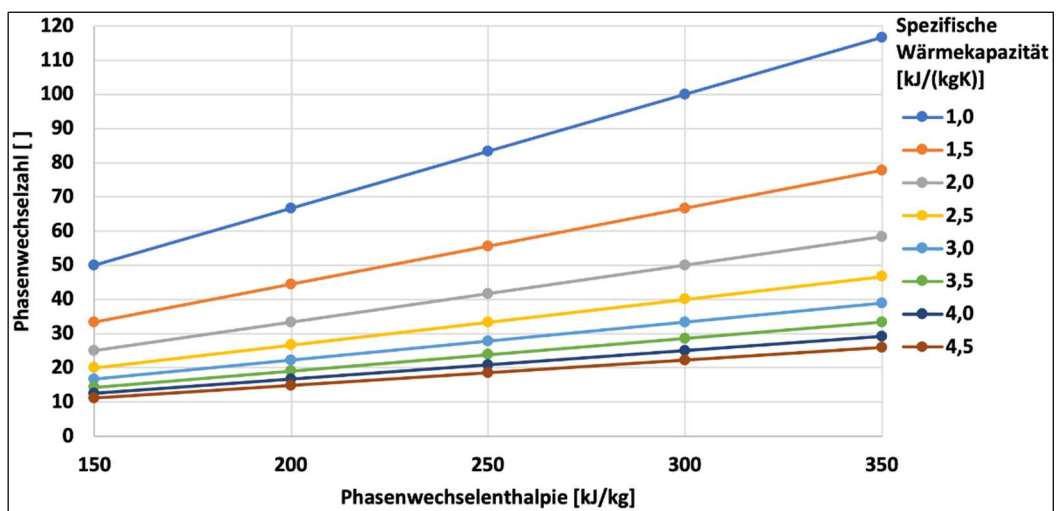


Abb.40: Phasenwechselzahl bei einer Temperaturdifferenz von 5 K zwischen PCM und Wärmeträgerfluid

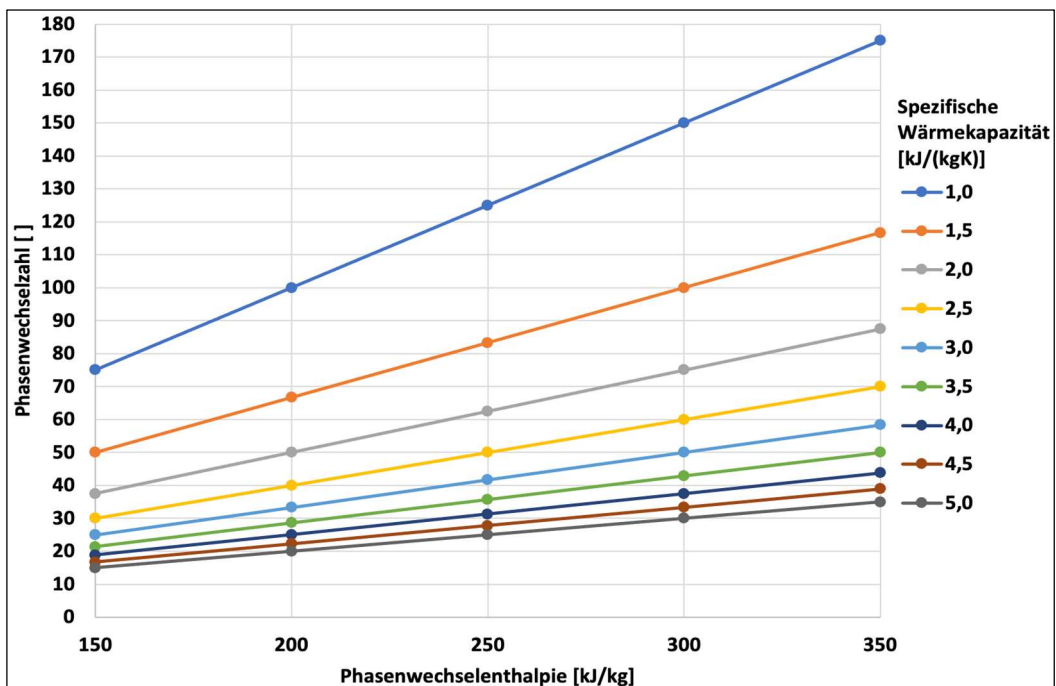


Abb.41: Phasenwechselzahl bei einer spezifischen Wärmekapazität (c_{PCM}) von 2 kJ/(kgK)

Stand der Forschung: Modellierung von Latentwärmespeichern

Ein Resultat der thermodynamischen Untersuchungen aus [10] ist ein teilvalidiertes, eindimensionales Simulationsmodell, das die Wärmeübertragungsvorgänge in Latentwärmespeichern als quasistationäre Prozesse über den gesamten Speicher betrachtet. Das Modell wurde in mit der Software Engineering Equation Solver (EES) programmiert und basiert auf folgenden Annahmen [10]:

Phasenwechselmaterial im Latentwärmespeicher

- Kristallisation radial auf der Rohraußenseite
- Homogener Phasenwechsel entlang des Wärmeübertragerrohres
- Konstante Phasenwechseltemperatur

Kältemittel

- Konstante Verdampfungs- und Kondensationstemperatur
- Konstanter Wärmeübergangskoeffizient

Auf dem eindimensionalen Modell aufbauend wurde ein weiteres Modell entwickelt, das die Wärmeübertragungsvorgänge im Speicher in zwei örtlichen Dimensionen betrachtet. Das Rechenprinzip ist in Abb.42 abgebildet.

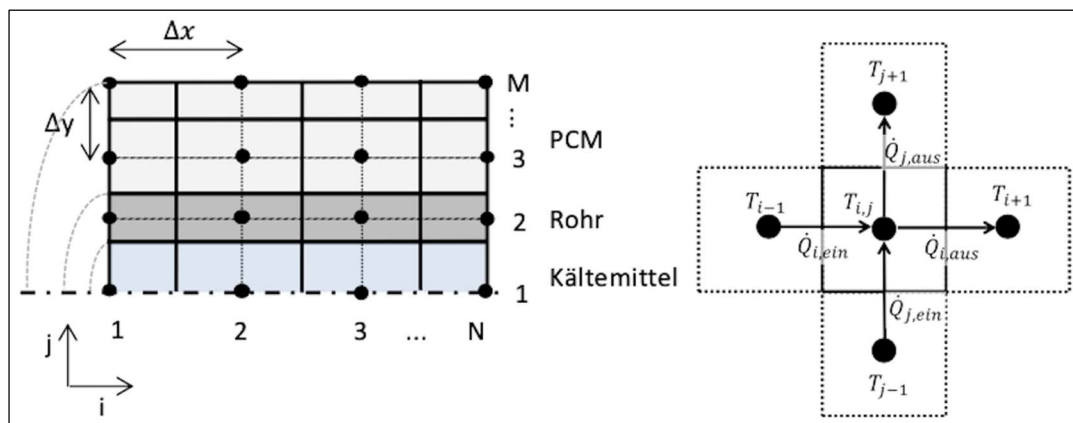


Abb.42: Schema Modell zur Berechnung der örtlich zweidimensionalen Wärmeübertragungsvorgänge in LWS [10]

V. Zusammenarbeit mit anderen Stellen

Das Forschungsprojekt wurde von den Projektpartnern Hochschule München und Cabero Wärmetauscher GmbH & Co. KG durchgeführt.

Wie im bisherigen Verlauf dargestellt, verfügt die Hochschule München über umfangreiche Erfahrung bezüglich Entwicklung von Anlagen mit Latentwärmespeichern.

Die Cabero Wärmetauscher GmbH & Co. KG ist spezialisiert auf die Anfertigung von Wärmeübertragern für verschiedenste Anwendungen und hat in vorangegangenen Forschungsprojekten bereits mit der Hochschule München zusammengearbeitet.

Die Hochschule TAMK in Tampere, Finnland, hat ein parallel ablaufendes Forschungsprojekt durchgeführt. Die Institution verfügt über umfangreiches Know-How und Projekterfahrung im Bereich der Gebäudeautomation und der Systemintegration von versorgungstechnischen Anlagen in Gebäude.

VI. Ergebnisse des Forschungsvorhabens

A. Grundlagen

1. Gebäudeautomation

Die flexible Nutzung des Wärmepumpen-Speicher-Systems ist am effizientesten, wenn das Gebäudetechniksystem schnell und effizient auf Änderungen der Außenfaktoren, wie Außen- und Innentemperaturen, Strompreise, Angebot und Wärmebedarf reagieren kann. Dafür sind zeitnahe Informationen und idealerweise Vorhersagen über diese Größen notwendig, um eine effiziente Ladung und Entladung des Speichers bestimmen zu können. Die Effizienz des Wärmepumpen-Speicher-Systems ist abhängig vom Grad und Funktionsfähigkeit der Gebäudeautomation (GA). Im folgenden Kapitel wird zunächst der Begriff Gebäudeautomation definiert. Anschließend folgt eine kurze Übersicht der Anbieter. Abschließend wird eine Einschätzung des aktuellen Standards der GA in Wohn- und Nichtwohngebäuden dargestellt.

1.1. Definition

Der Einsatz der Gebäudeautomation nimmt seit Jahren stetig zu, sowohl im Zweckbau als auch in den Wohngebäuden [73]. Unter anderem, da sie eine vielversprechende Möglichkeit ist, den Energieeinsatz in Gebäuden zu reduzieren [74]. Damit steigen ihre Bedeutung und Komplexität immer weiter an. Da die Gebäudetechnik eine Vielzahl an Schnittstellen zu anderen Gewerken aufweist, ist es von Vorteil, wenn alle Gewerke mit den Grundlagen der GA vertraut sind, um notwendige Zusammenarbeiten frühzeitig identifizieren zu können. Die Gebäudeautomation fügt dabei alle Gewerke informationstechnisch zusammen und ermöglicht eine zentrale Überwachung [28]. Die Grundfunktionen der GA sind das Messen, Steuern, Regeln, Überwachen und Bedienen, sowie die Optimierung der Gebäudetechnischen Anlagen [75;76]. Dadurch können durchgehend und nutzungsabhängig Verbesserungen des Anlagenbetriebes unter den Aspekten von Funktionalität, Sicherheit, Wirtschaftlichkeit, Energieverbrauch, Komfort, Zuverlässigkeit und Bedienbarkeit sichergestellt werden [75], [77]. Die Gebäudeautomation in Wohngebäuden wird auch als SmartHome bezeichnet. Die Gebäudeautomation gliedert sich entsprechend dem sogenannten Ebenenmodell, wie in Abb.43 [76] dargestellt. Dabei wird die GA in die drei Ebenen Feldebene, Automationsebene und Managementebene unterteilt [74-77]. Es ist wichtig, dass die Prozesse auch ohne die Managementebene selbstständig aufrechterhalten werden, da dies bereits in der Automationsebene sichergestellt wird. Die Managementebene dient dabei der Überwachung und Optimierung der GA.

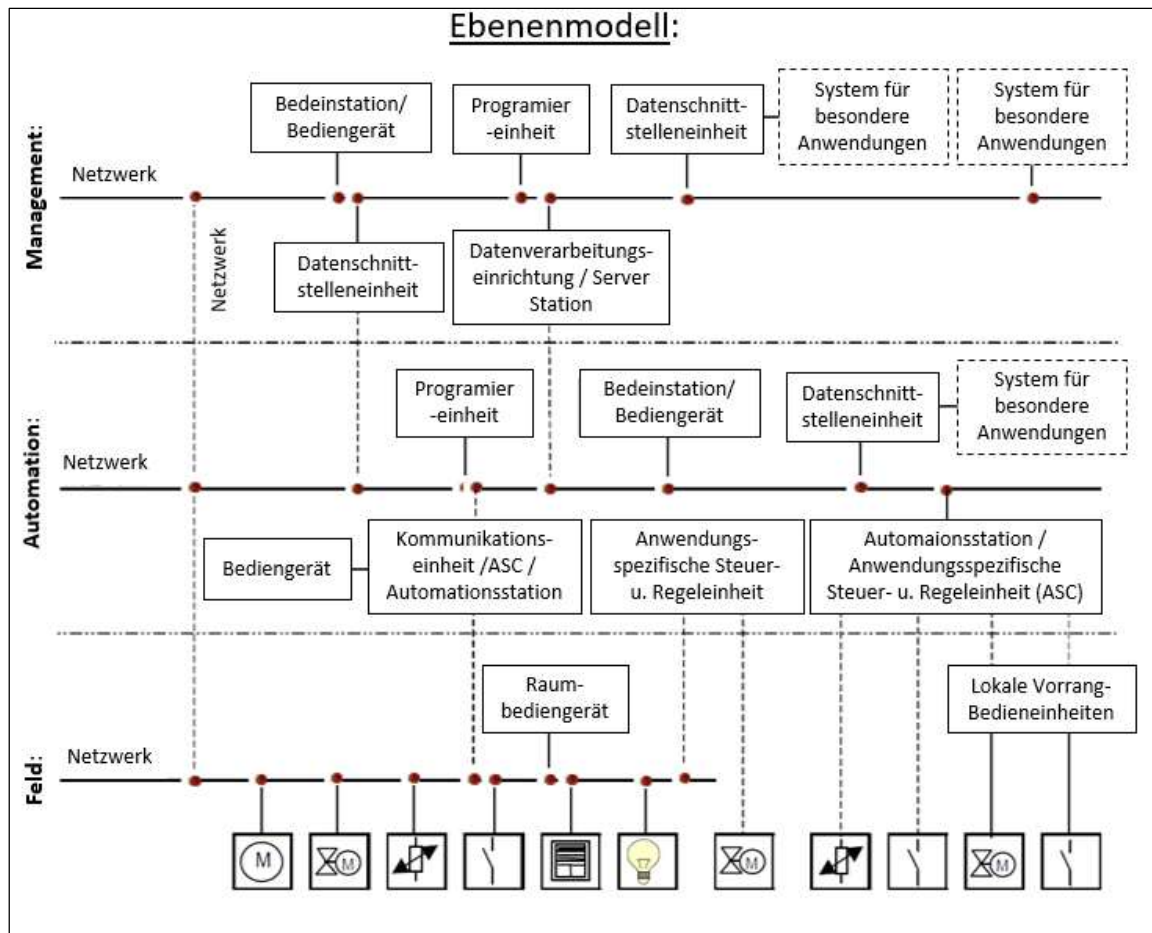


Abb.43: Ebenenmodell der Gebäudeautomation [76]

Laut der Senatsverwaltung für Stadtentwicklung und Wohnen [74] können die Prozessabläufe durch die Managementebene überwacht und gezielt beeinflusst werden. Alle Daten werden gesammelt auf einen zentralen Computer geleitet, um sie dort speichern, auswerten und ändern zu können. Auf dieser Ebene besteht die Hardware lediglich aus einem Standardcomputer. Die Automationsebene umfasst alle Automatisierungseinrichtungen, auch Direct Digital Control (DDC) genannt. Diese besitzen in der Regel einen Mikrocomputer und können über ein Bussystem die Feldebene verbinden. Die Hardware besteht hauptsächlich aus Bussystemleitungen oder Funksendern und Prozessoreinheiten. Um eine automatisierte Gebäudetechnik zu ermöglichen, werden Regelkreise wie in Abb.44 [76] aufgebaut.

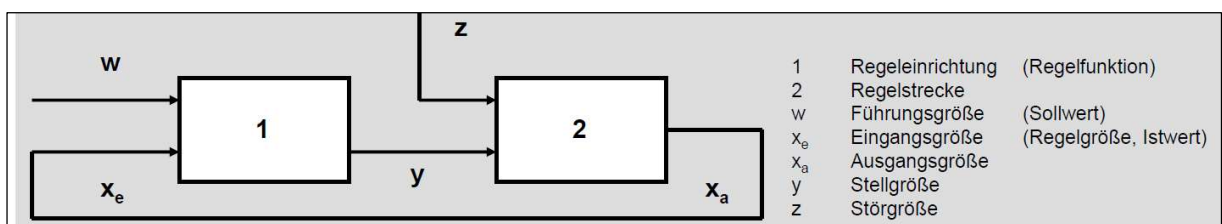


Abb.44: Regelkreis für Funktionen in der Gebäudeautomation [76]

Auf der Feldebene werden die Feldgeräte, Sensoren und Aktoren betrieben, welche an den verschiedenen Anlagen installiert sind. Die Sensoren messen, zählen oder melden Daten, welche an die Automationsebene und ggf. an die Managementebene weitergeleitet werden. Die verarbeiteten

Daten in der Automationsebene rufen wiederum bei Bedarf ein Schalten von Aktoren in der Feldebene hervor. In der Feldebene besteht die Hardware aus verschiedensten Sensoren und Aktoren, welche beispielsweise Messfühler oder Ventilmotoren sein können, und in der Regel bereits mit Kommunikationssystemen geliefert werden [76]. Abgesehen von der nötigen Hardware in der GA werden verschiedene Softwareanwendungen zur Automation und zum Management benötigt.

1.2. Anbieter

In diesem Kapitel wird eine Übersicht über die in Deutschland etablierten Anbieter für Gebäudeautomationstechnologie gegeben. Es gibt Hersteller, welche schon seit vielen Jahren in der Leittechnik etabliert sind und über langjährige Erfahrung in der Automation beispielsweise von Kraftwerken oder Labors verfügen. In den vergangenen Jahren sind jedoch besonders in der Gebäudetechnik für Wohngebäude (SmartHome) weitere Anbieter hinzugekommen.

Als einen der wohl größten und etabliertesten Anbieter von gebäudetechnischen Produkten, ist die Firma Siemens zu nennen. Sowohl Hardware als auch Software kann vollständig von Siemens bezogen werden. Siemens beschreibt das eigene Produktsortiment wie folgt: „Wir bieten Lösungen für alle Gebäudetypen, -größen und Anwendungen. Unser umfassendes Portfolio an Gebäudeautomationssystemen ermöglicht eine maßgeschneiderte Anpassung der Lösung an die besonderen Anforderungen jedes Projekts. Offenheit und Flexibilität sind die Grundprinzipien aller unserer Systeme. Durch offene Kommunikationsprotokolle lassen sie sich leicht in andere Systeme einbinden und später ebenso leicht modernisieren. Wenn mehrere Gewerke wie Heizung, Lüftung und Klimaanlage in einem umfassenden, auf Zuverlässigkeit ausgelegten Gesamtkonzept zusammengefasst werden, entstehen perfekte Orte.“ [79]

Ein weiterer großer Anbieter im Bereich der Gebäudeautomation ist Schneider Electric. Die Gebäudeautomation unseres Projektpartners in Finnland wurde von Schneider Electric umgesetzt. Neben Gebäudeautomation und Automatisierungs- und Steuerungstechnik bietet Schneider Electric auch Installations- und Gebäudesystemtechnik, Niederspannung Produkte und Systeme, Solar-Off-Grid-Lösungen, Mittelspannungsprodukte und Energy Automation, sowie IT-Infrastruktur, USV, Racks, Kühlung und Überwachung, sowie Software an.

Bei Suchanfragen zur Gebäudeautomation werden rund 430 Firmen aufgeführt [80]. Daran ist zu erkennen, dass es eine große Auswahl an Anbietern in diesem Bereich gibt. Die Auswahl des Anbieters sollte nach verschiedenen Kriterien erfolgen.

- Wie groß ist die Erfahrung der Firma im Anwendungsgebiet?
- Ist eine Kompatibilität der Produkte zu Produkten anderer Anbieter und vorhandener Technik gegeben?
- Können Gesamtlösungen angeboten werden und sind diese nötig?
- Ist eine Unterstützung bei Installation und Betrieb möglich und notwendig?
- Wird Unterstützung bei Systemintegrationen in bestehende GA angeboten?

Je nach Anwendungsbereich, Budget und Größe der Installation sind unterschiedliche Anbieter geeignet. Um die richtige Wahl zu treffen ist es notwendig, vorab die Anforderungen der gewünschten Produkte zu bestimmen und ein möglichst genaues Bild zu erhalten. Bei einer simplen SmartHome-Anwendung kann meist auf kleinere und günstigere Anbieter zurückgegriffen werden, welche keine Unterstützung bei der Installation und im Betrieb anbieten. Für hochkomplexe Gebäudeautomation von großen Nichtwohngebäuden ist eine aufwendige Installation notwendig. Oft sind für solche Projekte erfahrene Anbieter mit langfristiger Unterstützung und einem Gesamtkonzept die richtige Wahl um ein effizientes, nachvollziehbares System zu erhalten.

1.3. Aktueller Stand

Mit dem aktuellen Angebot der Hersteller ist es möglich, eine hochkomplexe Gebäudeautomation zu realisieren. Zu bedenken ist jedoch, welche GA-Technik in welchem Gebäude sinnvoll, wirtschaftlich und notwendig ist. Wie effizient eine GA ist, hängt nicht nur von der verbauten Hardware ab, sondern ist essenziell von einer gut durchdachten und anwendungsbezogenen Umsetzung abhängig [77]. Eine komplexe GA-Technik kann nur sinnvoll genutzt werden, wenn sie durch die Automations- und Managementebene korrekt gesteuert wird. Aus diesem Grund wird im Folgenden kurz skizziert, welche GA-Technik standardmäßig und sogar vorgeschrieben in Neubauten installiert wird.

In der neuesten DIN EN 15232-1 [78] von 2017 wird eine Klassifizierung der Energieeffizienz von Wohn- und Nichtwohngebäuden abhängig von den installierten GA-Standards vorgestellt. Dabei gibt es vier Klassen von A bis D.

Die Klassen werden wie folgt definiert:

- „Klasse D entspricht GA-Systemen, die nicht energieeffizient sind. Gebäude mit derartigen Systemen sind zu modernisieren. Neue Gebäude dürfen nicht mit derartigen Systemen gebaut werden.
- Klasse C entspricht Standard-GA-Systemen.
- Klasse B entspricht erweiterten GA-Systemen und einigen speziellen TGM-Funktionen.
- Klasse A entspricht hoch energieeffizienten GA-Systemen und TGM-Funktionen.“ [78]

„Die GA-Umsetzung wird als Klasse D kategorisiert: wenn die für Klasse C erforderlichen Mindestfunktionen nicht umgesetzt sind.

Um Klasse C zu erreichen: Die in Tab.7 definierten Mindestfunktionen müssen umgesetzt werden.

Um Klasse B zu erreichen: Zusätzlich zu Klasse C müssen die Gebäudeautomationsfunktion und einige definierte spezielle Funktionen umgesetzt werden. Raum-Regelrichtungen müssen in der Lage sein, mit einem Gebäudeautomationssystem zu kommunizieren.

Um Klasse A zu erreichen: Zusätzlich zu Klasse B müssen die Funktion des technischen Gebäudemanagements und einige in Tab.7 definierte spezielle Funktionen umgesetzt werden. Die Raum-Regelrichtungen müssen einen bedarfsgeführten Betrieb von HLK-Anlagen ermöglichen können (z. B. sollwertgesteuerte Regelung in Abhängigkeit von Belegungsgrad, Luftqualität usw.)

einschließlich zusätzlich integrierter Funktionen für eine Gewerke übergreifende Zusammenwirkung von HLK und sonstiger Gebäudetechnik (z. B. Elektrik, Licht, Verschattung).“ [78]

Anhand dieser Einteilung lassen sich aus einer Tab.7 in der DIN EN 15232-1 [78] die mindestens notwendige und damit standardmäßig verbaute GA-Technik in Neubauten, sowie die Anforderungen für die Klassen A und B ableiten. Die Tab.7 aus der DIN EN 15232-1 gibt ausführlich Informationen zu den Bereichen Heizbetrieb, Trinkwassererwärmung, Kühlbetrieb, Lüftung und Klimatisierung, Beleuchtung, Jalousienregelung und technische Haus- und Gebäudemanagement.

		Definition der Klassen							
		Wohngebäude				Nichtwohngebäude			
		D	C	B	A	D	C	B	A
Automatische Regelung									
1.	Regelung des Heizbetriebs								
1.1	Regelung der Übergabe								
	Die Regelfunktion ist am Heizkörper (Strahlungsgerät, Fußbodenheizung, Gebläsekonvektoranlage, Gerät im Innenbereich) auf Raumebene installiert; bei Typ 1 kann eine Funktion mehrere Räume regeln								
	0	Keine automatische Regelung	x			x			
	1	Zentrale automatische Regelung	x			x			
	2	Einzelraumregelung	x	x		x	x		
	3	Einzelraumregelung mit Kommunikation	x	x	x	x	x	x	x
	4	Einzelraumregelung mit Kommunikation und präsenzabhängiger Regelung nicht geeignet bei Anlagen mit langsam reagierender Wärmeübergabe, z.B. Fußbodenheizung)	x	x	x	x	x	x	x

Tab.7: Abbildung der Tabelle 7 aus der DIN EN 15232-1 [78]

Die tatsächliche Situation in Deutschland stellt sich jedoch anders dar. Durch das Fördern von Industrie 4.0 in Deutschland seit 2011, in staatlichen Förderprogrammen, ist ein Großteil der Industriegebäude auf einem hohen GA-Standard. Das BMBF hat für diese Forschungsarbeiten bisher Fördermittel in Höhe von über 470 Millionen Euro bewilligt und eingeplant. Das Bundeswirtschaftsministerium engagiert sich zudem ebenfalls in der Forschungsförderung mit Fördermitteln bis zu 80 Millionen Euro [81].

Im Bereich der Wohngebäude jedoch wird das Konzept von SmartHome in Deutschland bisher noch nicht so stark gefördert. Die SmartHome Anwendungen sind in Deutschland noch im Verhältnis zu

der GA in Nichtwohngebäuden nicht besonders etabliert. Laut einer Statistik, veröffentlicht auf statista.com [82], sind 6,4 Mio. Haushalte 2019 mit einer smarten Funktion ausgestattet, davon ca. 3 Mio. mit einer Funktion für das Energiemanagement [83]. Laut dem Statistischen Bundesamt [84] sind 41,378 Mio. Haushalte in Deutschland im Jahr 2019 erfasst. Damit besitzen etwa 15% der Haushalte SmartHome-Funktionen und ca. 7% ein smartes Energiemanagement. Verglichen mit anderen Nationen, wie den USA, ist dieser Anteil noch sehr gering. Die Penetrationsrate, welche einen Wert zur Marktdurchdringung darstellt, liegt in den USA 2020 bei 32,4% und erreicht bis zum Jahr 2024 voraussichtlich 52,4% [85]. In Deutschland liegt die Penetrationsrate hingegen 2020 bei 20,1% und erreicht im Jahr 2024 voraussichtlich 36,6% [82]. Die absolute Anzahl der Haushalte mit SmartHome Installationen wird sich in den nächsten Jahren somit tendenziell weiter erhöhen. Durch Vorgaben durch den Gesetzgeber (z.B. EnEV) für Neubauten und angekündigte Nachrüstungen für Bestandsgebäude wird sich der Mindeststandard für Gebäudeautomation auch in Wohngebäuden in den nächsten Jahren steigern. Ein 2015 verabschiedetes Gesetz verpflichtet ab 2020 alle Haushalte mit einem Jahresverbrauch über 6.000 Kilowattstunden ein intelligentes Messsystem einzubauen. Der Einbau ist optional für Haushalte unterhalb von 6.000 Kilowattstunden Jahresverbrauch [86]. Ein solches System setzt sich aus einem digitalen Stromzähler und einem sogenannten Smart Meter Gateway, einer Kommunikationseinheit, zusammen. Dieses Smart Meter Gateway sendet die Verbrauchsdaten in das intelligente Stromnetz [86]. Diese Maßnahme soll eine intelligente Verknüpfung von Stromerzeugung, Verbrauch und Netzen ermöglichen [86].

1.4. Zusammenfassung

Um die flexible Nutzung von Wärmepumpen-Speicher-Systemen effizient umsetzen zu können, ist ein ausreichend hoher Gebäudeautomations-Standard erforderlich. Nur so kann eine intelligente Fahrweise, basierend auf aktuellen und zukünftigen Außenbedingungen wie beispielsweise Außentemperaturen, Strompreis, Angebot und Wärmebedarf, sowie Ladezustand des Speichers, ermöglicht werden. Der Automationsstandard in Nichtwohngebäuden ist bereits relativ hoch und in den meisten Nichtwohngebäuden umgesetzt. In Wohngebäuden wird in den nächsten Jahren ein Mindeststandard zur intelligenten Energienutzung umgesetzt. Dies schafft die passenden Voraussetzungen zum Einsatz von Wärmepumpen-Speicher-Systemen auch in Wohngebäuden.

2. Wärme- und Kältebedarf von Gebäuden

Um Anlagen zur Wärme- und Kälteversorgung möglichst effizient auslegen zu können, sollte das entsprechende Lastprofil bekannt sein. Die softwaregestützte Generierung solcher Lastprofile ist eine in der Forschung gängige Methode, auch um Variationsrechnungen durchführen zu können.

2.1. Charakterisierung typischer Nichtwohngebäude

Zunächst wird definiert, welche Bauten unter die Kategorie des typischen Nichtwohngebäudes fallen. Es werden Einteilungen der heterogenen Gruppe in Unterkategorien beleuchtet und festgestellt, in welche Kategorie das für den Einbau des Systems ausgewählte Gebäude einzuordnen ist.

2.1.1. Definition eines Nichtwohngebäudes (NWG)

Definition Gebäude

Zunächst ist zu klären, wie ein Gebäude im Allgemeinen definiert ist. In der Musterbauordnung (MBO) 2019 [87] werden Gebäude wie folgt definiert: „Gebäude sind selbstständig benutzbare, überdeckte bauliche Anlagen, die von Menschen betreten werden können und geeignet oder bestimmt sind, dem Schutz von Menschen, Tieren oder Sachen zu dienen.“ Das Amt für Statistik Berlin-Brandenburg [88] ergänzt den Begriff des Gebäudes folgendermaßen: „Als Gebäude gelten gemäß der Systematik der Bauwerke selbstständig benutzbare, überdachte Bauwerke, die auf Dauer errichtet sind und die von Menschen betreten werden können und geeignet oder bestimmt sind, dem Schutz von Menschen, Tieren oder Sachen zu dienen. Hierbei kommt es auf die Umschließung durch Wände nicht an; die Überdachung allein ist ausreichend. Gebäude im Sinne der Systematik sind auch selbstständig benutzbare unterirdische Bauwerke. Hierzu zählen u.a. unterirdische Krankenhäuser, Ladenzentren sowie Tiefgaragen.“

Definition Nichtwohngebäude

Dieser weitumfassende Begriff des Gebäudes kann in unterschiedlicher Weise unterteilt werden. Eine Möglichkeit der Untergliederung ist die Differenzierung zwischen Wohn- und Nichtwohngebäude. Dabei wird das Wohngebäude vom Amt für Statistik [88] wie folgt definiert: „Wohngebäude sind Gebäude, die mindestens zur Hälfte - gemessen am Anteil der Wohnfläche (zu berechnen nach der Verordnung der Wohnfläche (Wohnflächenverordnung – WoFlV) vom 25. November 2003 (BGBl. I S. 2346)) an der Nutzfläche (DIN 277) ohne Funktions-, Verkehrsflächen - Wohnzwecken dienen. Nebennutzflächen in Wohngebäuden (Abstellräume, nicht ausgebauter Dachboden etc.) sind zur Bestimmung des Nutzungsschwerpunktes nicht heranzuziehen. Zu den Wohngebäuden rechnen auch Ferien-, Sommer- und Wochenendhäuser mit mindestens 50 m² Wohnfläche“ definiert. Das Nichtwohngebäude wird von [88] als „Nichtwohngebäude sind Gebäude, die (mindestens zu mehr als der Hälfte - gemessen an der Nutzfläche DIN 277) nicht Wohnzwecken dienen. Zur Bestimmung des Nutzungsschwerpunktes werden Nebennutzflächen (z.B. Garderoben, Sanitärräume) nicht herangezogen“.

2.1.2. Gliederung der NWG in Unterkategorien

Für den Bereich der Wohngebäude wurde eine einheitliche Gebäudetypologie erarbeitet. Das ist möglich, weil Wohngebäude in relativ homogene Gruppen einzuteilen sind. Für den Bereich der Nichtwohngebäude konnte hingegen keine einheitliche Gebäudetypologie erarbeitet werden. Nichtwohngebäude weisen spezifische funktionale, morphologische und konstruktive Eigenschaften und Kennwerte auf. Sie unterscheiden sich außerdem durch ihr Alter und ihre Baukonstruktion [89]. Aufgrund dieser hohen Heterogenität der Nichtwohngebäude [90] wurde noch keine allgemeingültige Typologie für Nichtwohngebäude erarbeitet. In verschiedenen wissenschaftlichen Arbeiten werden eigene Typologie-Ansätze erarbeitet. Diese Aufteilungen variieren je nach Anwendungsbereich der Arbeit. Im Folgenden werden für diesen Anwendungsfall passende Einteilungen ausgewählt.

Für öffentliche Gebäude wird eine offizielle Gliederung durch den Bauwerkzuordnungskatalog [91] vorgegeben. Dieser unterteilt die Gebäude in neun Überkategorien, wie in Tab.8 aufgeführt.

1	Parlaments-, Gerichts- und Verwaltungsgebäude
2	Gebäude für wissenschaftliche Lehre und Forschung
3	Gebäude des Gesundheitswesens
4	Schulen
5	Sportbauten
6	Wohnbauten, Gemeinschaftsstätten
7	Gebäude für Produktion, Werkstätten u. Lagergeb.
8	Bauwerke für technische Zwecke
9	Gebäude anderer Art

Tab.8: Unterkategorisierung Nichtwohngebäude nach Bauwerkzuordnungskatalog [91]

Die Arbeit [89] „Typologie und Bestand beheizter Nichtwohngebäude in Deutschland“ vom BMVBS (2011) legt die in Tab.9 aufgeführten 11 Unterkategorien fest. Da aufgrund der Projektbedingungen ein Gebäude für den Feldversuch des Systems festgelegt ist, ist in folgendem Abschnitt zu klären, in welche Unterkategorie das zur Verfügung stehende Gebäude fällt und welchen Bereich der Nichtwohngebäude es darstellt.

Nr.	Kategorie
1	Bildungsgebäude Schulgebäude, Kindertagesstätten, Hochschulen
2	Büro- & Verwaltungsgebäude Banken, Versicherungen, Regierungsgebäude, Ämter
3	Fabrikgebäude Großunternehmen, Fabrikationshallen
4	Werkstattgebäude Handwerk, Gewerbe
5	Heilbehandlungsgebäude Krankenhäuser, Polikliniken
6	Handelsgebäude Shopping-Center, Lebensmittel, Non-Food
7	Lagerhallen Zentrallager, Versandlager
8	Sporthallen private, Schul- und Hochschulsport, Tennishallen
9	Schwimmbäder Spaßbäder, kleine Schwimmsporthallen
10	Kulturgebäude Oper, Theater, Konzert, Kino, Ausstellungsgebäude
11	Beherbergungsgebäude Hotels, Gaststättengebäude freistehend

Tab.9: Unterkategorisierung Nichtwohngebäude nach MVBS [89]

2.2. Berechnungsmodelle

Simulationsrechnungen mit dynamischen Gebäudemodellen sollen typische Energiebedarfsstrukturen der Wärme- und Kälteversorgung von Gebäuden liefern und die Erstellung von Lastprognosen ermöglichen. Für die Gebäudemodellierung wird die Software DesignBuilder verwendet. Diese Software wird bereits forschungsgruppenübergreifend genutzt. Mit dem Programm lassen sich komplexe Gebäude erstellen (Abb.45) und unter unterschiedlichen Rahmenbedingungen dynamisch berechnen.

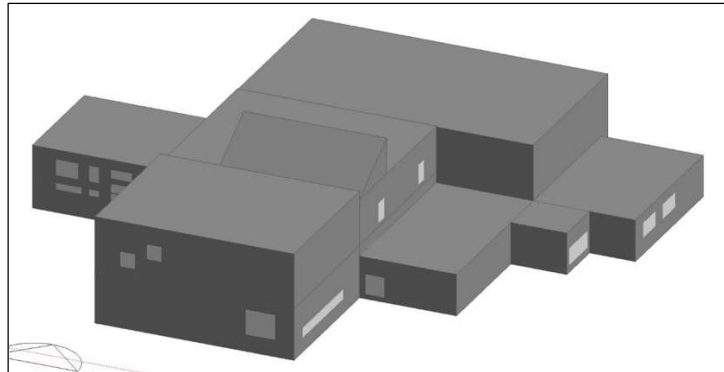


Abb.45: Gebäudemodell, erstellt mit Software DesignBuilder

2.3. Berechnungen

Abb.46 zeigt beispielhaft Ergebnisse einer dynamischen Gebäudesimulation mit DesignBuilder. Die fünf Teil-Graphen zeigen jeweils den Verlauf von Energieeinsatz, Temperatur, Wärmebilanz, Heizlast und Luftwechselrate (von oben nach unten). Die Profile können zur weiterführenden Dimensionierung von Versorgungssystemen genutzt werden. Eine dynamische Auslegungsrechnung ermöglicht eine bestmögliche Zusammenstellung von Wärme- bzw. Kälteerzeuger und Latentwärmespeicher.



Abb.46: Bedarfsprofile für das L-Gebäude der TAMK mit Standort München, Deutschland

B. Entwicklung und Erprobung einer flexiblen Wärmepumpe mit integriertem Latentwärmespeicher

1. Wärmetechnisches Konzept

Zu Beginn dieses Kapitels wird das neuartige Konzept zur Integration des Latentwärmespeichers in den internen Kreislauf einer Wärmepumpe erarbeitet. Der Aufbau, die Funktionsweise, die Schaltungsmöglichkeiten und die Betriebsstrategien des neuartigen Konzeptes werden vorgestellt. Der Schwerpunkt liegt jeweils auf den Be- und Entladevorgängen des Latentwärmespeichers. Es folgt die Betrachtung der in der Kaskade platzierten Kapillare. Das neuartige Kaskadenkonzept weist eine systemspezifische Betriebscharakteristik auf, deren Merkmale anschließend aufgezeigt und erklärt werden. Zur Bewertung und zum Nachweis der Forschungshypothese werden Kennzahlen des neuen Systems definiert. Zur Dimensionierung des neuen Wärmepumpensystems, speziell zur Konstruktion des Latentwärmespeichers mit innenliegendem Wärmeübertrager, folgt die Entwicklung eines Berechnungsmodells, das die Vorgänge des Gesamtsystems ganzheitlich abbilden kann. Nach der Auswahl einer passenden Methodik wird das Funktionsprinzip und die generelle Ablaufmethodik des Berechnungsmodells erläutert. Anschließend werden die Berechnungen zur Dimensionierung des Speichers durchgeführt. Betrachtet werden die beiden Grenzfälle des schnellen und des langsamen Beladens des Speichers. Im Anschluss werden die Berechnungsergebnisse analysiert und diskutiert. Die in der Beschreibung des Kaskadenkonzeptes vorgestellte systemspezifische Betriebscharakteristik wird anhand der Berechnungsergebnisse verdeutlicht.

1.1. Kaskadenkonzept

Wie anhand Abb.6 verdeutlicht wurde, ergibt sich die notwendige Erhöhung des Kondensationsdrucks bei der Einbindung eines Latentwärmespeichers (LWS) in ein Wärmepumpensystem nach Stand der Technik maßgeblich durch den zusätzlich notwendigen Wärmeträgerkreislauf. Deshalb kommt ein solcher Kreislauf im neuen Anlagenkonzept nicht zum Einsatz, denn das neue System soll ohne diese zusätzliche Druckerhöhung arbeiten. Durch Kondensation des Kältemittels direkt im LWS wird dieser zusätzliche Wärmeträgerkreislauf überflüssig. Der LWS soll Wärme an einen Heizwasserkreis übertragen. Deshalb erfolgt die Integration des LWS direkt hochdruckseitig in den internen Wärmepumpenkreislauf.

1.1.1. Integration des Latentwärmespeichers in den Wärmepumpenkreislauf

Die neue Anlage soll beim Be- und Entladen des LWS im Hochdruckbereich des Kältemittelkreislaufes das Kondensationsdruckniveau eines vergleichbaren Systems ohne Speicher aufweisen. Wie zuvor beschrieben, ist zum Beladen des LWS mit einem Wärmeträgerfluid eine Temperaturdifferenz zwischen diesem Fluid und dem Speichermaterial notwendig. Daraus ist zu schließen, dass selbst bei Beladung des LWS mit dem maximalen Temperaturniveau des Kondensators, die Temperatur des LWS in geladenem Zustand unterhalb dieses Niveaus liegt. Auf diesem Temperaturniveau ist es durch den alleinigen Einsatz des LWS nicht möglich den Heizungsvorlauf auf die Solltemperatur aufzuheizen. Die maximale, direkt durch den LWS bereitstellbare Heizungsvorlauftemperatur würde unterhalb dieser geforderten Solltemperatur liegen. Dieser Umstand ist für praktische Anwendungen nicht akzeptabel. Es wäre technisch möglich, den LWS durch die alleinige Nutzung der

Heißgasenthitzung auf ein entsprechend benötigtes, höheres Temperaturniveau zu heben. Bei einer solchen technischen Lösung würde durch Abkühlung des Kältemittels nur dessen sensibler Wärmeanteil an den LWS übertragen. Der latente Wärmeanteil, der bei Phasenwechsel des Kältemittels übertragen werden kann, würde in einem solchen Konzept ungenutzt bleiben. Diese Art von Lösungsansatz wird vernachlässigt. Zum einen ist der sensible Wärmeanteil in Relation zum latenten Anteil der Kleinere, zum anderen würde sich die Arbeitszahl (COP) der Wärmepumpe verringern, da bei gleichbleibendem Kältemittelmassenstrom und damit Elektrizitätseinsatz dem Kältemittel weniger Wärmemenge entnommen werden könnte. Die Aufgabenstellung sieht jedoch vor, dass die Integration des LWS ohne Verminderung des COP erfolgen soll.

Das Temperaturniveau des LWS im geladenen Zustand ist somit gegeben, es liegt unterhalb der Heizungsvorlauf- und der Kondensationstemperatur. Beim Entladevorgang des LWS muss sichergestellt sein, dass die Heizungsvorlauftemperatur erreicht wird. Der LWS wird deshalb zur Vorwärmung des Heizungsrücklaufs eingesetzt. Anschließend wird der vorgewärmte Rücklauf im Kondensator auf die gewünschte Vorlauftemperatur erhitzt. Da die beiden Wärmeübertragungsvorgänge der Vorwärmung und die Erhitzung auf die Solltemperatur auf verschiedenen Temperaturniveaus ablaufen, wird ein zweiter Kondensator eingesetzt. Der schematische Aufbau des neuen Systems sowie die Funktionsprinzipien beim Beladen und Entladen des Speichers werden nachfolgend erläutert [92]:

Abb.47 und Abb.50 zeigen den konzeptionellen Aufbau des neuen Wärmepumpensystems mit integriertem Latentwärmespeicher. Der ursprüngliche Kondensator wird durch einen Latentwärmespeicher und zwei Kondensatoren ersetzt. Die beiden eingesetzten Kondensatoren weisen jeweils eine geringere Auslegungsleistung auf als der ursprüngliche Kondensator. Je nach Betriebsmodus werden die Komponenten unterschiedlich miteinander verschaltet. Zur Einstellung der anzuwendenden Schaltung werden Steuerelemente in die Kältemittelleitungen eingesetzt.

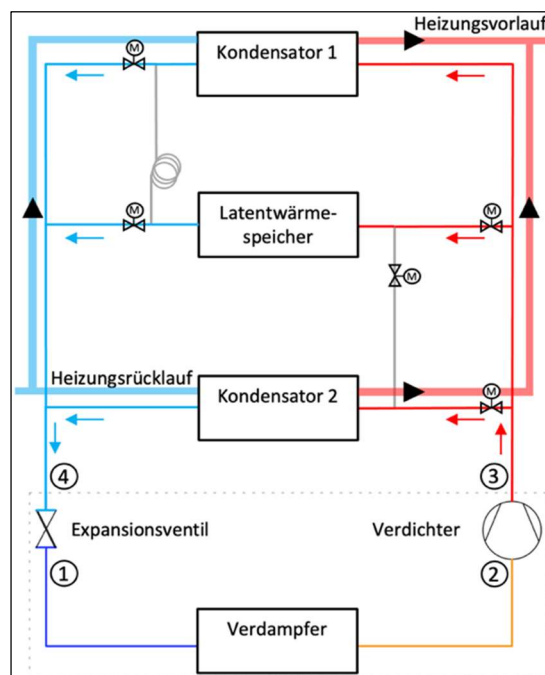


Abb.47: Schematischer Aufbau und Funktionsprinzip des neuen Wärmepumpensystems mit integriertem Latentwärmespeicher beim Beladen des Latentwärmespeichers bei gleichzeitigem Heizen [92]

Beim Beladen des LWS werden die beiden Kondensatoren und der Speicher parallel verschaltet und mit dem vom Verdichter bereitgestellten Heißgasstrom angeströmt (Abb.47). In den drei Bauteilen kondensiert das Kältemittel nach der Heißgasenthitzung auf dem ursprünglichen Kondensationsdruckniveau des unmodifizierten Wärmepumpenkreislaufes. Der Heizwasserkreis durchströmt beide Kondensatoren ebenfalls parallel. So profitieren beiden Kondensatoren von der Rücklauftemperatur, die heizwasserseitig die niedrigste Temperatur darstellt.

Der Kreisprozess des Kältemittels entspricht dem Prozess der unmodifizierten Wärmepumpe:

- 1 → 2: Verdampfung unter Wärmeaufnahme aus einer externen Quelle
- 2 → 3: Verdichtung vom Nieder- auf das Hochdruckniveau
- 3 → 4: Kondensation unter Wärmeabgabe an den Heizkreis und den LWS
- 4 → 1: Expansion vom Hoch- auf das Niederdruckniveau

Nach der Wärmeaufnahme durch die Verdampfung des Kältemittels im Verdampfer (Zustandspunkt (ZP) 1 nach 2) wird es im Verdichter auf den benötigten Kondensationsdruck komprimiert (ZP 2 nach 3). Die Wärmeabgabe unter Kondensation des Kältemittels (ZP 3 nach 4) erfolgt parallel in beiden Kondensatoren und dem LWS, der Kältemittelstrom teilt sich auf diese Bauteile auf. Durch die Entspannung mittels Expansionsventil wird das Kältemittel auf den Ausgangszustand des Kreislaufes gebracht (ZP 4 nach 1).

Abb.48 zeigt das Druck-Enthalpie-Diagramm dieses Kreislaufes, mit dem die beiden Kondensatoren und der LWS parallel versorgt werden. Die Temperaturskala dient der Einordnung der Temperaturniveaus des LWS, der Verdampfung, der Kondensation sowie des Heizungsrück- und Heizungs Vorlaufs. Die eingezeichneten Temperaturniveaus von Verdampfung und Kondensation gelten lediglich im Zwei-Phasen-Gebiet des Kältemittels, nicht im Bereich überhitzten Gases, in dem die Druckerhöhung durch den Verdichter stattfindet. Wie zuvor beschrieben, liegt das Temperaturniveau des geladenen Latentwärmespeichers unterhalb der Kondensationstemperatur der beiden Kondensatoren. Die Temperaturdifferenz zwischen den Phasenwechseltemperaturen von Kältemittel und Speichermaterial beträgt nur wenige Grad. Diese Temperaturdifferenz genügt jedoch, dass Wärmeübertragung zwischen den beiden Medien stattfinden kann.

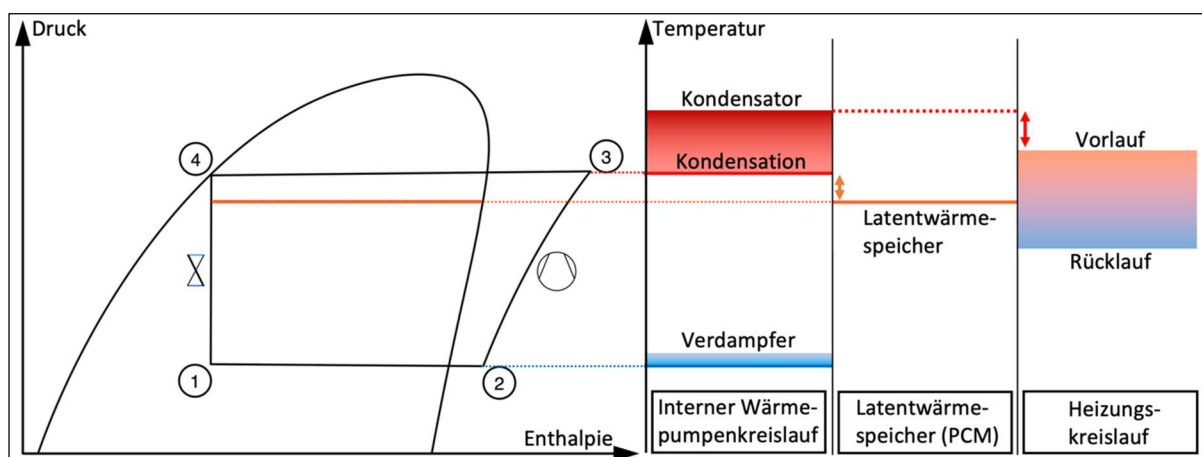


Abb.48: Druck-Enthalpie-Diagramm des modifizierten Kältemittelkreislaufes des neuen Wärmepumpensystems mit integriertem Latentwärmespeicher beim Beladen des Latentwärmespeichers [92]

Abb.49 zeigt die beiden Betriebsmodi, in denen die beiden Kondensatoren und der LWS statt parallel jeweils einzeln mit Kältemittel durchströmt werden. Die in der Abbildung linke Schaltung ermöglicht das alleinige Beladen des LWS, ohne dass Wärme an den Heizwasserkreis übertragen wird. Die Kondensation des Kältemittels findet ausschließlich im LWS statt. Das in der Abbildung rechte Schema zeigt das alleinige Aufheizen des Heizwasserkreises mit Hilfe der beiden parallel durchströmten Kondensatoren, ohne dass der LWS beladen wird. Die Kondensation des Kältemittels findet ausschließlich in den beiden Kondensatoren statt. Bei beiden Betriebsarten handelt es sich um den Kältemittelkreislauf der unmodifizierten Wärmepumpe.

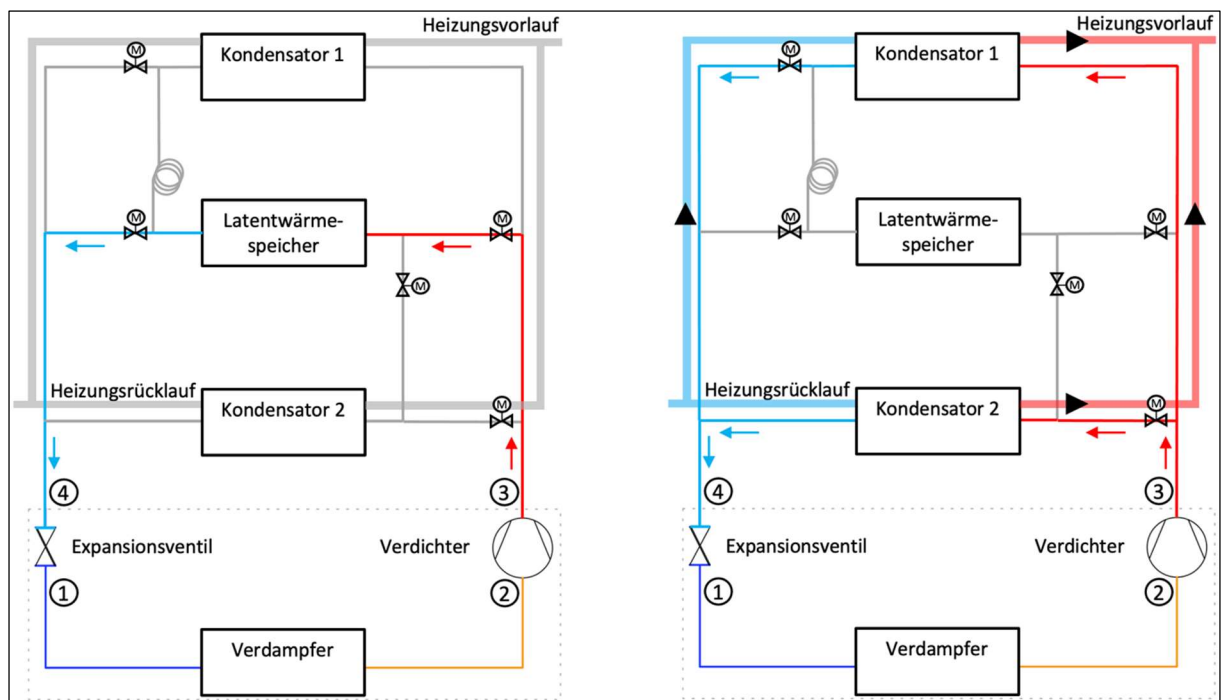


Abb.49: Schematischer Aufbau und Funktionsprinzip des neuen Wärmepumpensystems mit integriertem Latentwärmespeicher zum alleinigen Beladen des Latentwärmespeichers (links) und alleinigen Heizen (rechts) [92]

Beim Entladen des LWS werden die beiden Kondensatoren und der Speicher seriell zu einer Kaskade verschaltet. Das vom Verdichter zirkulierte Kältemittel durchströmt zunächst Kondensator 1, danach den LWS und anschließend Kondensator 2 (Abb.50). In Kondensator 1 herrscht kältemittelseitig das ursprüngliche Kondensationsdruckniveau des unmodifizierten Wärmepumpenkreislaufes. Im LWS und in Kondensator 2 sind Druck- und Temperaturniveau niedriger. Der Heizwasserkreis durchströmt die beiden Kondensatoren deshalb seriell. Der Heizungsrücklauf fließt durch Kondensator 2 und wird dabei vorgewärmt. Anschließend wird der vorgewärmte Heizwasserstrom in Kondensator 1 auf die Solltemperatur des Heizungsvorlauf erhitzt.

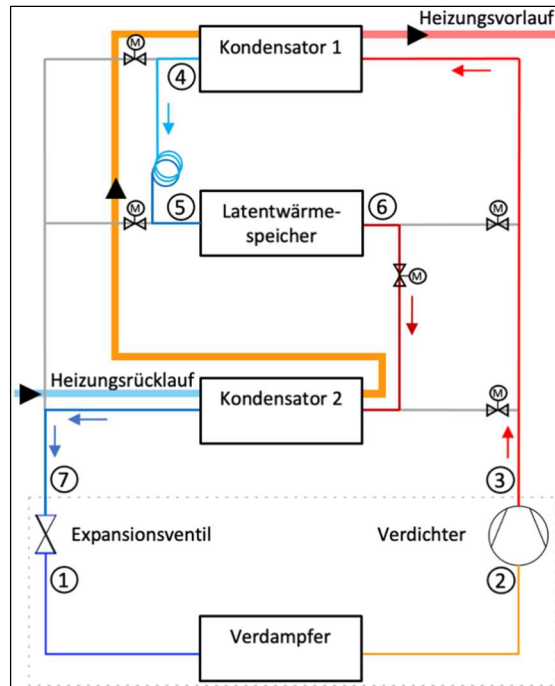
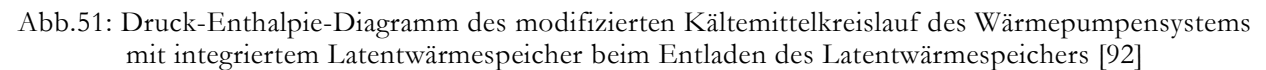


Abb.50: Schematischer Aufbau und Funktionsprinzip des neuen Wärmepumpensystems mit integriertem Latentwärmespeicher beim Entladen des Latentwärmespeichers bei gleichzeitigem Heizen [92]

Der modifizierte Kältemittelkreislauf läuft wie folgt ab:

- 1 → 2: Verdampfung unter Wärmeaufnahme aus einer externen Quelle
- 2 → 3: Verdichtung vom Nieder- auf das Hochdruckniveau
- 3 → 4: Kondensation auf Hochdruckniveau zur Wärmeabgabe an den Heizkreis
- 4 → 5: Expansion vom Hoch- zum Zwischendruckniveau
- 5 → 6: Verdampfung unter Wärmeaufnahme aus dem LWS
- 6 → 7: Kondensation auf Zwischendruckniveau zur Wärmeabgabe an den Heizkreis
- 7 → 1: Expansion vom Zwischen- auf das Niederdruckniveau

Nach der Wärmeaufnahme durch die Verdampfung des Kältemittels im Verdampfer (ZP 1 nach 2) wird es im Verdichter auf den im Kondensator 1 benötigten Druck komprimiert (ZP 2 nach 3). Im Kondensator 1 wird das Kältemittel zunächst enthitzt und anschließend vollständig kondensiert (ZP 3 nach 4), um Wärme an der vorgewärmten Heizwasserstrom abzugeben. Während der Durchströmung der Kapillare wechselt das Kältemittel vom Hoch- zum Zwischendruckniveau (ZP 4 nach 5), das sich durch die Integration des LWS und des Kondensator 2 als drittes Druckniveau im Kreislauf ausbildet. Auf diesem Zwischendruckniveau durchströmt das Kältemittel den LWS und wird unter Wärmeaufnahme aus dem Speicher ein zweites Mal innerhalb eines Kältemittelumlaufs verdampft (ZP 5 nach 6). Mit Hilfe von Kondensator 2 wird das Kältemittel vollständig kondensiert (ZP 6 nach 7) und der Heizwasserkreis mit der dabei abgegebenen Wärme vorgewärmt. Durch die Entspannung mittels Expansionsventil wird das Kältemittel auf den Ausgangszustand des Kreismittelaufes gebracht (ZP 7 nach 1).



In Kaskadenschaltung sind das heizwasserseitig Rücklauf- und Zwischentemperatur für Kondensator 2 sowie Zwischen- und Vorlauftemperatur für Kondensator 1. Diese Temperaturen resultieren aus dem Gleichgewicht der Wärmeübertragungsvorgänge innerhalb der beiden Kondensatoren und des LWS. Die vom LWS auf das Kältemittel übertragene thermische Leistung ist entscheidend für die in Kondensator 2 an den Heizwasserkreis abgegebene Wärmeleistung ($\dot{Q}_{\text{Kondensator 2}}$). Abhängig von dieser Wärmeleistung stellt sich die Zwischentemperatur des Heizwassers ein. Diese Zwischentemperatur prägt heizwasserseitig zusammen mit der Rücklauftemperatur den Kondensationsdruck von Kondensator 2 und zusammen mit der Vorlauftemperatur den Kondensationsdruck von Kondensator 1. Mit dieser Zwischentemperatur (T_z) ergibt sich außerdem der Anteil der Vorwärmung ($\text{Anteil}_{\text{Vorwärmung}}$) vom Kondensator 2 an der Spreizung zwischen Rücklauftemperatur (T_{RL}) und Vorlauftemperatur (T_{VL}):

Kältemittelseitig sind die Temperaturen der ZP 3 und 4 (Kondensator 1) und die Temperaturen der ZP 6 und 7 (Kondensator 2) ausschlaggebend für die Wärmeleistungen der Kondensatoren. Unter der Annahme vollständiger Kondensation ohne Unterkühlung sind die Temperaturen der ZP 4 und 7 an den Austritten der beiden Kondensatoren durch den jeweiligen Kondensationsdruck bestimmt. Die Temperatur in ZP 3, die Betriebsbedingungen der Verdichtung und die Heißgasüberhitzung des eingesetzten Kältemittels sind maßgeblich. ZP 6 und damit die Eintrittstemperatur in den Kondensator 2 hängt von der thermischen Leistung des LWS und den ihn durchströmenden Kältemittelmassenstrom ab. Ist die Wärmeleistung des LWS größer als notwendig, um den Kältemittelmassenstrom vollständig zu verdampfen, kann das verdampfte Kältemittel anschließend

maximal bis zur Temperatur des PCM überhitzt werden. Andersfalls liegt ZP 6 auf der Taulinie oder innerhalb des Zweiphasengebietes und die Temperatur entspricht der Verdampfungstemperatur des Kältemittels. Die Verdampfungstemperaturen in den ZP 6 und 7 unterscheiden sich lediglich durch den Druckverlust, der aus der Durchströmung des Kältemittels von Kondensator 2 resultiert.

Das Druckniveau der Kondensation bewegt sich folglich in einem engen Bereich. Wenn erwähnt wird, dass sich das Druckniveau nicht erhöhen soll, geht es nicht um die Variation innerhalb dieses engen Bereiches bedingt durch das zuvor beschriebene Gleichgewicht der Wärmeübertragungsvorgänge.

Bei der Auswahl des PCM ist darauf zu achten, dass der Temperaturbereich des Schmelzvorganges unterhalb der Kondensationstemperatur von Kondensator 1 und oberhalb der Kondensationstemperatur von Kondensator 2 liegt, die sich bei der Entladung des LWS einstellen. So werden die Temperaturdifferenzen sichergestellt, die zwischen dem Speichermaterial und den Kondensationstemperaturen vorhanden sein müssen, damit Wärmeübertragung zwischen Kältemittel und PCM stattfinden kann. Die Differenz zu Kondensator 1 wird zum Beladen, die zu Kondensator 2 zum Entladen des LWS benötigt. Zu beachten ist dabei, dass die Kondensationstemperatur von Kondensator 1 aufgrund der Heißgasüberhitzung des Kältemittels bei Eintritt in den Kondensator unterhalb der Vorlauftemperatur des Heizkreises liegen kann.

Die Temperaturspreizung zwischen Rücklauf und Vorlauf des Heizwasserkreislaufs muss ausreichend groß ausgelegt werden, dass die Wärmeübertragungsvorgänge der neuartigen Kondensator-Latentwärmespeicher-Kondensator-Kaskade darin ablaufen können. Der für die Kaskade benötigte Temperaturbereich ergibt sich aus den für die Wärmeübertragungen notwendigen Temperaturdifferenzen zwischen PCM und Kältemittel sowie dem Temperaturbereich des Phasenwechsels des gewählten PCM. Ein engerer Temperaturbereich für den Phasenwechsel des Speichermaterials ist demnach vorteilhaft für das Kaskadenkonzept, da die Heizwasserspreizung kleiner ausgelegt werden kann oder bei einer festen Spreizung mehr Temperaturdifferenz für die Wärmeübertragungsvorgänge zur Verfügung steht.

1.1.2. Kapillare

Wie zuvor beschrieben sorgt eine Kapillare für die Trennung von Hoch- und Zwischendruckniveau der Kaskadenschaltung. Kapillaren werden üblicherweise in Geräten mit geringer Kälteleistung, z.B. in Kühlschränken, zwischen Kondensator und Verdampfer eingesetzt, um die Drucktrennung zwischen Hoch- und Niederdruckniveau sicherzustellen. Es handelt sich dabei um rein mechanische Bauteile, denen weder elektrische noch thermische Leistung zugeführt wird und die dennoch eine Regelfunktion übernehmen. Kapillaren stellen damit eine Alternative zu elektronisch geregelten Expansionsventilen dar. Üblicherweise werden Kapillaren in Geräten eingesetzt, die weitestgehend gleichbleibende Betriebsbedingungen aufweisen. Die Auslegung der Kapillare kann in diesen Fällen nach Nennlast erfolgen. Für den Einsatz einer Kapillare in Geräten mit dynamischem Betrieb, bei dem sich die Bedingungen nicht vernachlässigbar ändern, ist die Auslegung komplex. Der gesamte Druckverlust in einer Kapillare ergibt sich aus der Summe mehrerer Druckverluste beim Einlauf, Durchströmen und Auslauf des Kapillarrohres. Über diesen Verlauf treten unterschiedliche Strömungsformen auf, die bei Änderung der Betriebsbedingungen ständig variieren. Es gibt bisher keine Formel und kein Simulationsmodell, um Kapillaren im dynamischen Betrieb zu berechnen. Es

gibt darüber hinaus keinen Ansatz, der für alle durch Druckdifferenz und Kältemittelmassenstrom definierte Betriebsbedingungen gültig ist. Für die unterschiedlichen Betriebszustände existieren jeweils empirische Ansätze und Korrelationen. Die praktische Auslegung erfolgt aktuell häufig über Versuche. [93-95]

Die Druckdifferenz zwischen Ein- und Austritt einer Kapillare wird maßgeblich durch Kondensations- und Verdampfungsdruck bestimmt. Für statischen Betrieb werden Länge und Durchmesser so gewählt, dass sich der durch die Auslegungsleistung bestimmte Kältemittelmassenstrom einstellt. Im Betrieb strömt das Kältemittel dann gesättigt oder leicht unterkühlt aus dem Kondensator kommend in die Kapillare ein. Durch den Druckverlust, der aus der Durchströmung der Kapillare resultiert, erreicht das Kältemittel zunächst Sättigungszustand, wenn Unterkühlung vorlag. Mit fortlaufender Durchströmung beginnt das Kältemittel zu verdampfen. Mit steigendem Dampfanteil fällt die Dichte und steigt die Strömungsgeschwindigkeit, was zu größer werdendem Druckverlust führt. Das Kältemittel tritt mit dem bei isenthalper Entspannung entstehenden Dampfgehalt aus der Kapillare aus.

Bei Einsatz einer Kapillaren unter dynamischen Betriebsbedingungen gilt dieses Verhalten nur für einen sehr engen Bereich des Kältemittelmassenstroms. Ist der Massenstrom durch die Kapillare größer als der Auslegungsmassenstrom, wäre unter Auslegungsbedingungen auch der resultierende Druckverlust größer. Das Kältemittel bleibt für eine längere Strecke nach Eintritt in die Kapillare flüssig, was den Druckverlust in Relation zur Ausgangssituation senkt.

Ist der Massenstrom durch die Kapillare kleiner als der Auslegungsmassenstrom, resultiert ein kleinerer Druckverlust als unter Auslegungsbedingungen. Die Folge daraus sind variierender Massenstrom und Dampfanteil beim Durchgang durch das Kapillarrohr. Dadurch ändern sich auch die auftretenden Strömungsformen. Könnte die Kapillare unter den herrschenden Betriebsbedingungen mehr Massenstrom durchlassen als im Kreislauf gefördert wird, wird am Eintritt anstehende Flüssigkeit komplett eingesogen. Ab diesem Zeitpunkt gelangt gasförmiges Kältemittel in den Eingang [93]. Aus der Gasströmung innerhalb des Rohres resultiert ein deutlich höherer Druckverlust verglichen mit der Zwei-Phasen-Strömung mit hohem Flüssigkeitsanteil, wie es unter Auslegungsbedingungen der Fall wäre. Der Kältemittelmassenstrom sinkt mit dem steigenden Druckverlust, wodurch wieder flüssiges Kältemittel an den Eintritt der Kapillare gelangt. Der beschriebene Vorgang wiederholt sich und ein diskontinuierlicher Betrieb stellt sich ein, in dem sich der Druckverlust aufgrund der Durchströmung des Kapillarrohrs durch abschnittsweise unterschiedliche Dampfanteile passend zum Massenstrom einstellt.

In Kaskadenschaltung des neuartigen Wärmepumpensystems stellen sich die Drücke an Ein- und Austritt der Kapillare durch die Wärmeübertragungsvorgänge in Kondensator und Verdampfer ein. Der Kältemittelmassenstrom resultiert aus der Wärmeleistung für die Raumheizung. Beide Drücke und der Massenstrom variieren im dynamischen Betrieb.

Unter Annahme der herrschenden Strömungsformen können einzelne Betriebszustände statisch näherungsweise berechnet werden. So ist eine Auslegung der Kapillare möglich. Aus dem im weiteren Verlauf zu entwickelnden Simulationsmodell für Wärmepumpensysteme mit integriertem Latentwärmespeicher gehen die maximal und minimal auftretende Druckdifferenz zwischen Ein- und

Austritt der Kapillare während des Betriebs hervor. Ebenso sind der maximale und minimale zirkulierende Kältemittelmassenstrom Ergebnisse der Berechnungen:

- Länge und Durchmesser der Kapillare werden so ausgelegt, dass bei maximalem Kältemittelmassenstrom nicht mehr Druckverlust unter Auslegungsbedingungen aufgrund der Durchströmung der Kapillare entsteht, als die maximal benötigte Druckdifferenz vorgibt. Dazu muss der Dampfanteil des maximalen Kältemittelmassenstroms am Austritt der Kapillare berechnet werden. Neben der Druckdifferenz zwischen Ein- und Austritt der Kapillare müssen auch die absoluten Drücke dort berücksichtigt werden, da die den Dampfanteil beeinflussen.
- Parallel wird überprüft, ob bei minimalem Massenstrom der Druckverlust die minimale auftretende Druckdifferenz nicht unterschreitet, selbst wenn nur gasförmiges Kältemittel die Kapillare durchströmt.

Tab.10 zeigt ein Beispiel unter Anwendung der beschriebenen Methodik für die Auslegung einer Kapillare, die mit dem Kältemittel R32 durchflossen wird. Zur Berechnung des Druckverlusts aufgrund Durchströmung des Kapillarrohrs mit gasförmigem und zwei-phasigem Kältemittel wird die „Müller-Steinhagen und Heck Korrelation“ [96] verwendet. Für den maximal auftretenden Massenstrom von 0,02 kg/s bei einer maximal benötigten Druckdifferenz von 3,2 bar ergibt sich für eine Kapillare mit 2 mm Innendurchmesser eine maximale Länge von 1,28 m. Die benötigte Mindestlänge für den minimal auftretenden Massenstrom von 0,01 kg/s und einer minimalen Druckdifferenz von 2,8 bar liegt bei 0,53 m. Für möglichst stabilen Betrieb bei hohen Durchflussmengen wird eine Auslegungslänge von 1,20 m gewählt, mit angemessenem Sicherheitsabstand zum oberen Grenzwert.

	Druckdifferenz [bar]	Massenstrom Kältemittel [kg/s]	Länge Kapillarrohr mit Innendurchmesser 2mm [m]
Maximal	3,2 (28,0 - 24,8)	0,020	1,28
Minimal	2,8 (28,0 - 25,2)	0,010	0,53
Mittel	3,0 (28,0 - 25,0)	0,015	
Gewählt			1,20

Tab.10: Auslegungsbeispiel einer Kapillare für das Kältemittel R32

Um eine grobe Vorstellung des Betriebsverhaltens der Kapillare im dynamischen Betrieb zu erhalten, wird im Folgenden ein vereinfachter Modellansatz verwendet. Es bilden sich zwei Rohrleitungsabschnitte über die Länge der Kapillare aus, in denen sich jeweils eine Strömungsform ausbildet. In einem Abschnitt herrscht reine Gasströmung, im andern Abschnitt liegt Zwei-Phasen-Strömung vor. Der gesamte Druckverlust aufgrund der Durchströmung der Kapillare setzt sich aus den in diesen beiden Teillängen auftretenden Druckverlusten zusammen.

Abb.52 zeigt die Ergebnisse des Auslegungsbeispiels, berechnet mit dem vereinfachten Modell. Je geringer der Durchfluss durch die Kapillare wird, desto größer wird die Teillänge, in der reine Gasströmung herrscht. Bei einem Massenstrom von ca. 0,01425 kg/s ist zu erkennen, dass die beiden Druckverluste der unterschiedlichen Strömungsformen den gleichen Wert annehmen. Die dazu benötigten Rohrlängen unterscheiden sich jedoch stark. Die reine Gasströmung benötigt lediglich ca. 0,15 m, während die Zwei-Phasen-Strömung ca. 1,05 m benötigt.

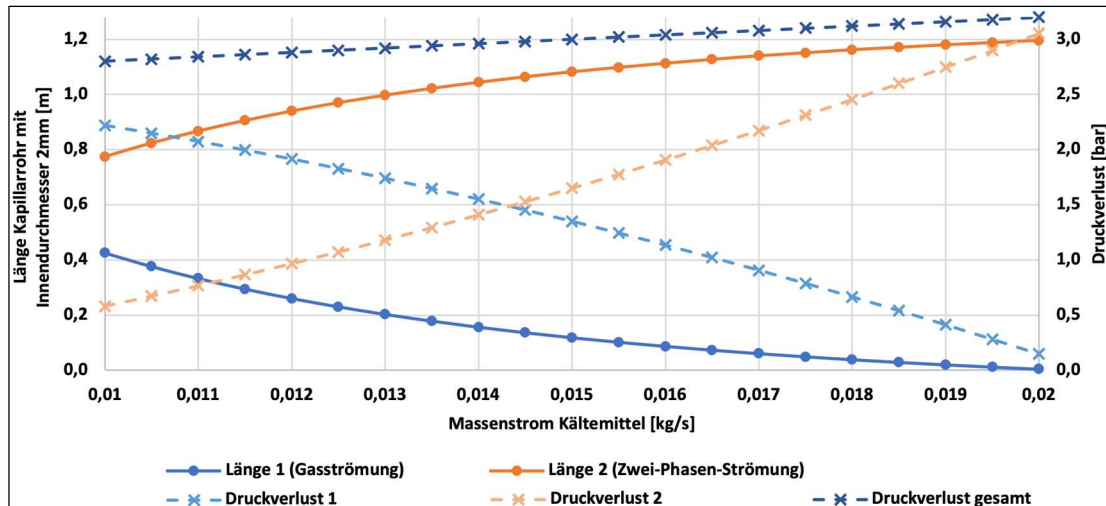


Abb.52: Beispiel der Zusammensetzung des Druckverlustes über eine Kapillare beim Einsatz des Kältemittels R32

1.1.3. Systemspezifische Betriebscharakteristik

Das neuartige Wärmepumpensystem weist eine systemspezifische Betriebscharakteristik auf, die direkt auf die Bauform der Kaskadenschaltung zurückzuführen ist. Folgendes lässt sich festhalten [97]:

Bei gleichbleibender Heizleistung steigt der Kältemittelmassenstrom über die Entladephase des LWS an. Gleichzeitig nimmt die Wärmeleistung des LWS ab. Dieses Verhalten wird bedingt durch den bei abnehmenden Ladezustand des LWS anwachsenden thermischen Widerstand des bereits erstarrten PCM. Das System reagiert mit der Erhöhung des Kältemittelmassenstroms, um die vom LWS weniger bereitgestellte Wärmeleistung durch zusätzliche Leistung in Kondensator 1 zu ersetzen. Der stetig steigende Kältemittelmassenstrom durchströmt in Kaskadenschaltung auch den LWS. Der kann im Verlauf der Speicherentladung aufgrund seiner geringer werdenden Wärmeleistung ab einem gewissen Zeitpunkt bzw. Ladezustand das in durchströmende Kältemittel nicht mehr vollständig verdampfen. Im fortlaufenden Entladeprozess kann der LWS immer weniger des Kältemittelmassenstrom verdampfen. Das hat eine stetige Verringerung des Dampfanteils am Austritt des LWS zur Folge.

Der über die Entladung des LWS in Kaskadenschaltung abnehmende Dampfanteil am Austritt des Latentwärmespeichers ist in Abb.53 erkennbar. In der oberen Darstellung liegt Zustandspunkt 6 (Austritt Kältemittel LWS) im Bereich des überhitzten Gases. Das bedeutet, dass das Kältemittel vollständig verdampft und überhitzt ist. Der Dampfanteil beträgt 1. Im dargestellten Zustand ist die maximale Überhitzung erreicht, das Kältemittel wurde nahezu auf die Temperatur des PCM innerhalb des Speichers erwärmt. Im mittleren Schema ist die Leistung des LWS bereits so gering, dass nur noch ein geringer Teil des Kältemittels verdampft werden kann. Zustandspunkt 6 befindet sich nun im Zweiphasengebiet und nähert sich mit abnehmendem Dampfanteil des Kältemittels der Siedelinie. Wird der LWS nach vollständigem Phasenwechsel des PCM sensibel entladen, sinkt die Temperatur des PCM unter dessen Phasenwechseltemperatur. Die Temperaturlinie des PCM innerhalb des Zweiphasengebiets verschiebt sich bei sensibler Speicherentladung in Richtung Abszisse. Bei vollständiger Entladung der latenten und sensiblen Wärmeanteile des LWS verläuft diese Temperaturlinie des PCM durch Zustandspunkt 6 und die Zustandspunkte 5 und 6 weisen identische Enthalpiewerte auf, wie im unteren Schema von Abb.53 dargestellt.

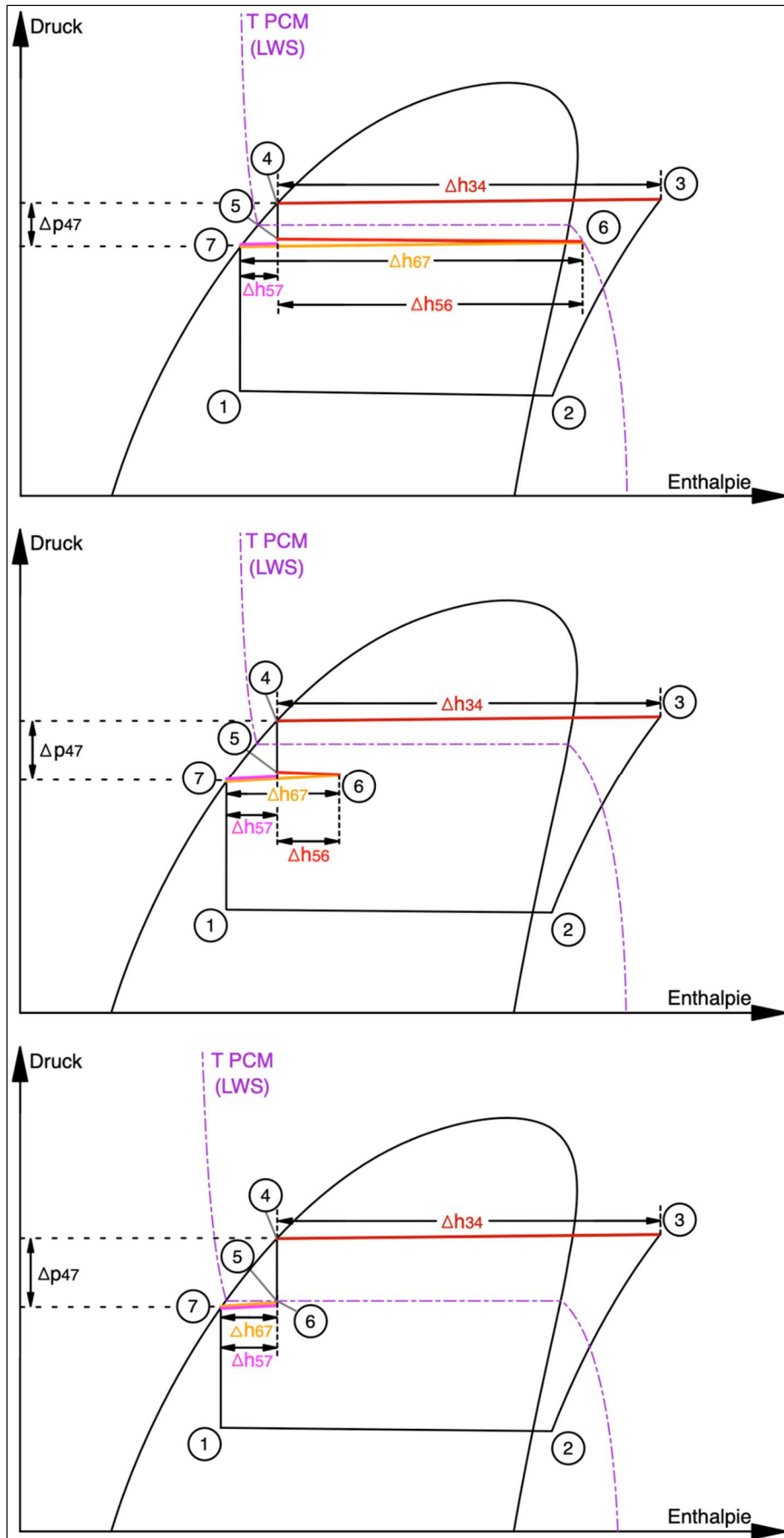


Abb.53: Kältemittelkreislauf des Wärmepumpensystems im Druck-Enthalpie-Diagramm bei Entladung des Latentwärmespeichers, Ladezustand hoch (oben), niedrig (mittig) und leer (unten)

In Abb.53 sind die Enthalpiedifferenzen jeweils zwischen Ein- und Austritt der beiden Kondensatoren gekennzeichnet. Unter Anwendung von Gleichung (2) lässt sich daraus das Leistungsverhältnis der beiden Kondensatoren angeben:

$$\frac{\dot{Q}_{\text{Kondensator 1}}}{\dot{Q}_{\text{Kondensator 2}}} = \frac{\dot{m}_{\text{KM}} \cdot \Delta h_{34}}{\dot{m}_{\text{KM}} \cdot \Delta h_{67}} \quad (21)$$

Bei angewendeter Kaskadenschaltung zum Entladen des LWS werden die beiden Kondensatoren vom selben Kältemittelmassenstrom durchflossen. So ist das Leistungsverhältnis der beiden Kondensatoren gleich dem der Enthalpiedifferenzen, die sich kältemittelseitig zwischen Eintritt und Austritt der beiden Bauteile bedingt durch die Wärmeübertragungsvorgänge einstellenden. Der Leistungsanteil des Speichers an der gesamten Wärmeleistung des Systems ist durch dieses Verhältnis indirekt beschrieben, da die Leistung von Kondensator 2 aus der Leistung des LWS resultiert.

Das oberste Schema in Abb.53 zeigt für den dort dargestellten Kältemittelkreislauf die maximale mögliche Enthalpiedifferenz zwischen Ein- und Austritt von Kondensator 2. Dieser Zustand tritt ein, wenn die Speicherleistung ausreicht, den durch den LWS strömenden Kältemittelmassenstrom vollständig zu verdampfen und bis zur aktuellen Temperatur des PCM zu überhitzen. Dazu muss das Verhältnis zwischen der Wärmeleistung des LWS (\dot{Q}_{LWS}) und dem Kältemittelmassenstrom (\dot{m}_{KM}) eine ausreichende Enthalpiedifferenz (Δh_{56}) ergeben, wie sich aus Gleichung (2) ableiten lässt:

$$\Delta h_{56} = \frac{\dot{Q}_{\text{LWS}}}{\dot{m}_{\text{KM}}} \quad (22)$$

Der Leistungsbeitrag des Kondensator 2, bzw. des LWS zur Heizleistung ist unter dieser Bedingung maximal. Der Fall tritt am wahrscheinlichsten ein, wenn der Speicher einen hohen Ladezustand und damit eine hohe Leistung aufweist oder wenn der Kältemittelmassenstrom aufgrund Teillastbetriebs des Wärmepumpensystems klein ist, verglichen mit dem maximalen Massenstrom beim Heizbetrieb mit Speicherentladung. Kann mit Hilfe der Speicherleistung nur noch ein geringer Teil des durch den LWS strömenden Kältemittelmassenstroms verdampft werden, tritt die Situation des mittleren Schemas aus Abb.53 ein. Der Abstand zwischen den Zustandspunkten 5 und 6 ist dann in Relation zum oberen Schema geringer, der Beitrag des LWS nicht mehr maximal.

Ist der LWS vollständig entladen, liegen die Zustandspunkte 5 und 6 beim selben Enthalpiewert, da der LWS ohne Wärmeleistung kein Kältemittel verdampfen kann. In diesem Fall weist das Kältemittel zwischen Eintritt und Austritt des Speichers (Δh_{56}) keine Enthalpiedifferenz auf. Wie im unteren Schema in Abb.53 zu sehen ist, wird in Kondensator 2 dennoch eine Wärmeleistung übertragen. Trotz, dass der LWS keine Wärmeleistung bereitstellt, kann im Kondensator 2 die Enthalpiedifferenz zwischen den Zustandspunkten 5 und 7 genutzt werden, um Wärmeleistung an den Heizkreis abzugeben. Durch die Druckdifferenz zwischen den Zustandspunkten 4 und 5 wird ein Teil des Kältemittels trotz gleichbleibendem Enthalpiewert durch Entspannungsverdampfung wieder gasförmig, welches in Kondensator 2 verflüssigt werden kann. Um diese zusätzliche, in Kondensator 2 nutzbare Enthalpiedifferenz (Δh_{57}) ist der Anteil der Wärmeleistung des Kondensators 2 jederzeit größer als die des LWS. Es gilt die Gleichung:

$$\dot{Q}_{\text{Kondensator 2}} = \dot{Q}_{\text{LWS}} + \dot{m}_{\text{KM}} \cdot \Delta h_{57} = \dot{m}_{\text{KM}} \cdot \Delta h_{56} + \dot{m}_{\text{KM}} \cdot \Delta h_{57} = \dot{m}_{\text{KM}} \cdot \Delta h_{67} \quad (23)$$

Kann der LWS gemessen am maximal möglichen Wert einen hohen Anteil zur Heizleistung beitragen (Abb.53 oberes Schema), ist die nutzbare Enthalpiedifferenz (Δh_{57}) relativ klein im Verhältnis zur der des LWS. Kann der LWS nur einen geringen Beitrag zur Heizleistung beisteuern (Abb.53 mittiges Schema), ist die nutzbare Enthalpiedifferenz (Δh_{57}) relativ groß. Begünstigt wird dieses Verhalten vom Druckverlust zwischen den Zustandspunkten 4 und 7, der mit abnehmendem Ladezustand stetig größer wird.

1.1.4. Arbeitszahlen zur Systembewertung

Zur Quantifizierung der Funktionalität des Kaskadenkonzeptes und der Netzdienlichkeit des Systems werden zwei Definitionen für den COP verwendet. Nach dem konventionellen Ansatz wird die Bereitstellung von Raumwärme durch den System-COP ($\text{COP}_{\text{System}}$) ausgedrückt, wobei die Wärmeabgabe an den Heizwasserkreis ($\dot{Q}_{\text{Heizen}} < 0$) und die elektrische Leistungsaufnahme des Systems ($P_{\text{elektrisch}} > 0$) berücksichtigt werden:

$$\text{COP}_{\text{System}} = \frac{|\dot{Q}_{\text{Heizen}}|}{P_{\text{elektrisch}}} \quad (24)$$

Der Wert System-COP wird standardmäßig für die Bewertung des Betriebs von Wärmepumpensystemen herangezogen. Wird der LWS beladen, zusätzlich zum Heizbetrieb, steigt der Kältemittelstrom im Vergleich zum alleinigen Heizbetrieb. Der steigende Kältemittelstrom führt zu einem Anstieg der elektrischen Leistungsaufnahme des Verdichters. Folglich verringert sich der $\text{COP}_{\text{System}}$. Während der Entladung des LWS, im Heizbetrieb, wird der Kältemittelmassenstrom reduziert, aufgrund der zusätzlichen Verdampfung und Kondensation des Kältemittels in der Kaskadenschaltung. Auf diese Weise kann die Wärmeleistung des Wärmepumpensystems aufrechterhalten werden, obwohl der Verdichter mit reduzierter elektrischer Leistungsaufnahme betrieben wird. Dadurch erhöht sich der $\text{COP}_{\text{System}}$.

Die Arbeitszahl $\text{COP}_{\text{Kreislaufl}}$ beschreibt die Effizienz des Wärmepumpensystems mit integriertem Latentwärmespeicher basierend auf der Bilanz des internen Kältemittelkreislauf. Als Erweiterung zur konventionellen Formulierung berücksichtigt diese Kennzahl zusätzlich den Austausch von Wärmeleistung zwischen dem Kältemittelkreislauf und dem LWS (\dot{Q}_{LWS}):

$$\text{COP}_{\text{Kreislaufl}} = \frac{|\dot{Q}_{\text{Heizen}} + \dot{Q}_{\text{LWS}}|}{P_{\text{elektrisch}}} \quad (25)$$

Während des Beladens des LWS, zusätzlich zum Heizbetrieb, gibt der Kältemittelkreislauf Wärme an das Heizwasser ($\dot{Q}_{\text{Heizen}} < 0$) und an den Latentwärmespeicher ($\dot{Q}_{\text{LWS}} < 0$) ab. Der Verdichter weist bei gleichbleibender Heizleistung höhere elektrische Leistungsaufnahme auf als beim alleinigen Heizbetrieb. Aufgrund des Wärmeeintrags in den Latentwärmespeicher unter erhöhter elektrischer Leistungsaufnahme des Verdichters und bei gleichbleibender Abgabe von Wärmeleistung an den Heizkreis ergibt sich für den $\text{COP}_{\text{Kreislaufl}}$ ein höherer Wert als für den $\text{COP}_{\text{System}}$. Bei der Entladung des LWS im Heizbetrieb wird die Wärmeabgabe des Kältemittelkreislaufes an den Heizwasserkreis teilweise durch die Wärmeleistung des LWS gedeckt ($\dot{Q}_{\text{LWS}} > 0$). Das hat die Reduzierung der elektrischen Leistungsaufnahme durch den Verdichter bei gleichbleibender Heizleistung zur Folge. Der Wert des $\text{COP}_{\text{Kreislaufl}}$ ist bei dieser Betriebsart deshalb niedriger als der Wert den $\text{COP}_{\text{System}}$, da der

zusätzliche Aufwand bei der Entladung des LWS zurückgewonnen wird, der zuvor für die Beladung des LWS erbracht wurde. Dieser flexible Betrieb des Wärmepumpensystems durch Be- und Entladung des Latentwärmespeichers ermöglicht Lastverschiebung.

1.2. Thermodynamische Modellierung

Die Vorgänge der nicht stationären Wärmeübertragung in einem Latentwärmespeicher können zwar mathematisch eindeutig definiert werden, sind jedoch analytisch nur mit hohem Aufwand lösbar. Bei zu hoher Komplexität ist eine Lösung nicht mehr möglich. Das ist bei der Modellierung von Wärmeübertragungsvorgängen häufig der Fall [98]. Das neuartige Kaskadenkonzept zur Integration eines Latentwärmespeichers in den internen Wärmepumpenkreislauf stellt eine sehr spezifische thermische Konfiguration dar. Für diese individuelle Situation gibt es kein vordefiniertes Modell.

Die Anforderungen an das benötigte Modell gehen außerdem über die reine Darstellung von Wärmeübertragungsprozessen hinaus. Die Algorithmen in Standard-Modellbibliotheken werden diesen Anforderungen nicht gerecht. Daher wird ein eigenes Berechnungsmodell für das neuartige System aus Wärmepumpe und Latentwärmespeicher entwickelt, das folgende Anforderungen erfüllt:

- Die Eingangswerte der Berechnungen sind keine Konstanten oder durch einfache Profile beschrieben, die bereits vor Beginn der Berechnung festgelegt sind. Wie bei dynamischen Berechnungen üblich, ergeben sich einige Werte aus Abhängigkeiten zwischen verschiedenen Systemkomponenten. Je nach Schwerpunkt und Umfang der Untersuchung können sich die benötigten Parameter ändern. Das Modell muss ein hohes Maß an Flexibilität erfüllen.
- Bei den Berechnungen zur Auslegung des Latentwärmespeichers sind Modifikationen der thermischen Modellierung zur Untersuchung verschiedener technischer Optionen erforderlich. So wird z.B. ein PCM/Graphit-Gemisch als Speichermaterial angenommen, um eine ausreichende Wärmeleitfähigkeit zu erreichen. Zur Optimierung der thermischen Auslegung des Wärmeübertragers wird außerdem die Anzahl der Rohrleitungsstränge auf der Kältemittelseite variiert.
- Im Hinblick auf die Integration des Latentwärmespeichers in den internen Wärmepumpenkreislauf werden verschiedene Konfigurationen und Betriebsstrategien untersucht. Diese Anpassungen wirken sich auf die Rahmenbedingungen wie Durchflussmengen und Leistungen aus. Ein Modell mit festen Komponenten oder einem vordefinierten Algorithmus würde hier an Grenzen stoßen.
- Um die internen Prozesse innerhalb der Kaskade zu verstehen, wird die Modellierung des Latentwärmespeichers in thermischem Kontakt mit dem Kältemittelkreislauf abschnittsweise durchgeführt. So wird eine Beurteilung der Prozessbedingungen während dieser Zwischenschritte ermöglicht. Es wird z.B. der Dampfanteil des Kältemittels entlang des Wärmeübertragerrohres im Latentwärmespeicher erfasst, ebenso die variierende Stärke der PCM-Schicht entlang des Kältemittelrohrmäanders beim Be- und Entladen des Speichers. Diese Daten tragen dazu bei, das dynamische Verhalten des Speichers zu verstehen. Der lokale Wärmestrom, der Dampfdruck, die Temperatur des Kältemittels und des PCM sowie die Phasenwechselzahl sind deshalb für jeden Abschnitt zu bestimmen.

Zur Erfüllung dieser Anforderungen ein detailliertes Modell des Latentwärmespeichers mit räumlicher zweidimensionaler Diskretisierung zu erstellen, wurde die Software Engineering Equation Solver (EES) [66] verwendet.

1.2.1. Verfahren und Methoden des numerischen Berechnungsmodells

Bei der Darstellung der Wärmeübertragungsvorgänge in Richtung der Durchströmungsrichtung der Rohre des Wärmeübertragers im Latentwärmespeichern wird angenommen, dass sich die Wärmeleistung über die Zeit aufgrund des steigenden thermischen Widerstandes der wachsenden PCM-Schicht ändert. Es wurde außerdem angenommen, dass die Wärmeübertragungsvorgänge radial zur Durchströmungsrichtung der Rohre gleich ablaufen.

Diskretisiert wird deshalb in zwei Dimensionen, nach der Länge, bzw. der Durchströmungsrichtung und der Zeit. Zur Diskretisierung nach der Länge (L) wird das Speichermodell in n Teile unterteilt. So entsteht eine endliche Anzahl an gleich Teillängen (L_n), bzw. Teilvolumina:

$$L_n = \frac{L}{n} \quad (26)$$

Die beschriebene Diskretisierung kann in Abb.54 nachvollzogen werden. Die Wärmeübertragungsvorgänge werden als quasistationärer Prozess berechnet. Nach jedem Berechnungsschritt wird das Weiterfließen des Kältemittels dadurch simuliert, dass dessen berechnete Zustandswerte aus dem aktuellen Teilvolumen in das Nächste übernommen werden. Die Zustandswerte und die Position des PCM werden statisch betrachtet.

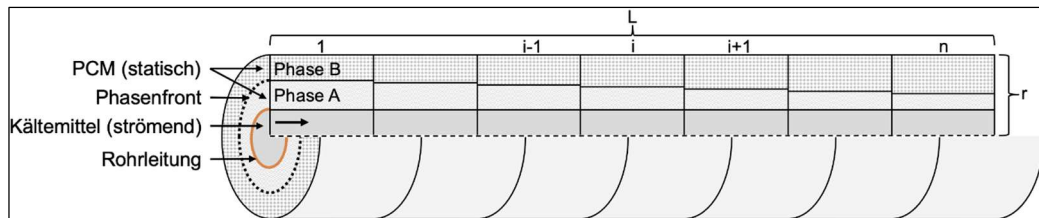


Abb.54: Schema zur Diskretisierung des Latentwärmespeichermodells nach Länge und Zeit

Diskretisiert wird also nach einer Dimension des Raumes sowie der Dimension der Zeit. Es findet stationäre Berechnung der Werte zwischen jeweils zwei klar definierten Punkten statt. Die aufgestellten Gleichungssysteme werden explizit gelöst. So ergibt sich ein Berechnungsgitter wie in Abb.55 zu sehen ist, wobei x die Teillängen und t die Zeitschritte darstellt. Bei den Wärmeübertragungsvorgängen sind zahlreiche physikalische Eigenschaften des Latentwärmespeichers mit einzubeziehen. Um diese von den Teilvolumen abhängigen Eigenschaften einzubeziehen, werden den Gitterpunkten die benötigten Stoffeigenschaften zugeordnet (Finite-Volumen-Methode).

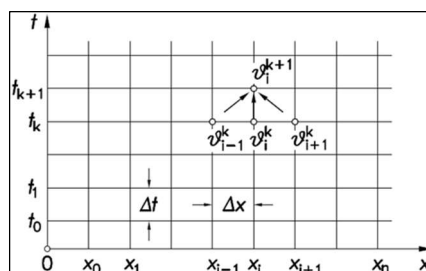


Abb.55: Gitternetz zu Diskretisierung nach zwei Dimensionen (Ort, Zeit) [29b]

1.2.2. Aufbau und Ablauf der Berechnungsschritte des Berechnungsmodells

Die Prozesse bezüglich der einzelnen Komponenten des Wärmepumpensystems sind in Blöcken gegliedert. Die Blöcke Verdampfer, Verdichter, Latentwärmespeicher (LWS) und Kondensatoren werden parallel berechnet. Die Lösung der mathematischen Gleichungen in der verwendeten Software EES erfolgt grundsätzlich durch Iteration. Jedoch können Teile des Gleichungssystems durch Funktionen definiert werden, die einem geregelten Lösungsablauf folgen. Der erste Simulationslauf basiert auf Anfangsbedingungen, die dem Modell vorgegeben werden. Die Berechnungen können unter Berücksichtigung von verschiedenen Betriebsstrategien durchgeführt werden, wenn z.B. gezielt Parameteranalysen oder Ähnliches durchgeführt werden. Optionen können z.B. sein, dass die gewünschte Vorlauftemperatur erreicht wird, dass der Speicher das ihn durchströmende Kältemittel vollständig verdampft bzw. verflüssigt oder dass der Speicher mit dem bestmöglichen Wirkungsgrad geladen wird, ohne den Heizkreislauf zu versorgen. Die Möglichkeiten der Betriebsstrategie sind erweiterbar und kombinierbar, wenn sich die gewählten Kriterien nicht gegenseitig widersprechen. Je nach Betriebsstrategie kann eine Anpassung der Berechnungsformeln erforderlich werden. Das Ablaufdiagramm des Simulationsmodells ist in Abb.56 dargestellt.

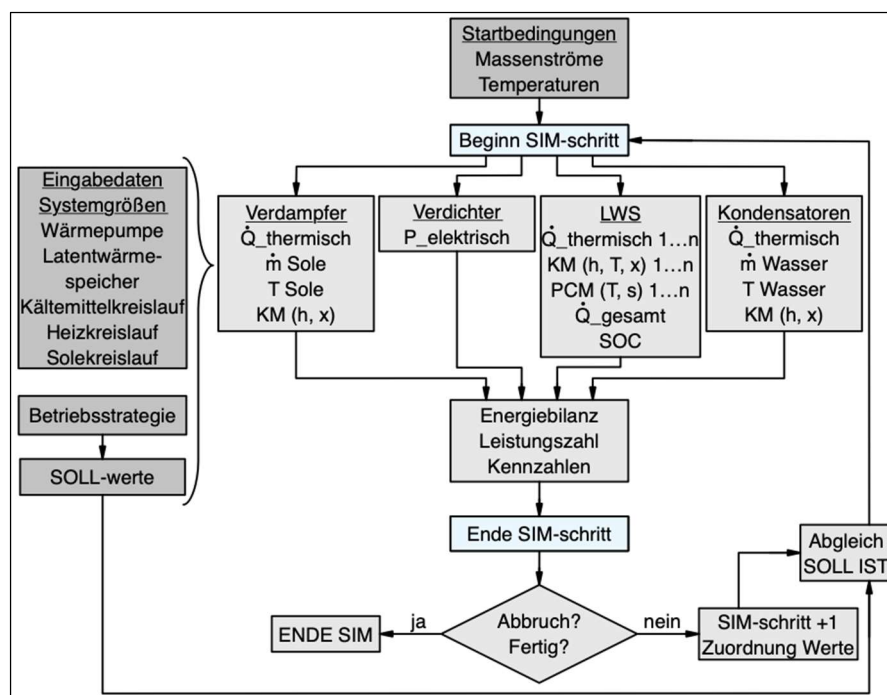


Abb.56: Ablaufdiagramm des zeitaufgelösten Simulationsmodells des neuartigen Wärmepumpensystems [92]

Die Simulationsrechnungen basieren auf folgendem Verfahren:

Die Dauer der Simulationsschritte, bzw. der quasistationären Betrachtung, kann frei gewählt und dem Modell vorgegeben werden. Es muss darauf geachtet werden, dass das Modell beim gewählten Zeitschritt Stabilität aufweist. Außerdem ist die Dauer der Simulationsschritte maßgeblich für die Genauigkeit der Ergebnisse. Um hohe Stabilität und Genauigkeit zu erreichen, sollte die Schrittdauer möglichst klein sein. Dem entgegen steht die gesamte Berechnungsdauer eines Speicherzykluses. Je kürzer die Schrittdauer, desto länger die gesamte Berechnungszeit. [99]

Als optionale Möglichkeit zur manuellen Vorgabe der Dauer der Simulationsschritte wurde im Modell eine Gleichung hinterlegt, mit der eine Schrittweite abhängig von den Betriebsparametern errechnet wird: Mit Hilfe des Kältemittelmassenstroms (\dot{m}_{KM}), des inneren Durchmessers (d_i) und der Länge (L_n) des Wärmeübertragerrohres eines Teilvolumens sowie der dazugehörigen Kältemitteldichte ($\delta_{KM}[f(T, p)]$) wird die Dauer (dt) berechnet, die das Kältemittel zur Durchströmung des Teilvolumens benötigen würde:

$$dt = \frac{\frac{\pi}{4} \cdot d_i^2 \cdot L_n \cdot \delta_{KM}}{\dot{m}_{KM}} \quad (27)$$

Da sich der Dampfanteil des Kältemittels beim Durchströmen des Latentwärmespeichers ändert, sind die Dichten in jedem Teilvolumen des LWS unterschiedlich. Das gilt auch für die zur Durchströmung benötigte Dauer. Je nach Anspruch an Stabilität, Genauigkeit und Gesamtrechendauer kann das herangezogene Volumen und die daraus resultierende Kältemitteldichte frei gewählt werden. Je kleiner die Dichte und somit höher der Dampfanteil, desto kleiner werden die Zeitschritte.

Bei Bestimmung der Dauer der Simulationsschritte durch diese Gleichung ist zu beachten, dass die Schrittweite abnimmt, wenn die Anzahl der Teilvolumina (n) zunimmt. Es muss demnach bei jeder Anwendung überprüft werden, ob Stabilität, Genauigkeit und Gesamtrechendauer innerhalb akzeptabler Grenzen liegen.

Nach Festlegung der Methodik zur Bestimmung der Schrittdauer werden in Abhängigkeit der Rahmenbedingungen wie Temperaturen, Ladezustand des LWS, Betriebsmodus etc. die Leistungen der einzelnen Komponenten ermittelt. Die daraus resultierenden Änderungen der Materialeigenschaften werden bestimmt und den entsprechenden Teilvolumina zugeordnet. Der Kältemittelmassenstrom ist in der Regel die Stellgröße und wird für den nächsten Berechnungsschritt angepasst. Am Ende eines Berechnungszyklus werden die Energiebilanz, die Arbeitszahl und andere Kennzahlen der Anlage ermittelt. Nach jedem Rechenlauf wird geprüft, ob zuvor definierte Kriterien zum Abbruch oder zum Abschluss der Simulationsrechnungen erfüllt sind. Wenn beides nicht der Fall ist, werden die berechneten Werte neu zugewiesen und die Stellgrößen durch Vergleich mit den Regelgrößen angepasst, bevor der nächste Simulationslauf beginnt. Während eines solchen Laufes greifen die Modelle auf Eingangsdaten wie Systemvariablen zu. Dazu gehören Informationen über die Wärmepumpe, den Latentwärmespeicher, den Kältemittelkreislauf, den Heizkreislauf und den Solekreislauf. Das Modell kann auch für einen Luftkreislauf angepasst werden.

Für das Be- und Entladen des LWS wurde jeweils ein Modellteil erstellt. Im Folgenden werden die Abläufe beider Teile erläutert. Als Betriebsstrategie wurde die Regelung auf den Sollwert der Heizungsvorlauftemperatur gewählt. Für den betrachteten Fall des alleinigen Beladens des LWS wird die vollständige Kondensation des Kältemittels am Speicheraustritt als Regelgröße für die mathematische Lösungsfindung herangezogen.

Notwendige Eingabewerte

Vor Beginn der Simulationsberechnungen müssen dem Modell folgende Eingabedaten bezüglich der Systemgrößen vorgegeben werden:

Kältemittelkreislauf

- Wahl des Kältemittels
- Verdampfungstemperaturprofil oder der Sole- bzw. Luft Eintrittstemperatur
- Sauggasüberhitzung am Verdampferaustritt
- Kondensatunterkühlung am Kondensatoraustritt
- Druckverlust des Verdampfers abhängig vom Massenstrom
- Druckverlust des Kondensators abhängig vom Massenstrom
- Polynom für den Wirkungsgrad des Verdichters

Latentwärmespeicher

- Rohrlänge eines Rohrstranges des Wärmeübertragers
- Anzahl der Rohrleitungsstränge des Wärmeübertragers
- Innendurchmesser der Rohre des Wärmeübertragers
- Außendurchmesser der Rohre des Wärmeübertragers
- Abstand der Wärmeübertragerrohre zwischen den Rohrmittelpunkten
- Wärmeleitwert der Wärmeübertragerrohre
- Wärmeleitwert des festen Phasenwechselmaterials
- Wärmeleitwert des flüssigen Phasenwechselmaterials
- Dichte des festen Phasenwechselmaterials
- Spezifische Wärmekapazität des festen Phasenwechselmaterials
- Spezifische Wärmekapazität des flüssigen Phasenwechselmaterials
- Temperaturbereich des Phasenwechsels des Phasenwechselmaterials
- Schmelzenthalpie des Phasenwechselmaterials
- Ladezustand des Speichers zu Beginn der Berechnungen
- Anzahl der Teilvolumina, in die der Latentwärmespeicher unterteilt wird

Heizwasserkreislauf

- Profil der an der Heizwasserkreis abgegebenen Heizleistung
- Temperaturprofil des Rücklaufes
- Temperaturprofil des Vorlaufsollwertes

Modellteil zum Beladen des Latentwärmespeichers

Die Kondensationstemperatur wird je nach Betriebsmodus definiert. Wird der LWS beladen und keine Heizleistung an den Heizwasserkreis abgegeben, findet die Kondensation des Kältemittels ausschließlich im LWS statt. Die Kondensationstemperatur ist in diesem Fall eine Funktion der Temperatur des PCM. Wird der Speicher beladen und Wärme an der Heizwasserkreis abgegeben, findet die Kondensation des Kältemittels im LWS und in den Kondensatoren statt. Die Kondensationstemperatur des Systems ist dann eine Funktion der Kondensationstemperatur, die sich einstellen würde, wenn nur der LWS beladen würde und der, die sich einstellen würde, wenn nur Heizwärme bereitgestellt werden würde. Die Kondensationstemperatur in letzterem Fall wurde über

den Ansatz der zweiteiligen Wärmeübertragung im Kondensator definiert. Es wird bestimmt, um welche Temperaturdifferenz die Enthitzung des Heißgases den Heizungswasserstrom aufwärmen kann. Diese Temperaturdifferenz wird von der Temperatur des auf dem Kondensator austretenden Heizwasser subtrahiert. Das resultierende Temperaturniveau wird als Kondensationstemperatur angenommen.

Im Folgenden wird die Situation des Kältemittelkreislauf bei der Beladung des LWS beschrieben. Die Zustandspunkte (ZP) 1 bis 4 entsprechen denen des Kreislaufes der unmodifizierten Wärmepumpe aus Abb.48. Die Temperatur (T) im ZP 1 entspricht der aus der Sole- bzw. Lufttemperatur am Eintritt des Verdampfers abgeleiteten Verdampfungstemperatur (T_e).

$$T_1 = T_e \quad (28)$$

Der Verdampfungsdruck im ZP 1 wird anhand dieser Temperatur aus der Stoffdatenbank von EES gelesen. Der Druck (p) in ZP 2 entspricht dem Druck in ZP 1, vermindert um den Druckverlust, der durch die kältemittelseitige Durchströmung des Verdampfers verursacht wird (dp_{eva}).

$$p_1[f(T_1, h_1)] \quad (29)$$

$$dp_{eva}[f(\dot{m}_{KM})] \quad (30)$$

$$p_2 = p_1 - dp_{eva} \quad (31)$$

Die Temperatur in ZP 2 wird mit Hilfe des Sattdampfzustandes ($x=1$) und der Sauggasüberhitzung (dT_{oh}) bestimmt. Der Druck in ZP 3 ergibt sich aus der Kondensationstemperatur (T_c).

$$T_2 = T[f(p_2, x = 1)] + dT_{oh} \quad (32)$$

$$h_2[f(T_2, p_2)] \quad (33)$$

$$s_2[f(T_2, h_2)] \quad (34)$$

$$p_3[f(T_c, x = 1)] \quad (35)$$

Temperatur und Enthalpie (h) in ZP 3 werden über den isentropen Verdichterwirkungsgrad (η_{is}) berechnet, der den Wirkungsgrad des Verdichters ausgehend von der Verdichtung bei konstanter Entropie (s) angibt.

$$\eta_{is}[f(p_2, p_3)] \quad (36)$$

$$h_{3is}[f(s_2, p_3)] \quad (37)$$

$$h_3 = h_2 + \frac{h_{3is} - h_2}{\eta_{is}} \quad (38)$$

$$T_3[f(p_3, h_3)] \quad (39)$$

Der Druck in ZP 4, der den Zustand am Speicheraustritt beschreibt, entspricht dem Druck von ZP 3 vermindert um den Druckverlust des LWS. Der Druckverlust des LWS (dp_{LWS}) wird über die Berechnungsfunktion zweiphasiger Fluidströme in einem horizontalen Rohr berechnet [96]. Die Temperatur im ZP 4 entspricht der Siedetemperatur bei Druck 4, von der die Unterkühlung (dT_{sc}) abgezogen wird. Mittels Druck und Temperatur lässt sich die Enthalpie von ZP 4 ableiten. Die

Drosselung von ZP 4 nach ZP 1 durch das Expansionsventil schließt den Kreislauf und wird isenthalp berechnet.

$$dp_{LWS}[f(\dot{m}_{KM})] \quad (40)$$

$$p_4 = p_3 - dp_{LWS} \quad (41)$$

$$T_4 = T[f(p_4, x = 0)] - dT_{sc} \quad (42)$$

$$h_4[f(T_4, p_4)] \quad (43)$$

$$h_1 = h_4 \quad (44)$$

Aus jedem Berechnungsdurchgang resultieren aktualisierte Zustandswerte des Kältemittelkreislaufs (Beispiel Abb.57):

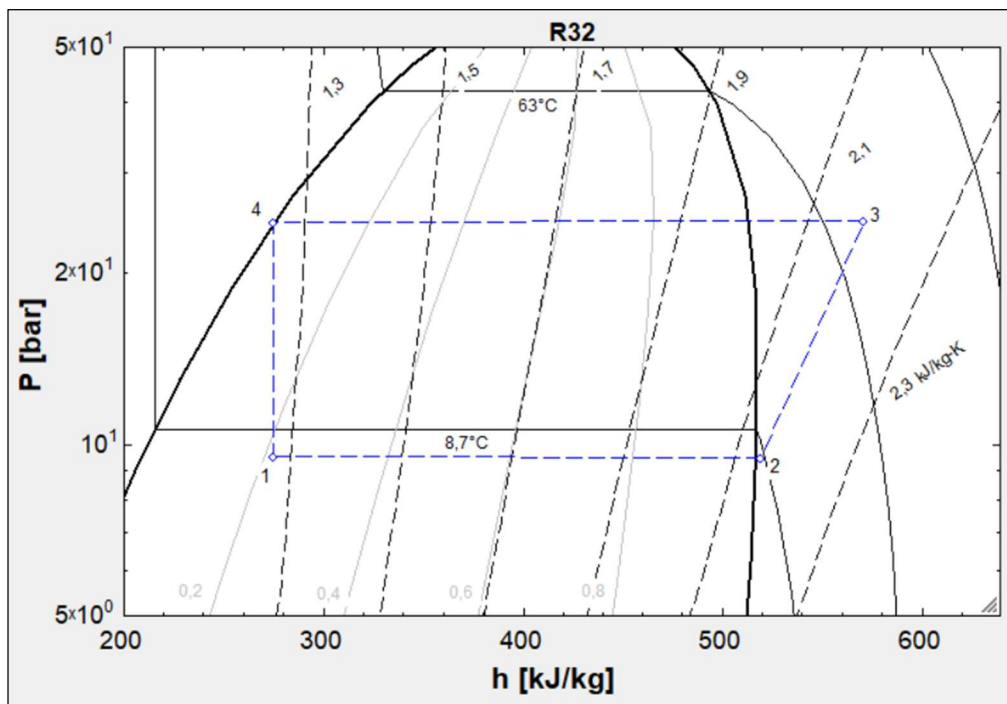


Abb.57: Beispiel für die graphische Ausgabe des mit der Software EES berechneten Kältemittelkreislaufes des Modells zur Berechnung der Beladung von Latentwärmespeichern.

Der Kältemittelmassenstrom wird als Stellgröße durch Abgleich mit der durch die Betriebsstrategie festgelegten Regelgröße variiert. Für den Fall des Beladens des LWS mit parallelem Aufheizen des Heizwasserstroms wird der aus dem Kondensator austretende Heizungsvorlauf als Regelgröße verwendet. Für den Fall des alleinigen Beladens des LWS dient der Kältemittelzustand am Austritt des LWS als Regelgröße.

Für die Dauer des aktuellen Zeitschrittes wird quasistationärer Zustand angenommen. Die übertragene Wärmeleistung des Speichers wird für jedes Teilvolumen mit den in Kapitel IV hergeleiteten Gleichungen berechnet. Der benötigte innere Wärmeübergangswert vom Kältemittel auf die Rohrwand wird aus [10] übernommen. Dazu wird die „Korrelation nach Cavallini 2002“ [100] genutzt. Die ebenfalls benötigte Phasenwechseltemperatur des PCM innerhalb des entsprechenden Abschnittes wird als Funktion des Ladezustandes abgeleitet. Findet der Phasenwechsel nicht in einem

Temperaturbereich statt, sondern bei einer konstanten Temperatur, bleibt die Temperatur des PCM unabhängig vom Ladezustand des LWS konstant.

Aus Leistung und Dauer der quasistationären Wärmeübertragungsvorgänge ergeben sich die übertragenen Wärmemengen. Für jedes Teilvolumen wird diese Wärmemenge bestimmt. Beim Beladevorgang gibt das Kältemittel die Wärmeenergie ab und das PCM nimmt sie auf. Die dadurch resultierenden Änderungen der Stoffeigenschaften beider Medien wird bestimmt, unter anderem Temperatur, Dampfanteil und Enthalpie. Hierzu werden die in Kapitel IV hergeleiteten Gleichungen herangezogen.

Seitens des PCM wird darüber hinaus die Änderungen der Schichtdicken (s_{PCM}) bestimmt. Dazu wird zunächst geprüft, ob das PCM sich im Phasenwechsel befindet. Liegt die Temperatur im sensiblen Bereich, wird die Temperaturdifferenz berechnet, um die sich das PCM durch die übertragene Wärmemenge erhitzt. Befindet sich das PCM im Phasenwechsel, wird anhand der Schmelzenthalpie des PCM die durch die übertragene Wärmemenge resultierende Schichtdickenänderung (Δs_{PCM}) bestimmt:

$$s_{PCM;n} = s_{PCM;n-1} - \Delta s_{PCM;n} \quad (45)$$

Zur Durchführung der beschriebenen Schritte muss die maximale Schichtdicke ermittelt werden. Diese ergibt sich aus dem Rohrabstand und dem Durchmesser der Wärmeübertragerrohre. Die maximal mögliche Schichtdicke wird radial gerechnet. Nach diesem Ansatz entstehen Totvolumen, wie in Abb.58 zu erkennen ist. Das einem Rohr zuzurechnende Volumen wird in einen Zylinder umgerechnet, aus dem die maximale Schichtdicke abgeleitet wird. Mit der maximalen Schichtdicke ($s_{PCM,max}$) und der mittleren Schichtdicke ($s_{PCM,mittel}$) kann der Ladezustand des LWS (SOC) bestimmt werden:

$$SOC = \frac{s_{PCM,mittel}}{s_{PCM,max}} \quad (46)$$

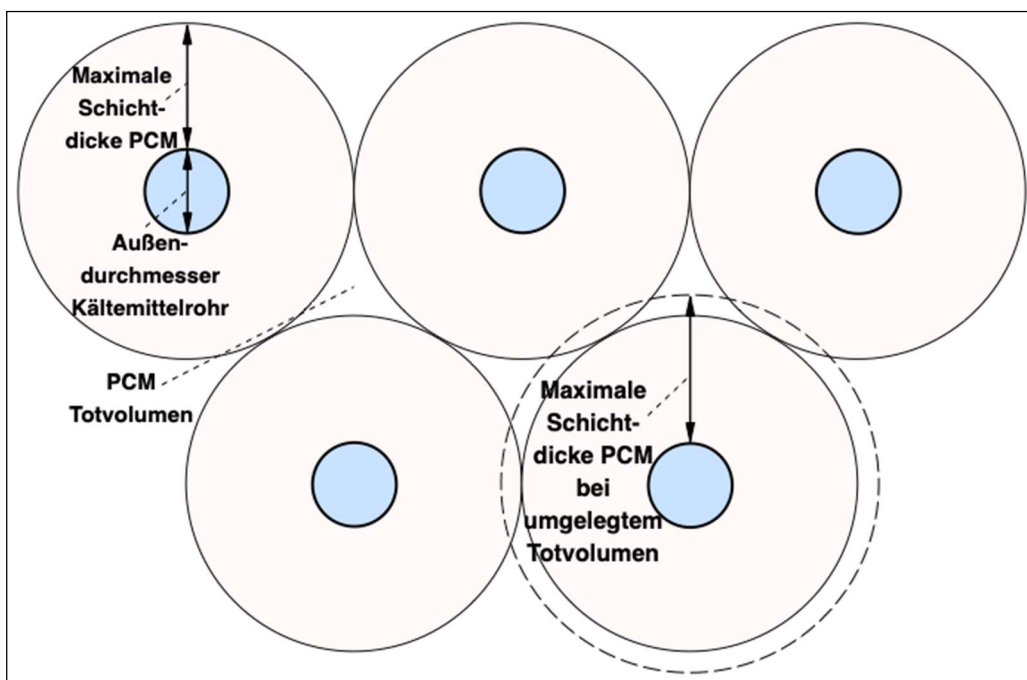


Abb.58: Totvolumen im Phasenwechselmaterial des Latentwärmespeicher

Abschließend werden Ausgabewerte definiert, die von Interesse sind oder zur Kontrolle der Plausibilität und Gültigkeit der Ergebnisse dienen. Der orts- und zeitaufgelöste Zustand des Latentwärmespeichers kann über den gesamten Beladevorgang dargestellt werden. Darüber hinaus können Wechselwirkungen mit den in- und externen Kreisläufen der Wärmepumpe abgebildet werden, z.B. durch Arbeitszahlen und Energiebilanzen. Darüber hinaus wird geprüft, ob die Rahmenbedingungen zur Anwendung des Stefan-Problems erfüllt sind.

Modellteil zum Entladen des Latentwärmespeichers

Die Gleichung für die Kondensationstemperatur wurde über den in Kapitel IV beschriebenen Ansatz der zweiteiligen Wärmeübertragung im Kondensator definiert. Der sich bei der Entladung des LWS einstellende Kältemittelkreislauf kann anhand charakteristischer Zusammenhänge beschrieben werden. Die Zustandspunkte (ZP) 1 (Eintritt in den Verdampfer) bis 3 (Eintritt in Kondensator 1) ergeben sich wie im zuvor bereits beschriebenen Modellteil zum Beladen von Latentwärmespeichern (Gleichungen 28 bis 39). Der Druck (p) in ZP 4, was dem Kondensatoraustritt entspricht, ist der von ZP 3 vermindert um den Druckverlust des Kondensator 1 (dp_{Kond1}). Die Temperatur (T) im ZP 4 entspricht der Siedetemperatur bei Druck 4, von der die Unterkühlung (dT_{sc}) abgezogen wird. Mittels Druck und Temperatur lässt sich die Enthalpie (h) von ZP 4 ableiten.

$$dp_{Kond1}[f(\dot{m}_{KM})] \quad (47)$$

$$p_4 = p_3 - dp_{Kond1} \quad (48)$$

$$T_4 = T[f(p_4, x = 0)] - dT_{sc} \quad (49)$$

$$h_4[f(T_4, p_4)] \quad (50)$$

Die Druckdifferenz zwischen Eintritt und Austritt der Kapillare (dp_{Kap}) ergibt sich aus dem Drücken in ZP 4 und ZP 5. Die Zustandsänderung zwischen diesen beiden Punkten wird isenthalp gerechnet.

$$dp_{Kap} = p_4 - p_5 \quad (51)$$

$$h_5 = h_4 \quad (52)$$

Die Temperatur in ZP 5 wird mit Hilfe von Druck und Enthalpie aus der Datenbank von EES gelesen. Der Druck in ZP 5, am Eintritt des LWS, ergibt sich durch Addition des Druckverlustes des LWS (dp_{LWS}) zum Druck in ZP 6, dem Speicheraustritt. Der Druckverlust des LWS wird über die Berechnungsfunktion zweiphasiger Massenströme in einem horizontalen Rohr berechnet, die als Funktion in der Datenbank von EES [96] hinterlegt ist.

$$T_5[f(h_5, p_5)] \quad (53)$$

$$dp_{LWS}[f(\dot{m}_{KM})] \quad (54)$$

$$p_5 = p_6 + dp_{LWS} \quad (55)$$

Die Enthalpie von ZP 6 wird über die Wärmeleistung des Speichers (\dot{Q}_{LWS}) berechnet. Anhand der Enthalpie und dem von der Temperatur des Heizwassers zwischen den beiden Kondensatoren (T_{HKz}) abhängigen Druck am Speicherausgang (ZP 6) lässt sich die Temperatur aus der EES-Datenbank lesen.

$$p_6 = [f(T_{HKZ}, x = 1)] \quad (56)$$

$$h_6[f(\dot{Q}_{LWS}, \dot{m}_{KM})] \quad (57)$$

$$T_6[f(h_6, p_6)] \quad (58)$$

Der Druck in ZP 7, was dem Austritt des zweiten Kondensators entspricht, ist der von ZP 6 vermindert um den kältemittelseitigen Druckverlust des Kondensator 2. Die Temperatur im ZP 7 entspricht der Siedetemperatur bei Druck 7, von der die Unterkühlung (dT_{sc}) abgezogen wird. Mit Hilfe der Werte für Druck und Temperatur lässt sich die Enthalpie von ZP 7 aus der EES-Datenbank lesen. Die Drosselung von ZP 7 nach ZP 1 durch das Expansionsventil schließt den Kreislauf und wird isenthalp berechnet.

$$dp_{Kond2}[f(\dot{m}_{KM})] \quad (59)$$

$$p_7 = p_6 - dp_{Kond2} \quad (60)$$

$$T_7 = T[f(p_7, x = 0)] - dT_{sc} \quad (61)$$

$$h_7[f(T_7, p_7)] \quad (62)$$

$$h_1 = h_7 \quad (63)$$

Aus jedem Berechnungsdurchgang resultieren aktualisierte Zustandswerte des Kältemittelkreislaufs (Beispiel Abb.59):

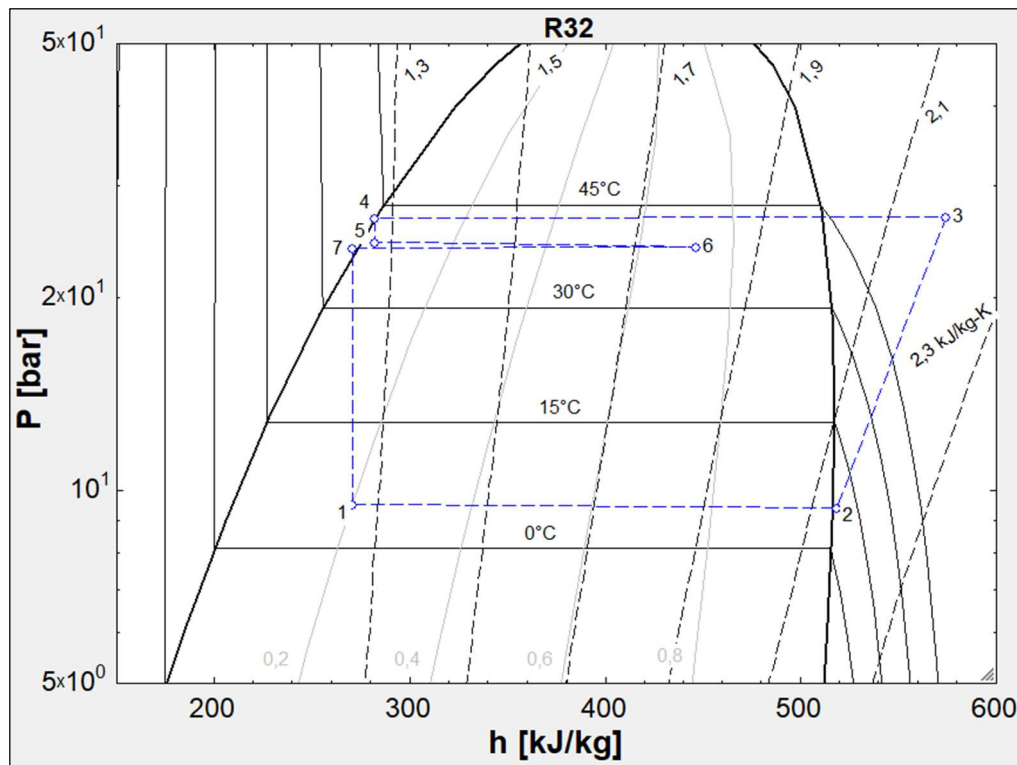


Abb.59: Beispiel für die graphische Ausgabe eines mit der Software EES berechneten Kältemittelkreislaufes des Modells zur Berechnung der Entladung von Latentwärmespeichern.

Für die Dauer des aktuellen Simulationsschrittes wird in quasistationärer Betrachtung die übertragene Wärmeleistung des Speichers für jedes Teilvolumen mit den in Kapitel IV hergeleiteten Gleichungen berechnet. Der dazu benötigte innere Wärmeübergangswert vom Kältemittel auf die Rohrwand wird aus [10] übernommen. Beim Modell zur Entladung des LWS findet die Korrelation nach Winterton [101] Anwendung. Die durch die Wärmeübertragung resultierenden Änderungen der Stoffeigenschaften von PCM und Kältemittel, sowie die Änderungen der Schichtdicken des PCM werden ebenfalls berechnet wie im Modellteil zur Berechnung von Beladevorgängen des LWS. Es wird berücksichtigt, dass der Wärmestrom in umgekehrter Richtung übertragen wird, vom PCM auf das Kältemittel.

Der Kältemittelmassenstrom dient als Stellgröße, die Temperatur des Heizungsvorlaufes als Regelgröße. Die Bestimmung der Wärmeabgabe an den Heizkreis erfolgt über die Bilanzierung beider Kondensatoren. Die vom Kältemittelstrom in einem Kondensator übertragene Wärmeleistung wird über den Massenstrom und die Enthalpiedifferenz zwischen dessen Eintritt und -austritt bilanziert. Die Aufheizung des Heizwasserstromes wird zweiteilig als sensible Wärmeaufnahme berechnet. Die Vorwärmung von der Temperatur des Rücklaufes auf die Zwischentemperatur erfolgt in Kondensator 2. Die Temperaturerhöhung von der Zwischentemperatur auf die Vorlauftemperatur geschieht in Kondensator 1.

Abschließend werden Ausgabewerte definiert, die von Interesse sind oder zur Kontrolle der Plausibilität und Gültigkeit der Ergebnisse dienen. Der orts- und zeitaufgelöste Zustand des Latentwärmespeichers kann über den gesamten Entladevorgang dargestellt werden. Darüber hinaus können Wechselwirkungen mit den in- und externen Kreisläufen der Wärmepumpe abgebildet werden, z.B. durch Arbeitszahlen und Energiebilanzen. Darüber hinaus wird geprüft, ob die Rahmenbedingungen zur Anwendung des Stefan-Problems erfüllt sind.

1.3. Anwendung des Berechnungsmodells zur Anlagenplanung

Die Auslegung des Latentwärmespeichers erfolgt durch Berechnungen, die mit Hilfe des dazu entwickelten Modells durchgeführt werden. Die Regelstrategie den Kältemittelmassenstrom als Stellgröße zu nutzen, führt in den Kurvenverläufe der Datenanalysen teilweise zu Schwingungen. Diese Schwingungen fallen moderat aus und beeinträchtigen die Analysen nicht. Sind die Regelschwingungen für die abgeleiteten Schlussfolgerungen nicht relevant, werden die im weiteren Verlauf gezeigten Graphen geglättet. So liegt der Fokus auf der Argumentation der abgeleiteten Erkenntnisse.

1.3.1. Berechnungen zur Dimensionierung des Latentwärmespeichers

Die Dimensionierung des Wärmepumpensystems basiert auf einem Leistungsbeitrag des Latentwärmespeichers von halber thermischer Nennleistung der unmodifizierten Wärmepumpe über eine Dauer von drei Stunden. Die Geometriedaten des Latentwärmespeichers, bestehend aus Rohrbündelwärmeübertrager und Speicherhülle, wurden in einer Reihe von Simulationsberechnungen immer weiter variiert und aufeinander abgestimmt, bis sich das aus den Auslegungsbedingung resultierende Leistungsprofil ergab. Die einzelnen Stränge des LWS werden in 100 Teilvolumen unterteilt ($n=100$). Tab.11 gibt einen Überblick über die sich aus diesem Prozess ergebenden

maßgeblichen Eingabedaten, die zur Berechnung des thermischen Verhaltens des Wärmepumpensystems in das Simulationsmodell importiert wurden.

Eingabedaten	Wert	Erläuterung
Kältemittel	R32	
Verdampfungstemperatur	15 °C	
Sauggasüberhitzung	2 K	
Kondensatunterkühlung	0,1 K	
Rohrlänge Wärmeübertrager LWS	138 m	Aus Auslegungsleistung in Kombination mit Rohrabstand und PCM
Innendurchmesser Wärmeübertragerrohr	9,66 mm	Aus Vorberechnungen zu Druckverlust und Wärmeübergangskoeffizient
Außendurchmesser Wärmeübertragerrohr	10,3 mm	Fertigungstechnische Vorgabe
Abstand Wärmeübertragerrohre	50 mm	Fertigungstechnische Vorgabe
Anzahl Rohstränge	2	Aus Vorberechnungen zu Druckverlust und Wärmeübergangskoeffizient
Wärmeleitwert Wärmeübertragerrohre	400 W/(m · K)	Wert von Kupfer
Wärmeleitwert festes PCM	2 W/(m · K)	Angabe des Herstellers und Werteerhöhung nach [10]
Wärmeleitwert flüssiges PCM	2 W/(m · K)	Angabe des Herstellers und Werteerhöhung nach [10]
Dichte des festen PCM	800 kg/m ³	Angabe des Herstellers
Spezifische Wärmekapazität festes PCM	2 kJ/(kg · K)	Angabe des Herstellers
Spezifische Wärmekapazität flüssiges PCM	2 kJ/(kg · K)	Angabe des Herstellers
Temperaturbereich Phasenwechsel PCM	39 - 44,5 °C	Angabe des Herstellers
Schmelzenthalpie PCM	226 kJ/kg	226 im betrachteten Temperaturbereich
Wert Temperatur Heizungsrücklauf	35 °C	Auslegungswert des Systems in praktischer Anwendung
Sollwert Temperatur Heizungsvorlauf	45 °C	Auslegungswert des Systems in praktischer Anwendung

Tab.11: Eingabewerte Berechnungsmodell zur Dimensionierung des Latentwärmespeichers

Es wurde bei der Auswahl des PCM darauf geachtet, dass dessen Schmelztemperatur unterhalb der Kondensationstemperatur von Kondensator 1 und oberhalb der Kondensationstemperatur von Kondensator 2 liegt, die sich bei der Entladung des LWS einstellen. In Abb.60 ist der Enthalpieverlauf in Form des Ladezustandes des LWS über den Temperaturbereich des für die Versuchsanlage gewählten PCM dargestellt. Der Ladezustand des LWS gibt an, welcher Massenanteil des PCM den Phasenwechsel bereits vollzogen hat. Es wird demnach nur die Übertragung latenter Wärme betrachtet, die Erwärmung des PCM durch sensible Wärme wird bei der Angabe des Ladezustandes nicht berücksichtigt. Es ist zu erkennen, dass der Schmelzbereich zwischen 41,5 und 44,5 °C liegt, während sich der Erstarrungsbereich zwischen 44,5 und 39°C befindet [25]. Die Vorlauftemperatur der umzusetzenden Versuchsanlage liegt bei 45, die Rücklauftemperatur 35 °C. Daraus resultiert eine Spreizung in Heizwasserkreislauf von 10 K. In dieser Spreizung können die Wärmeübertragungsvorgänge innerhalb der Kaskade beim Entladen des LWS ablaufen. Nach Abzug des Temperaturbereichs von 5,5 K, in dem das PCM die Phase wechselt, bleiben für die Wärmeübertragungsvorgänge eine Temperaturdifferenz von 4,5 K. Das ist allerdings der minimale Wert, der durch den gleitenden Temperaturverlauf des Phasenwechsels meist höher liegt.

Während den Berechnungen wird der den Latentwärmespeicher durchströmende Kältemittelmassenstrom geregelt. Zum Beladen des Speichers soll das Kältemittel am Speicheraustritt vollständig kondensiert werden. Beim Entladevorgang soll die vorgegebene Vorlauftemperatur des Heizwasserkreises eingehalten werden.

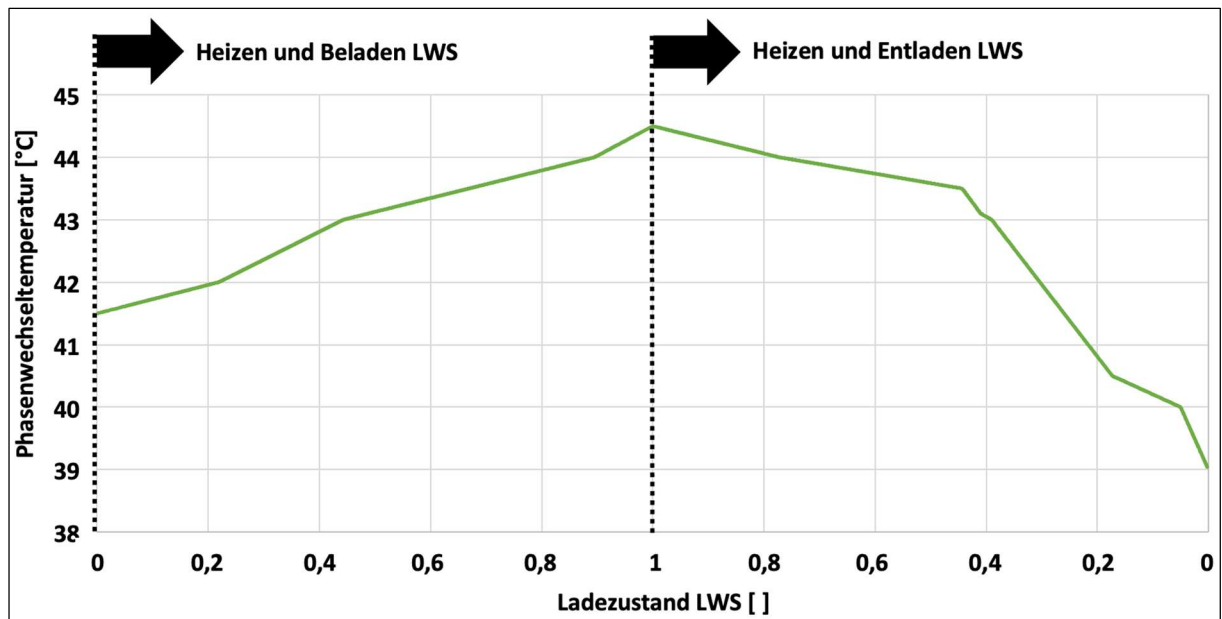


Abb.60: Verlauf Phasenwechseltemperatur des Speichermaterials in Abhängigkeit des Ladezustands des Latentwärmespeichers

Die Auslegungsrechnungen werden für zwei Grenzfälle durchgeführt. Eine Rechnung sieht ein langsames Beladen des LWS vor, wofür lediglich eine relativ geringe Temperaturdifferenz zwischen PCM und kondensierendem Kältemittel notwendig ist. Die zweite Rechnung stellt den Fall nach, dass der LWS schnell beladen wird. Die Heizleistung wird so gewählt, dass sich in Summe mit der Speicherleistung die thermische Nennleistung der unmodifizierten Wärmepumpe ergibt. Bei Beladen des LWS wird dazu die maximal vom LWS aufgenommen Leistung von der Nennleistung abgezogen. Der Entladevorgang des LWS ist für beide Ladeszenarien gleich. Die Heizleistung entspricht während der Entladung des LWS der Nennleistung der unmodifizierten Wärmepumpe.

Abb.61 zeigt den zeitlichen Verlauf des Ladezustandes des Latentwärmespeichers während des Speicherzykluses mit langsamer Speicherbeladung. Die Beladephase dauert ca. 11,8 Stunden, die Entladephase ca. 5,2 Stunden. Der gesamte Zyklus hat demnach eine Dauer von ca. 17 Stunden. Die Beladekurve zeigt den für Latentwärmespeicher typischen Verlauf. Zu Beginn der Beladung des LWS nimmt der Ladezustand schnell zu, da der thermische Widerstand des schmelzenden PCM noch gering ist. Mit zunehmender Schichtdicke des schmelzenden PCM wächst dieser Widerstand und die Steigerung des Ladezustandsverlaufs nimmt stetig ab. Abb.62 zeigt für die Beladephase bei schneller Speicherladung eine sehr ähnliche Charakteristik. Durch die höheren dem LWS zugeführten Leistungen wird die Beladephase jedoch deutlich schneller durchlaufen. Die Dauer der Beladung des LWS beträgt hier lediglich ca. 4,6 Stunden, weniger als die Hälfte der Dauer der langsamen Beladung. Insgesamt kommt der Speicherzyklus mit schneller Beladung so auf eine Gesamtdauer von ca. 9,8 Stunden, da die Entladephase in beiden Fällen die gleiche Dauer aufweist. Abb.61 und Abb.62 zeigen demnach die selbe Entladephase des LWS. Der Ladezustand nimmt zu Beginn der Entladung am stärksten ab. Mit zunehmender Schichtdicke des erstarrenden PCM wächst der thermische Widerstand und die Steigung der Ladezustandskurve nimmt stetig ab.

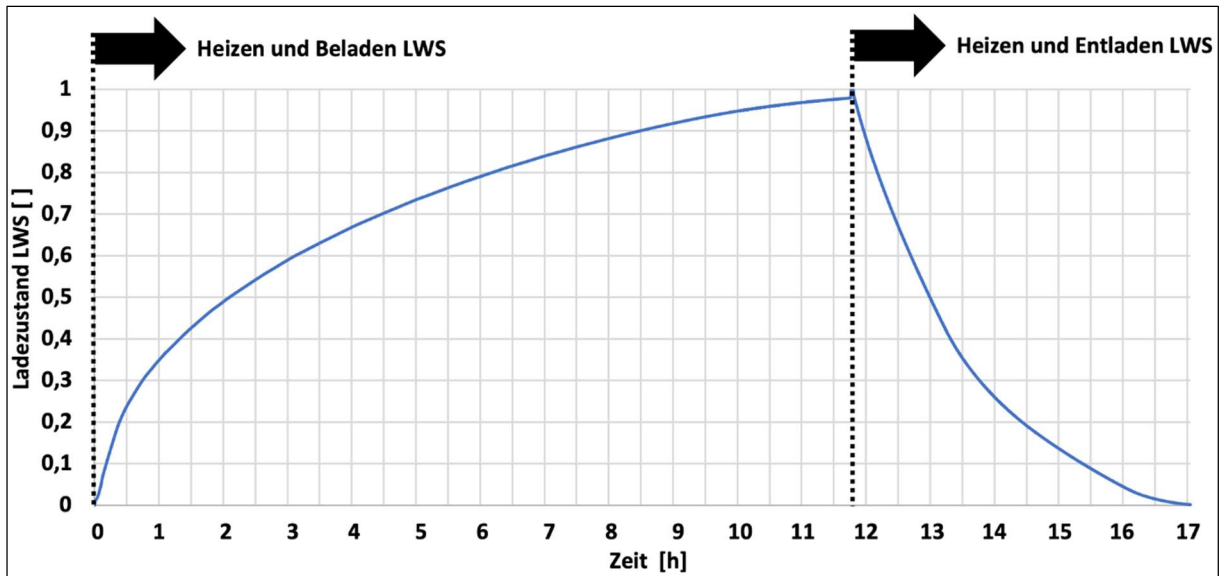


Abb.61: Zeitlicher Verlauf des Ladezustandes des Latentwärmespeichers während des Speicherzykluses mit langsamer Beladung des LWS

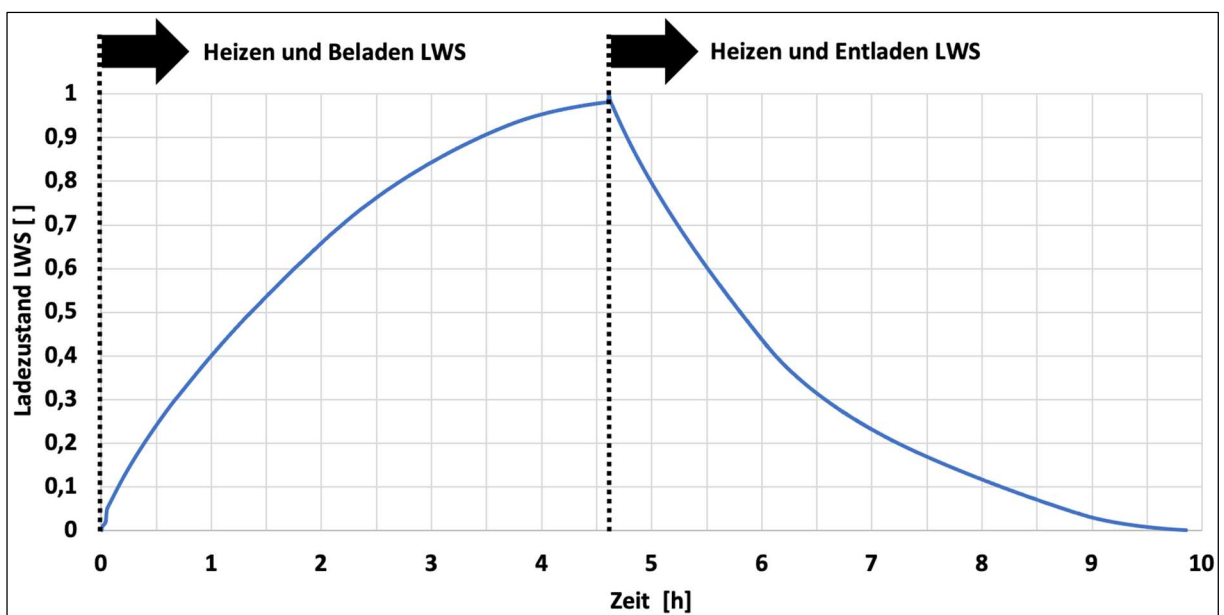


Abb.62: Zeitlicher Verlauf des Ladezustandes des Latentwärmespeichers während des Speicherzykluses mit schneller Beladung des LWS

Die zeitlichen Verläufe der Temperaturen während des Speicherzyklus mit langsamer Speicherbeladung sind in Abb.63 abgebildet. Die Temperaturgraphen vom PCM, der Kondensation des Kältemittels und des Heizungsverlaufes zeigen einen ähnlichen Verlauf. Mit annähernd gleichbleibenden Abständen steigen die Temperaturen über die Beladephase um ca. 3 K an. Da die Schmelztemperatur des PCM über den Beladevorgang ansteigt, steigt auch die Kondensationstemperatur des Kältemittels an. So bleibt eine für die Wärmeübertragung notwendige Temperaturdifferenz zwischen den beiden Medien bestehen. Mit steigender Kondensationstemperatur steigt auch die Vorlauftemperatur des Heizkreises. Der Verlauf der Kältemitteltemperatur am Speicheraustritt folgt prinzipiell dem Verlauf der Kondensationstemperatur des Kältemittels. Die Kondensationstemperatur vom Speichereintritt und die Phasenwechseltemperatur des Kältemittels

am Speicheraustritt weisen eine Differenz auf. Diese kommt durch den Druckverlust des LWS zustande. Am Speicheraustritt herrscht ein geringerer Kältemitteldruck, was die Phasenwechseltemperatur dort absenkt.

Abb.64 zeigt die zeitlichen Verläufe der Temperaturen während des Speicherzyklus mit schneller Speicherbeladung. Die bei der langsamem Speicherbeladung beschriebenen Temperaturverläufe sind auch hier sichtbar. Zwei Unterschiede sind auffällig. Zum einen sind die Temperaturdifferenzen größer. Damit der LWS schneller beladen werden kann, wird die Temperaturdifferenz zwischen PCM und Kondensation des Kältemittels erhöht. Da die Kondensationstemperatur von der Vorlauftemperatur des Heizkreises und der Temperatur des PCM anhängig ist, ist auch die Temperaturdifferenz zwischen Heizungsvorlauf und Kondensation größer. Der zweite Unterschied ist der Sprung der Kältemitteltemperatur am Speicheraustritt von der Phasenwechseltemperaturen des PCM zu der des Kältemittels. Das Kältemittel wird nicht mehr vollständig kondensiert, es bleibt ein geringer Dampfanteil.

Bei der für beide Speicherzyklen selbe Entladephase wird an den Temperaturverläufen deutlich, dass die Temperaturen nicht mehr so stark und direkt voneinander abhängig sind, wie es bei den Beladephase des LWS der Fall ist. Die höchste im Kältemittelkreislauf auftretende Kondensationstemperatur kommt bei der zur Entladung des LWS eingesetzten Kaskadenschaltung nur noch in Kondensator 1 vor. Der Verlauf der Kondensationstemperatur folgt noch dem Verlauf des Heizungsvorlaufes, wird jedoch beeinflusst von dem über die Entladephase abfallenden Temperaturverlauf des PCM. Im Heizwasserkreis bildet sich zwischen Vor- und Rücklauftemperatur eine Zwischentemperatur aus, auf die das Heizungswasser durch die Vorwärmung in Kondensator 2 erwärmt wird. Der Verlauf dieser Zwischentemperatur zeigt eine starke Abhängigkeit von dem Verlauf der PCM-Temperatur. Der Kältemitteltemperaturverlauf am Speicheraustritt folgt zu Beginn der Entladephase dem Temperaturverlauf des PCM und weist sogar nahezu die gleichen Temperaturwerte auf. Grund hierfür ist die Überhitzung des Kältemittel bis zur Temperatur des PCM innerhalb des LWS, solange die Wärmeleistung des Speichers dazu ausreicht. Kann der LWS dazu nicht ausreichend Leistung bereitstellen, fällt die Kältemitteltemperatur am Austritt des LWS auf die Zwischentemperatur des Heizwasserkreises. Der Verlauf der Kältemitteltemperatur folgt ab diesem Zeitpunkt dem Verlauf der Zwischentemperatur des Heizkreises und liegt bis zur vollständigen Entladung des LWS knapp darüber. Nach 4,5 Stunden ausgehend vom Beginn der Entladephase ist deutlich erkennbar, dass der Phasenwechsel im LWS abgeschlossen ist und der Speicher ab diesem Zeitpunkt sensibel entladen wird.

Grundlegend lässt sich feststellen, dass die Differenzen zwischen der Temperatur des PCM und der Kondensationstemperatur des Kältemittels sowie der Vorlauftemperatur des Heizkreises beim langsameren Beladen des LWS geringer sind als bei schneller Speicherbeladung.

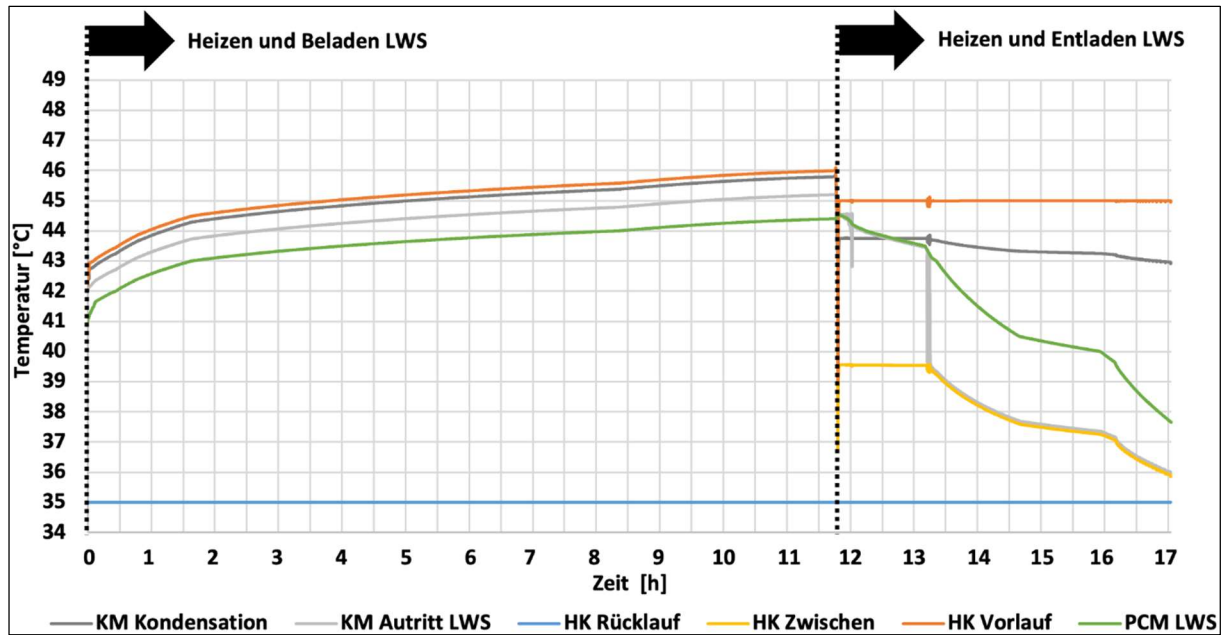


Abb.63: Zeitliche Verläufe der Leistungen des Wärmepumpensystems während des Speicherzykluses mit langsamer Beladung des LWS

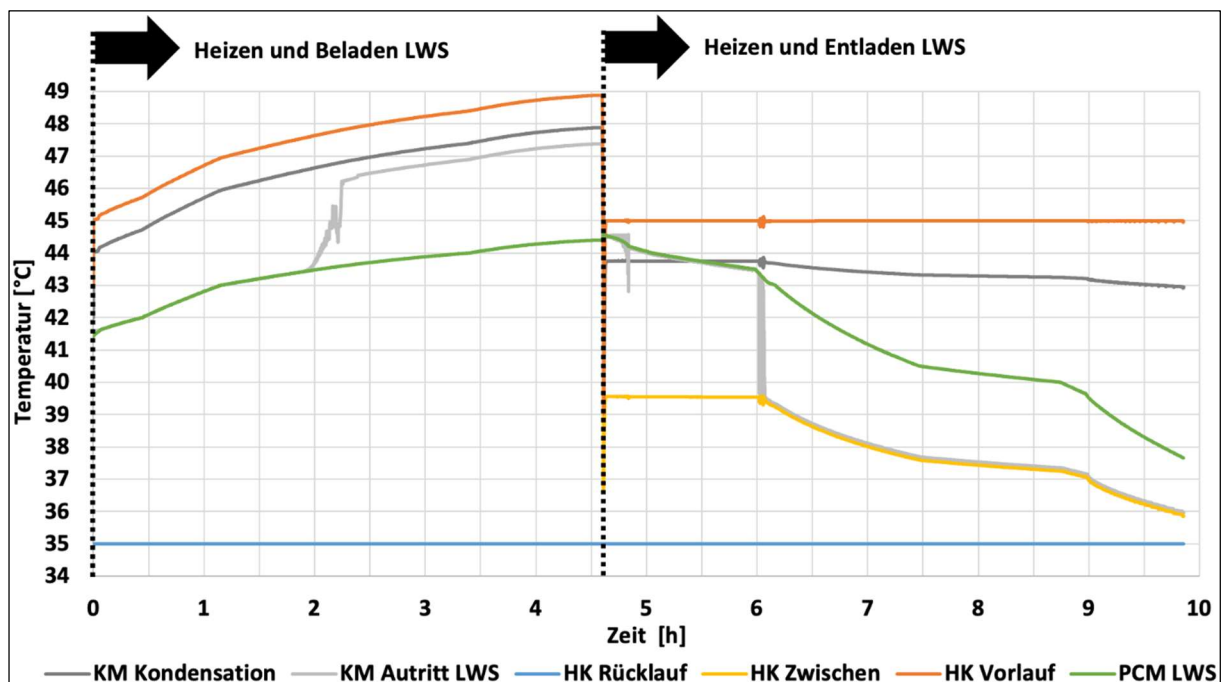


Abb.64: Zeitliche Verläufe der Leistungen des Wärmepumpensystems während des Speicherzykluses mit schneller Beladung des LWS

Abb.65 zeigt die Verläufe der Leistungsgrößen des Speicherzyklus mit langsamer Speicherbeladung, Abb.66 die Leistungsgrößen des Speicherzyklus mit schneller Speicherbeladung. Die beiden Kondensatoren und der LWS werden beim Beladen des LWS mit gleichzeitiger Bereitstellung von Heizleistung parallel mit Kältemittel durchströmt. Außerdem wird der Heizungsrücklauf auf die beiden Kondensatoren aufgeteilt, wodurch sich in beiden Bauteilen die gleichen Temperaturbedingungen einstellen. So wird die Heizlast von beiden Kondensatoren zu gleichen Teilen von ca. 3 kW getragen.

Unterschiede zwischen den beiden Beladestrategien ergeben sich bei der Speicherleistung und der vom System aufgenommenen elektrischen Leistung. Für ca. 20 Minuten nach Beginn der Ladephase nimmt der LWS bei langsamer Beladung die maximale Wärmeleistung von ca. 4,5 kW auf. Dann ist der interne thermische Widerstand des LWS so weit angewachsen, dass sich diese Leistung reduziert. Von 20 Minuten an bis eine Stunde nach Beginn des Beladevorgangs nimmt die vom LWS aufgenommene Leistung auf 2 kW ab. Von Beginn der zweiten Stunde bis 8,5 Stunden sinkt die Leistung weiter, von ca. 2 kW auf ca. 1 kW. Ab 8,5 bis 11,8 Stunden verringert sich die Wärmeleistung nochmals, von ca. 1 kW auf ca. 0,5 kW. Mit fallender vom LWS aufgenommener Wärmeleistung sinkt auch die vom System aufgenommene elektrische Leistung.

Über den Speicherzyklus mit schneller Speicherbeladung sind die Leistungen in der Ladephase insgesamt höher als über den Zyklus mit langsamer Beladung, bedingt durch die größeren Temperaturdifferenzen. Die maximale vom LWS aufgenommene Wärmeleistung von ca. 4,5 kW kann von Beginn der Ladephase bis zur Stunde 2,5 gehalten werden. Ab dann fällt die Leistung durch das Anwachsen des internen thermischen Widerstandes des LWS stetig ab, bis nach ca. 4,6 Stunden noch 0,5 kW erreicht werden und der LWS vollständig beladen ist. Auch hier nimmt die vom System aufgenommene elektrische Leistung mit abnehmender in den LWS eingebrachter Wärmeleistung ab.

Während der für beide Speicherzyklen identischen Entladephase des LWS wird der Heizbedarf zu jedem Zeitpunkt durch die Summe der Leistungen der beiden Kondensatoren gedeckt. Von Beginn der Entladephase ca. 1,5 Stunden lang bleiben die Leistungen beider Kondensatoren konstant. Ab diesem Zeitpunkt geht die Leistung von Kondensator 2 zurück. Das geschieht aufgrund der abnehmenden Wärmeleistung des LWS, der den größten Anteil der in Kondensator 2 übertragenen Wärme bereitstellt. Der Leistungsbetrag von Kondensator 1 wächst um den Betrag, um den Kondensator 2 abnimmt. Dieser Lastwechsel geht einher mit einer zunehmenden Leistungsaufnahme durch den Verdichter. Die Leistungsverläufe von Kondensator 2 und vom LWS sind annähernd gleich. Die Leistung des LWS ist jederzeit etwas niedriger. Zu Beginn ist der Abstand zwischen den beiden Leistungsverläufen am geringsten. Bis zum Ende der Entladephase steigt dieser stetig an und ist dann am größten. 4,5 Stunden nach Beginn der Entladephase ist der Übergang von latenter zu sensibler Entladung des LWS deutlich zu erkennen. Die Leistung des LWS nimmt ab diesem Zeitpunkt stark ab.

In Abb.65 und Abb.66 ist ca. 1,8 Stunden nach Beginn der Entladephase ein Merkmal der systemspezifischen Betriebscharakteristik der Kaskadenschaltung zu erkennen. Die Wärmeleistung des LWS hat an diesem Punkt so weit abgenommen, dass das Kältemittel nicht mehr bis zur Temperatur des PCM überhitzt werden kann. Das ist auch in den Temperaturverläufen von Abb.63 und Abb.64 zu sehen. Die Kältemitteltemperatur fällt dann von der Temperatur des PCM auf die Zwischentemperatur des Heizkreises ab. Anschließend wird die Wärmeleistung des LWS und die damit verbundene Vorwärmung des Heizungswassers mit abnehmendem Ladezustand des LWS stetig geringer.

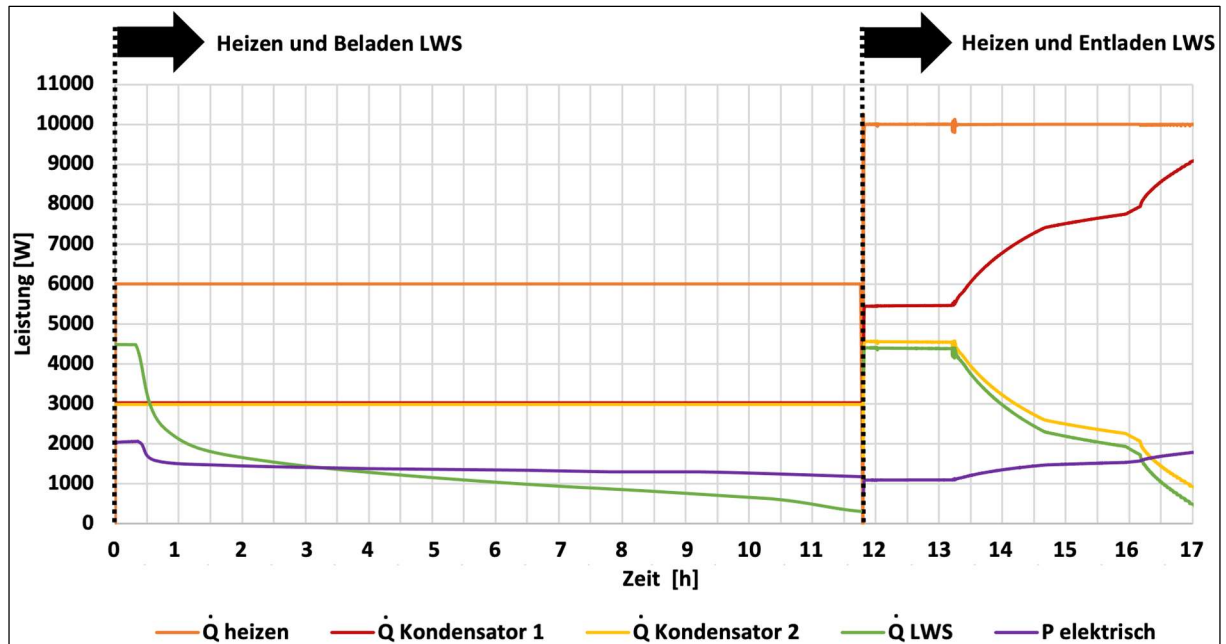


Abb.65: Zeitliche Verläufe der Leistungen des Wärmepumpensystems während des Speicherzykluses mit langsamer Beladung des LWS

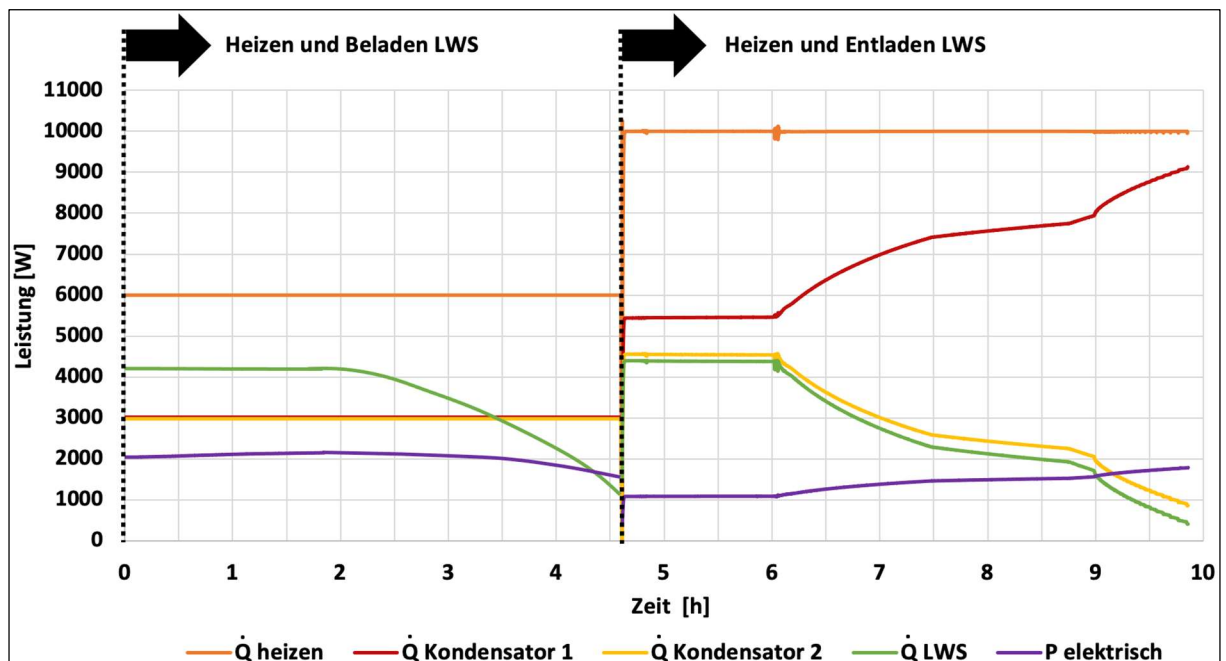


Abb.66: Zeitliche Verläufe der Leistungen des Wärmepumpensystems während des Speicherzykluses mit schneller Beladung des LWS

Basierend auf den Werten der Leistungen und Temperaturen lassen sich die k_A -Werte in Abhängigkeit des Ladezustands des Latentwärmespeichers während des Speicherzykluses mit langsamer Beladung des LWS (Abb.67) und mit schneller Beladung des LWS (Abb.68) darstellen (siehe Gleichungen (9-11)). Die Graphen zeigen das charakteristische Verhalten von k_A -Werten von Latentwärmespeichern über einen Speicherzyklus auf. Zu Beginn von Be- bzw. Entladephasen ist der thermische Widerstand aufgrund der nicht vorhandenen Schichtdicke von PCM, das bereits die Phase gewechselt hat, sehr gering. Entsprechend groß sind die k_A -Werte. Mit wachsender Schichtdicke

nimmt der Widerstand zu und die kA -Werte nehmen ab. Die Verläufe pendeln sich nachdem ca. ein Fünftel des PCMs den Phasenwechsel vollzogen hat zwischen 1500 und 1000 ein, bevor die Werte gegen Ende der Be- bzw. Entladephasen stärker nachlassen. Die Verläufe der Beladung sind zwar aus unterschiedlichen Berechnungen, weisen jedoch kaum Unterschiede auf. Die Werte des schnellen Beladens liegen weitestgehend etwas niedriger als die Werte des langsamen Beladens.

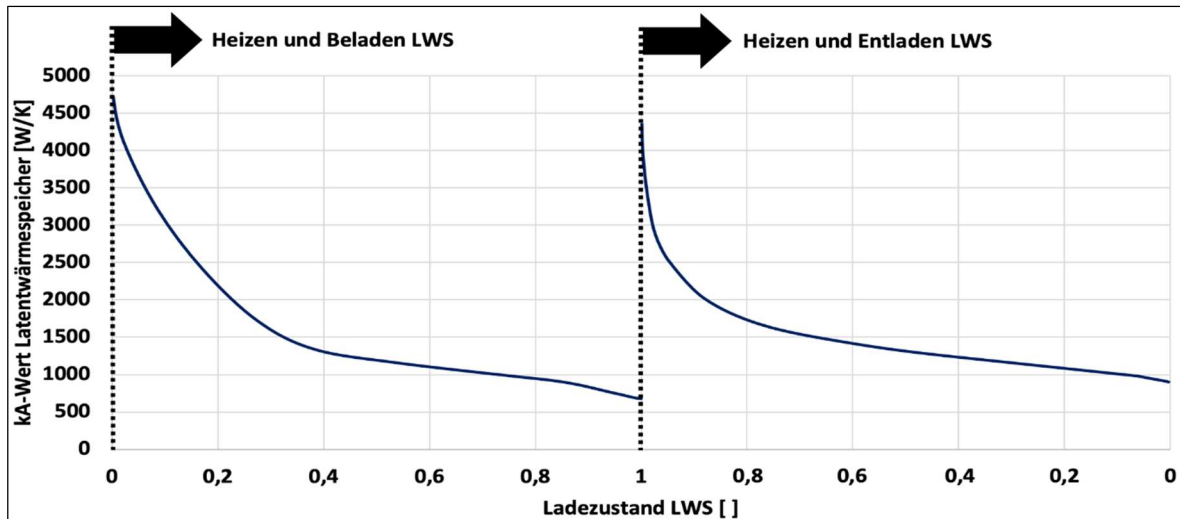


Abb.67: Verlauf kA -Werte in Abhängigkeit des Ladezustands des Latentwärmespeichers während des Speicherzyklus mit langsamer Beladung des LWS

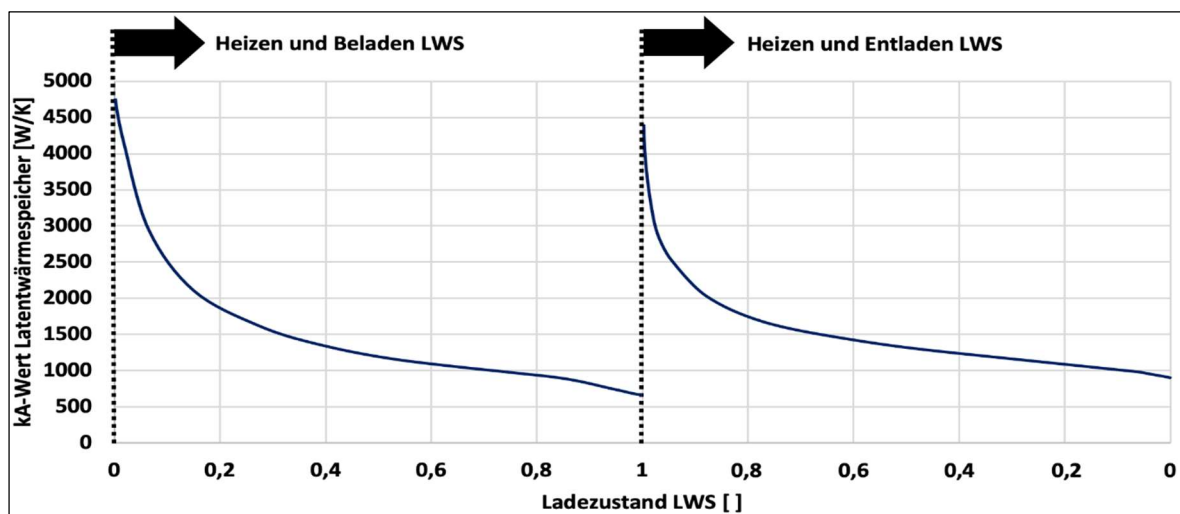


Abb.68: Verlauf kA -Werte in Abhängigkeit des Ladezustands des Latentwärmespeichers während des Speicherzyklus mit schneller Beladung des LWS

Abb.69 zeigt die zeitlichen Verläufe der Kältemittelmassenströme des Wärmepumpensystems während des Speicherzyklus mit langsamer, Abb.70 des Speicherzyklus mit schneller Beladung des LWS. Während der Beladephase verhalten sich die Verläufe der Massenstrom und der Leistungen gleich. Bedingt durch die Regelung ist die Enthalpidifferenz zwischen Eintritt und Austritt des Speichers gleich, solange die Druckverhältnisse sich nicht stark ändern. Deshalb sind Leistung und Massenstrom des Kältemittels direkt proportional zueinander. Dieser Ansatz der Laderegulation über die vollständige Verdampfung des den LWS durchströmenden Kältemittelmassenstroms basiert darauf, dass dem LWS immer genau der Kältemittelstrom zugeführt wird, der der Speicher zum

entsprechenden Zeitpunkt verdampfen kann. Soll der LWS eine bestimmte Wärmeleistung erreichen, muss die den LWS durchströmende Kältemittelmenge leistungsabhängig geregelt werden. Die Leistung des LWS in parallelem Betrieb mit den Kondensatoren könnte aktiv am LWS jedoch lediglich reduziert werden, da der Kältemittelzustand an den Austritten von LWS und Kondensatoren aufgrund gleichen Druckverlustes über alle parallelen Stränge gleich sein muss und das Kältemittel die Kondensatoren vollständig kondensiert verlässt. Über die Entladephase werden alle Bauteile in Serie durchflossen, weshalb die Massenströme gleich sind. Während der Entladephase des LWS ist die Enthalpiedifferenz zwischen Eintritt und Austritt von Kondensator 1 nahezu konstant. Um dort mehr Leistung abgeben zu können, muss demnach der Kältemittelmassenstrom erhöht werden.

An den Verläufen der Leistungen und der Kältemittelmassenströme ist ein weiteres Merkmal der systemspezifischen Betriebscharakteristik zu erkennen, die zusätzliche nutzbare Enthalpiedifferenz in Kondensator 2. Der Betrag dieser Differenz ist direkt abhängig vom Kältemittelmassenstrom. Damit lässt sich der in Abb.65 und Abb.66 zu beobachtende, im zeitlichen Verlauf größer werdende Abstand zwischen den Leistungsverläufen von LWS und Kondensator 2 erklären, der in der Entladephase des LWS auftritt. Mit Blick auf Abb.60 zeigt sich: Je kleiner der Ladezustand, desto größer der angesprochene Leistungsunterschied. Abb.69 und Abb.70 zeigen gleichzeitig: Je größer der Kältemittelmassenstrom durch die Kaskade, desto größer dieser Leistungsunterschied.

In Abb.71 ist der Verlauf des Dampfanteils des Kältemittels am Austritt des Latentwärmespeichers in Abhängigkeit des Ladezustands des LWS während der Entladephase dargestellt. Von 100% bis ca. 42% Ladezustand kann der LWS das ihn durchströmende Kältemittel vollständig verdampfen. Dann wird der interne, thermische Widerstand zu groß und der Dampfanteil wird geringer. Das System reagiert mit der Erhöhung des Kältemittelmassenstroms, um den Rückgang der Wärmeabgabe des LWS durch die Erhöhung der Leistung von Kondensator 1 zu kompensieren. Der steigende Massenstrom wirkt mindernd auf den Dampfanteil am Austritt des LWS.

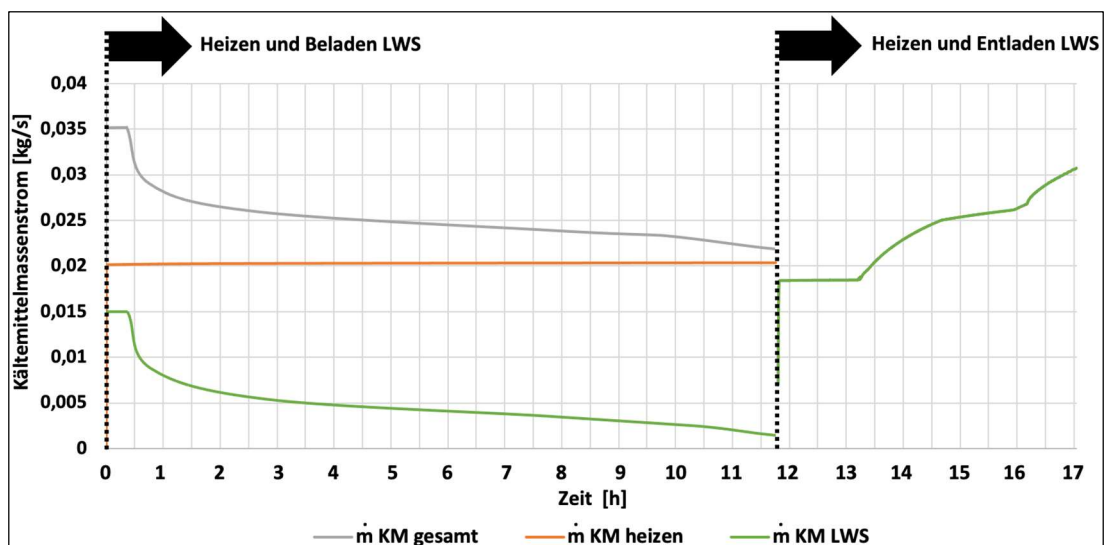


Abb.69: Zeitliche Verläufe der Kältemittelmassenströme des Wärmepumpensystems während des Speicherzyklus mit langsamer Beladung des LWS

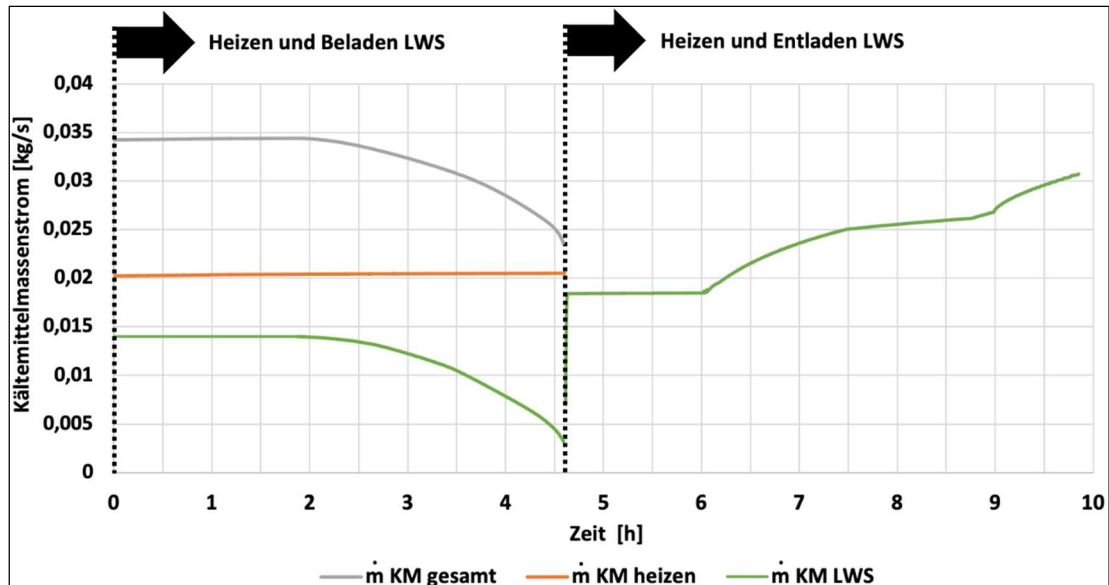


Abb.70: Zeitliche Verläufe der Kältemittelmassenströme des Wärmepumpensystems während des Speicherzyklus mit schneller Beladung des LWS

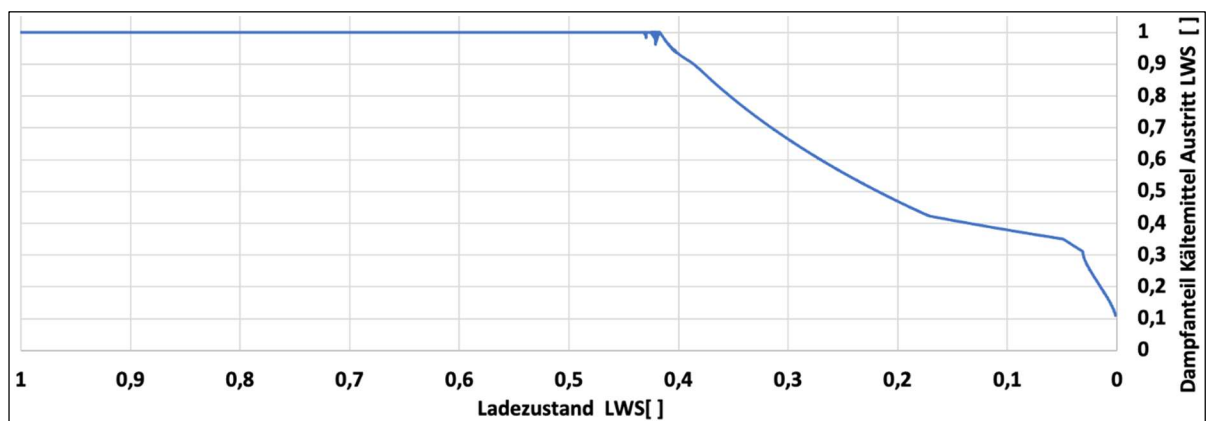


Abb.71: Dampfanteil des Kältemittels am Austritt des Latentwärmespeichers in Abhängigkeit des Ladezustands bei Entladung

Abb.72 zeigt die Verläufe der COP-Werte für die langsame Speicherbeladung. Der COP_{System} ist über die fast zwölfstündige Beladungsphase des LWS lediglich zwischen ca. 1,2 zu Beginn und 0,3 gegen Ende hin niedriger als der $COP_{Kreislau}$. Aus dem geringen Unterschied zwischen den beiden COP-Verläufen lässt sich schließen, dass der LWS langsam und energieeffizient beladen wird.

Abb.73 zeigt die Verläufe der Werte für beide COP für die schnelle Speicherbeladung. Ladephase (ca. 4,5 Stunden) und Entladephase (ca. 5,5 Stunden) weisen ähnliche Dauer auf. Der COP_{System} ist über die Beladungsphase des LWS zwischen ca. 2,0 zu Beginn und 1,0 gegen Ende hin niedriger als der $COP_{Kreislau}$, wobei der höhere Wert nahezu 4 Stunden gehalten werden kann. Der größere Unterschied zwischen den Verläufen der beiden COP verdeutlicht, dass der LWS weniger energieeffizient beladen wird als bei der langsamen Laderegelung.

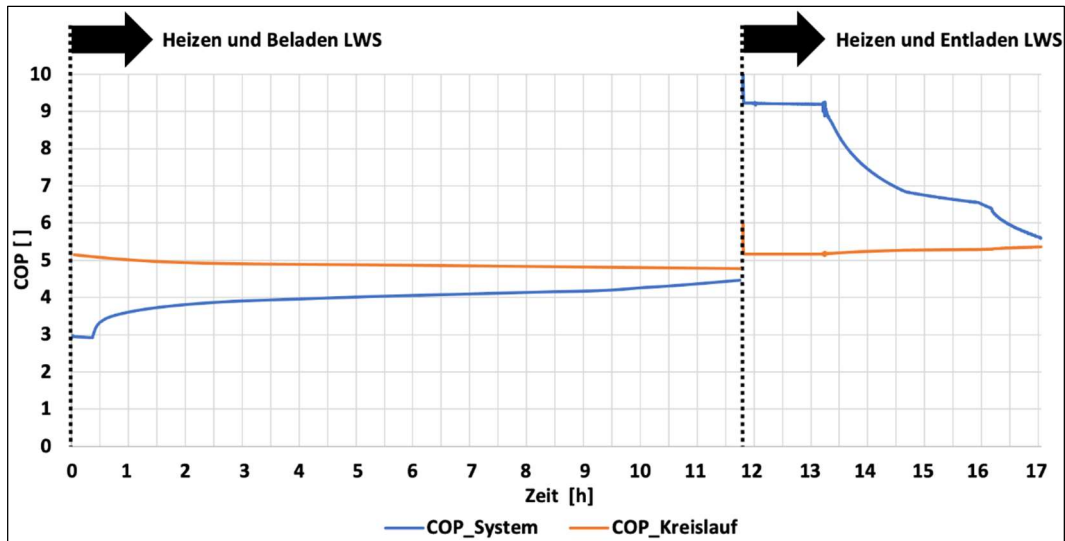


Abb.72: Aus der Auslegungsrechnung für langsame Speicherbeladung resultierende Arbeitszahlverläufe des neuartigen Wärmepumpensystems mit integriertem Latentwärmespeicher

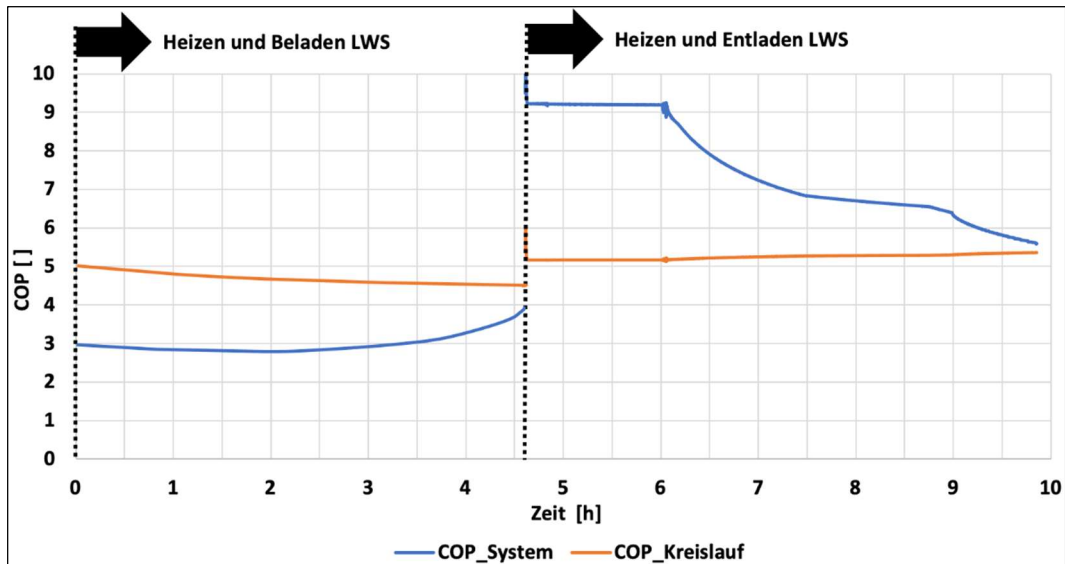


Abb.73: Aus der Auslegungsrechnung für schnelle Speicherbeladung resultierender Arbeitszahlverläufe des neuartigen Wärmepumpensystems mit integriertem Latentwärmespeicher

Während der Entladephase, wie auch während der beiden Beladephase des LWS, betragen die Werte des $COP_{Kreislauf}$ ca. 5. Der Verlauf des COP_{System} beginnt die Entladephase für ca. 1,5 Stunden mit einem konstanten Wert von ca. 9,2. Ab diesem Zeitpunkt fällt der Werte stetig über ca. 3 Stunden auf ca. 6,5. Der Wert des COP_{System} nähert sich dann schneller dem Wert des $COP_{Kreislauf}$ an, bedingt durch die beginnende sensible Entladung des LWS.

Abb.74 fasst die Ergebnisse der durchschnittlichen Werte für die COP zusammen. Der mittlere Wert des COP_{System} von 3,97 des langsamen Beladevorganges ist um ca.1 höher als der des schnellen Beladevorganges von 2,98. Beide Werte liegen deutlich unter dem jeweiligen $COP_{Kreislauf}$. Der Wert des COP_{System} des Entladevorganges liegt mit 7,3 über dem entsprechenden Wert des $COP_{Kreislauf}$ und deutlich höher als die beiden Wert des COP_{System} der Speicherbeladung. Wie bereits zuvor erwähnt, zeigt dieser Sachverhalt die Flexibilität und die Fähigkeit der Lastverschiebung des Systems. Der

$COP_{\text{Kreislauf}}$ des langsamen Beladevorganges ist um 0,16 höher als der des schnellen Beladevorganges. Das belegt die höhere Effizienz des Wärmepumpensystems beim langsameren Beladen des LWS, bedingt durch die höhere Temperaturdifferenz beim schnellen Laden, die einen Anstieg der Kondensationstemperatur zur Folge hat. Schnelles Beladen kann dennoch von Vorteil sein, wenn beispielsweise vorrangig zu nutzende elektrische Leistung zur Verfügung steht. Das kann elektrische Leistung aus präferierten regenerativen oder kostengünstigen Quellen sein oder aus regenerativen Erzeugungsanlagen, die bei Nichtabnahme der Leistung abgeschaltet oder begrenzt werden müssten.

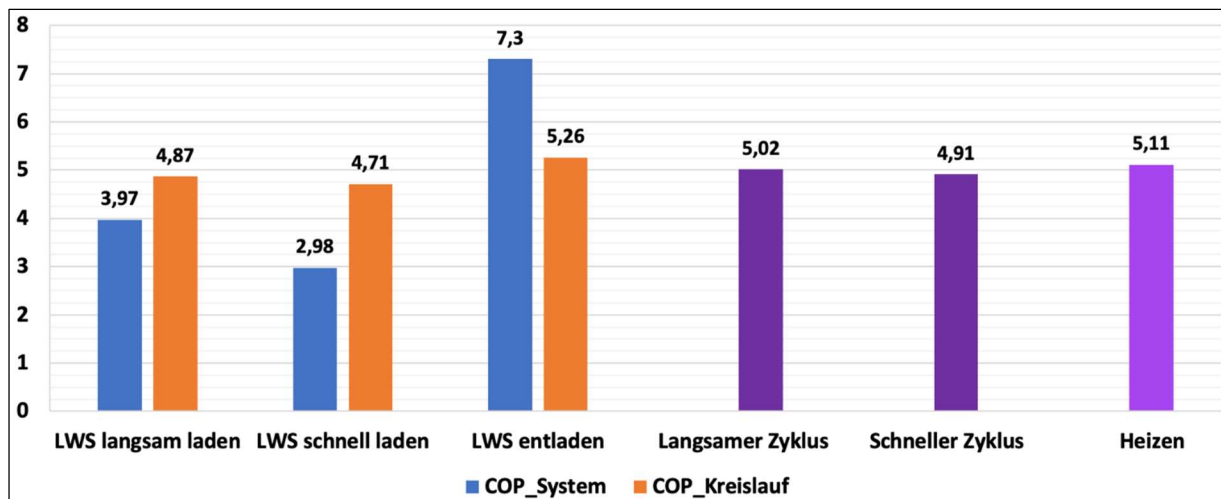


Abb.74: Ergebnisse für die COP-Werte aus den Simulationsrechnungen zur Systemauslegung

Die Werte des $COP_{\text{Kreislauf}}$ der beiden Beladevorgänge sind durch die leicht erhöhte Kondensationstemperatur über die Beladevorgänge im Vergleich zum Betrieb ohne LWS geringer. Der des Entladevorganges ist durch die im bisherigen Verlauf erläuterte, zusätzlich nutzbare Enthalpiedifferenz beim Entladen des LWS über dem Wert der beiden Zyklen schnell und langsam. Alle mittleren COP-Werte für die beiden Zyklen weisen keine große Abweichung zum Wert für das Heizen ohne Speichereinsatz auf. Das zeigt, dass die Effizienz des neuartigen Wärmepumpensystems durch den Einsatz des LWS unverändert bleibt.

Unterschiedliche Ladegeschwindigkeiten sind auch bei gleichbleibender Kondensationstemperatur möglich. So etwa, wenn bei schneller Speicherbeladung die Kondensation des Kältemittels unter der Nutzung der vollständigen Wärmeübertragerfläche des LWS geschieht, während bei langsamer Beladung nur ein Teil dieser Fläche benötigt wird. Das wäre der Fall, wenn weniger Kältemittelmassenstrom den LWS durchströmt, als der Speicher zum aktuellen Zeitpunkt kondensieren könnte. Auch dann bleibt der langsame Beladevorgang effizienter, da der Verdampfer des Wärmepumpenkreislaufes mit weniger Kältemittel beaufschlagt werden muss.

1.3.2. Wärmeübertragungsvorgänge im Latentwärmespeicher

Aus den Berechnungsschritten des Simulationsmodells ergeben sich Zustandswerte von Kältemittel und PCM aus den einzelnen Teilvolumen des LWS. Einige Werte werden im Folgenden aus einer beispielhaften Berechnung eines Speicherzyklus mit langsamer Be- und anschließender Entladung des LWS gezeigt (Abb.75). Der Speicher wurde in 30 Teilvolumen ($n=30$) unterteilt. Anhand dieser Daten

lassen sich das Betriebsverhalten und die Wärmeübertragungsvorgänge innerhalb des LWS nachvollziehen.

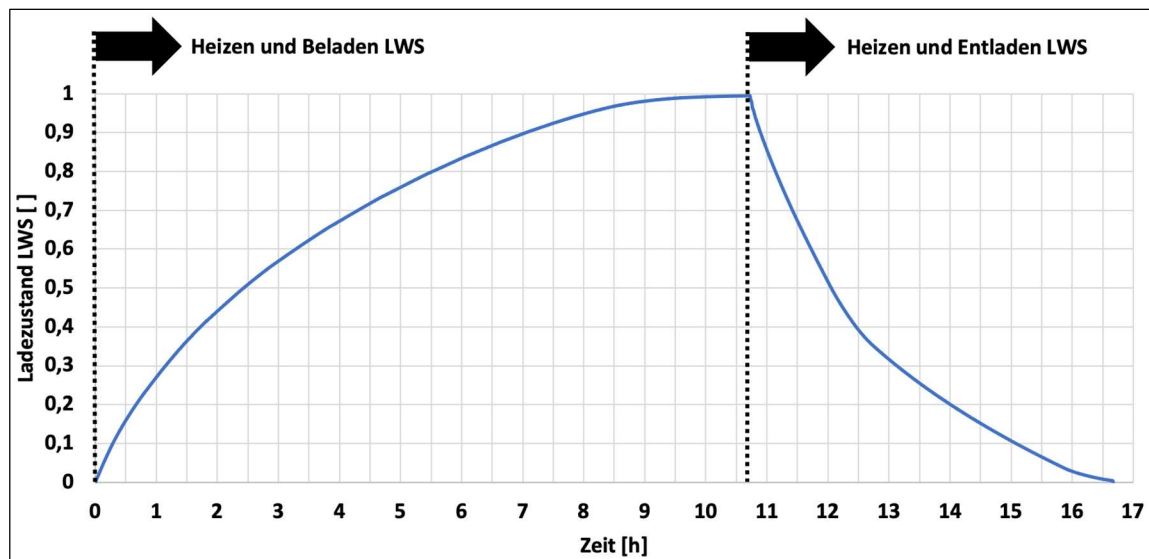


Abb.75: Zeitlicher Verlauf des Ladezustandes des Latentwärmespeichers während des Speicherzykluses aus den Simulationsberechnungen zur Veranschaulichung der Ausgabewerte

In Abb.76 sind die Kältemitteltemperaturen in den einzelnen Teilvolumen über den Verlauf des Speicherzyklus in Abhängigkeit des Ladezustandes des LWS abgebildet. Zum Beladen des LWS wird das ihn durchströmende Kältemittel kondensiert. Zu Beginn des Beladevorgang findet die Enthitzung des Heißgases in Teilvolumen 1 (blau) statt, beim Kältemiteleintritt in den LWS. Es ist erkennbar, dass die Temperatur dieses Volumens bereits zügig nach Beginn den Wert des Phasenwechsels des Kältemittels aufweist. Über den fortschreitenden Verlauf der Speicherbeladung verlagert sich die Heißgasenthitzung dann zunehmend weiter in nachfolgende Teilvolumen. Zu erkennen ist die Verlagerung ins jeweils nachfolgende Volumen, wenn die Kältemitteltemperatur auch bei Austritt aus einem Teilvolumen noch über der Phasenwechseltemperatur liegt. Für Teilvolumen 1 (blau) ist das zwischen dem Ladezustand von ca. 0,1 und 0,2 zu erkennen, für Teilvolumen 2 (orange) zwischen ca. 0,35 und 0,4. Während der Heißgasenthitzung ist die Temperaturdifferenz zwischen PCM und Kältemittel am größten. Entlang diesem Strömungsverlauf bildet sich ein Temperaturgefälle aus. Nach der Heißgasenthitzung wird die stabile Phasenwechseltemperatur des Kältemittels erreicht. Anschließend kann das Kältemittel weiter auf die Temperatur des Phasenwechsels des PCM abgekühlt werden.

Zum Entladen des LWS wird das ihn durchströmende Kältemittel verdampft. Beim Eintritt in das erste Teilvolumen (blau) ist ein Teil des Kältemittels bereits verdampft und weist Phasenwechseltemperatur auf. Nach der vollständigen Verdampfung kann das Kältemittel anschließend bis zur Temperatur des PCM im entsprechenden Teilvolumen überhitzt werden. Aus den Temperaturverläufen während des Entladevorgangs wird deutlich, dass zwischen den Ladezuständen 1 und 0,5 eine Überhitzung stattfindet. Mit abnehmendem Ladezustand und somit abnehmender thermischer Leistung des LWS wandert diese Überhitzung durch die Teilvolumen. Ist etwa die Überhitzung bei einen Ladezustand von ca. 0,6 bereits in Teilvolumen 27 (hellgrau) bis zur maximal möglichen Temperatur vollzogen, ist das bei einem Ladezustand von ca. 0,5 erst bei

Teilvolumen 30 der Fall (hellgrün). Ab einem Ladezustand von ca. 0,5 ist die thermische Leistung des LWS so weit reduziert und der Kältemittelmassenstrom so weit erhöht, dass keine Überhitzung mehr möglich ist.

In Abb.77 sind die Kältemitteltemperaturen in Abhängigkeit des Ladezustandes des LWS über die Stranglänge des Wärmeübertragers innerhalb des LWS aufgetragen. Die Entwicklung der Temperatur durch die Teilvolumen ist auf einer Senkrechten in Abb.76 mit konstantem Ladezustand dargestellt. Beim Beladevorgang durchströmt das Kältemittel den Wärmeübertrager in umgekehrter Richtung als beim Entladevorgang. Beim Beladen strömt das Kältemittel von 0m nach 70m, Teilvolumen 1 beginnt bei 0m. Beim Entladen strömt es von 70m nach 0m, Teilvolumen 1 beginnt bei 70m. Die anhand Abb.76 beschriebenen Effekte sind auch hier sichtbar. Z.B. ist beim SOC von 25% während des Beladevorgang (hellblau durchgezogen) die abgeschlossene Heißgasenthitzung bei ca. 4m zu erkennen und bei ca. 61m der Wechsel von der Phasenwechseltemperatur des Kältemittels auf die des PCM. Letzterer Temperaturwechsel ist beim SOC von 75% während des Entladevorgang (orange gestrichelt) bei ca. 23m sichtbar.

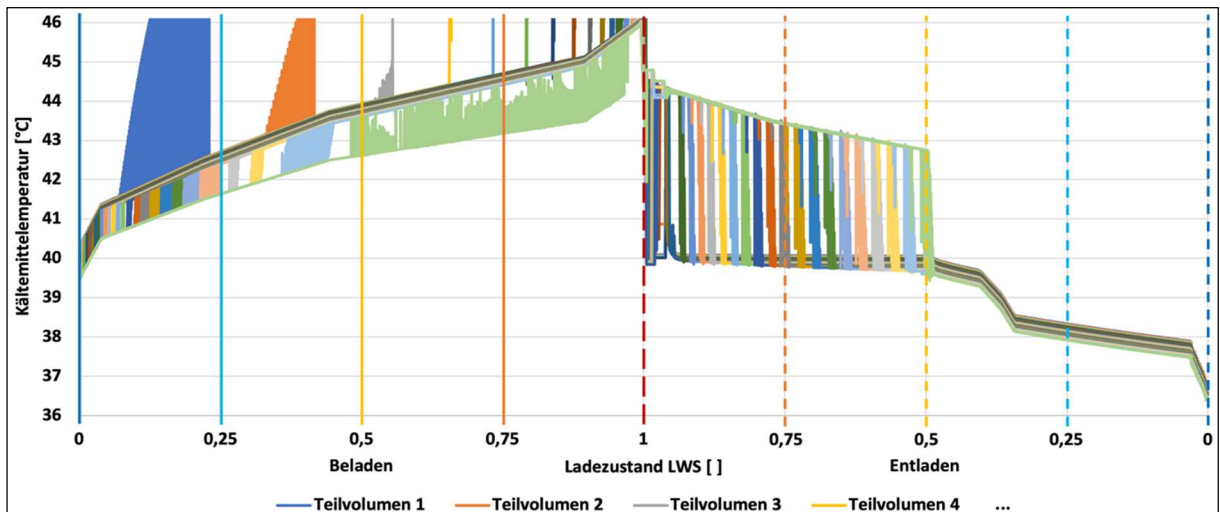


Abb.76: Kältemitteltemperaturen während eines Speicherzykluses in Abhängigkeit des Ladezustandes des LWS

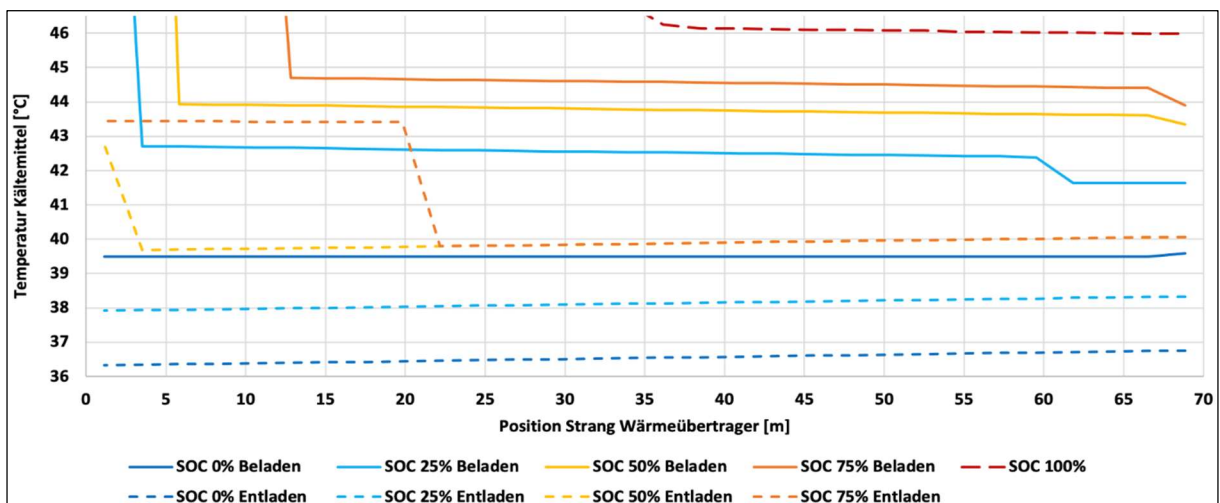


Abb.77: Kältemitteltemperaturen in Abhängigkeit des Ladezustandes des LWS aufgetragen über die Stranglänge

Abb.78 zeigt die Kältemittelenthalpien in den einzelnen Teilvolumen über den Verlauf des Speicherzyklus in Abhängigkeit des Ladezustandes des LWS. Allgemein lassen sich aus dieser Darstellung anhand der Enthalpiewerte dieselben Schlüsse ziehen, wie aus Abb.76 mit Hilfe der Temperaturwerte. Ergänzend zur Beobachtung, dass ab einem Ladezustand von ca. 0,5 während des Entladevorganges des LWS keine Überhitzung des Kältemittels mehr möglich ist, lässt sich feststellen, dass ab diesem Ladezustand auch keine vollständige Verdampfung des Kältemittels mehr stattfinden kann. Durch die Grafik wird der Enthalpieverlauf des Kältemittels während des Durchströms des Wärmeübertragers nachvollziehbar. Beim Beladevorgang ist die Entwicklung der Enthalpiewerte durch die Teilvolumen auf einer Senkrechten mit konstantem Ladezustand von oben (Teilvolumen 1 mit größtem Enthalpiewert in blau) nach unten (Teilvolumen 30 mit kleinstem Enthalpiewert in hellgrün) gestaffelt dargestellt. Beim Entladevorgang ist einer solchen Senkrechten von unten nach oben zu folgen. Die Ergebnisse dieses Vorgehens sind in Abb.79 über die Stranglänge des Wärmeübertragers innerhalb des LWS aufgetragen. Wieder ist zu beachten, dass das Kältemittel bei Be- und Entladung des LWS in gegensätzlicher Richtung durch den Speicher strömt (Eintritt Beladen bei 0m, Eintritt Entladen bei 70m).

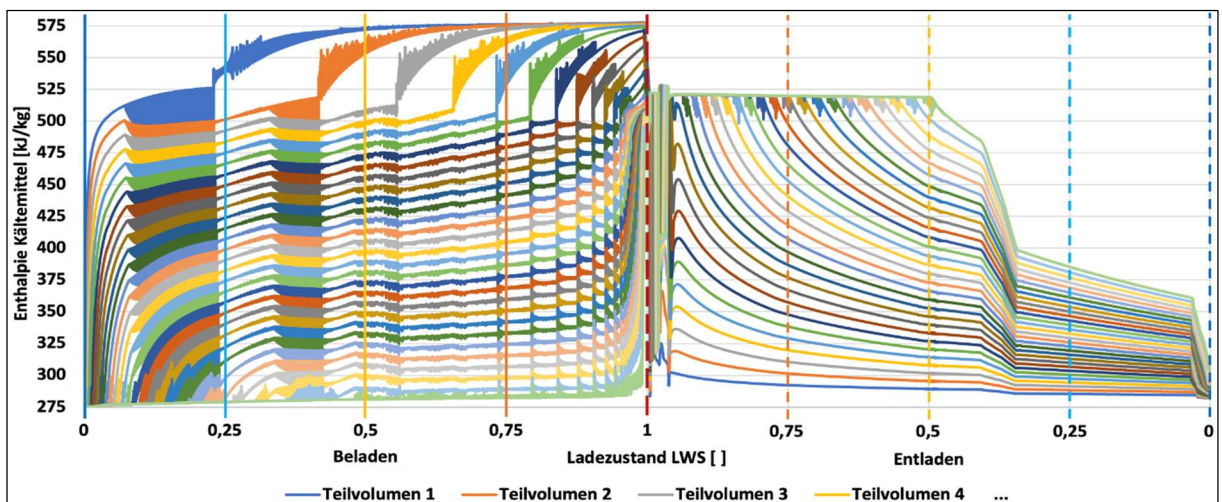


Abb.78: Kältemittelenthalpien während eines Speicherzykluses in Abhängigkeit des Ladezustandes des LWS

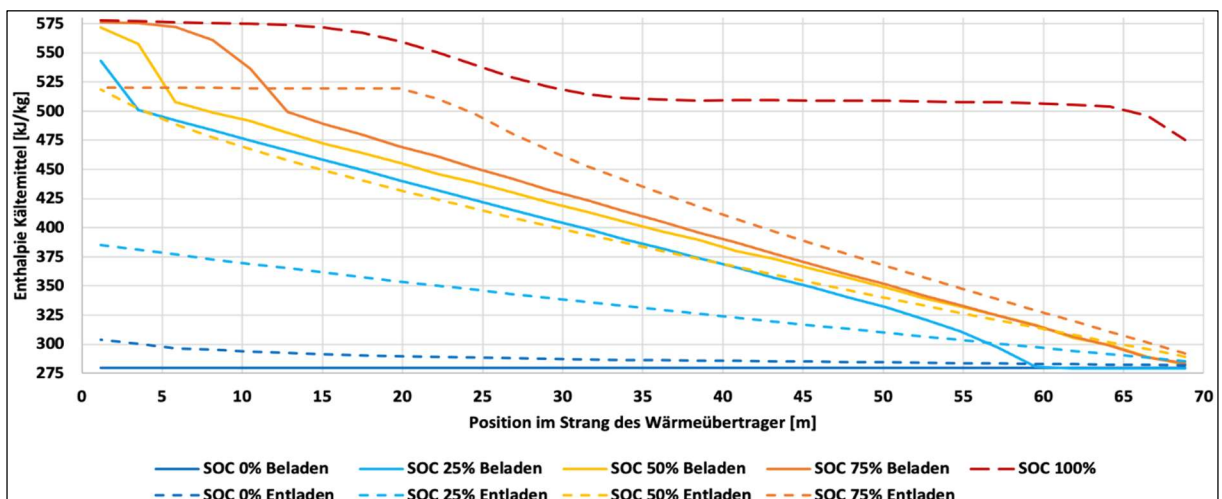


Abb.79: Kältemittelenthalpien in Abhängigkeit des Ladezustandes des LWS aufgetragen über die Stranglänge

In Abb.80 sind die Schichtdicken des PCM in den einzelnen Teilvolumen über den Verlauf des Speicherzyklus in Abhängigkeit des Ladezustandes des LWS abgebildet. Wie zu erkennen ist, beginnt der Phasenwechsel beim Be- sowie beim Entladen nicht in jedem Teilvolumen bei gleichem Ladezustand und somit zur gleichen Zeit. Dieses Verhalten lässt sich auch aus den zuvor diskutierten Verläufen der Temperatur und der Enthalpie des Kältemittels schließen.

Die Schichtdickenwerte des Beladevorgangs repräsentieren das flüssige PCM, das die Zustandsänderung von fest nach flüssig bereits vollzogen hat. Die Werte des Entladevorgangs stehen für die feste PCM-Schicht, die den Phasenwechsel von flüssig nach fest schon durchlaufen hat. Im gezeigten Verlauf beginnt das Aufschmelzen des PCM beim Beladevorgang im letzten Teilvolumen 30 beim Ladezustand von ca. 0,38. Das Erstarren des PCM beim Entladevorgang im letzten Teilvolumen 30 beginnt beim Ladezustand von ca. 0,45. Beim Beladevorgang fällt bei den ersten Teilvolumen ein schnelles Wachstum auf. Das ist zurückzuführen auf die Heißgasenthitzung, die durch die deutlich höhere Temperaturdifferenz zwischen Kältemittel und PCM eine höhere Wärmeleistung zur Folge hat. Ist die PCM-Schicht in einem Teilvolumen auf das Maximum angewachsen, findet die Heißgasenthitzung überwiegend im nachfolgenden Teilvolumen statt. Sowohl beim Be- wie auch beim Entladen nähern sich die Schichtdicken der Teilvolumen bei zunehmenden Ladezuständen des LWS gegenseitig an. Dieses Verhalten kann auf den wachsenden thermischen Widerstand bei zunehmenden Schichtdicke zurückgeführt werden. Wachsen einzelne Schichten überproportional zu den anderen an, nimmt in diesen Teilvolumen die übertragene Wärmeleistung und somit der Schichtzuwachs ab. In den restlichen Teilvolumen tritt dieser Effekt weniger stark auf, was zu einem Angleich der Schichtdicken führt.

Abb.81 zeigt die Schichtdickenwerte in Abhängigkeit des Ladezustandes des LWS und mit Position auf der Stranglänge des Wärmeübertragers innerhalb des LWS. Die Entwicklung der Schichtdicken durch die Teilvolumen ist auf einer Senkrechten in Abb.80 mit konstantem Ladezustand dargestellt. Die Beladezustände (durchgezogene Linien) zeigen Schichtdicken flüssigen PCMs bei Strömungsrichtung des Kältemittels von 0 m nach 70 m. Die Entladezustände (gestrichelte Linien) zeigen Schichtdicken festen PCMs bei Strömungsrichtung des Kältemittels von 70 m nach 0 m.

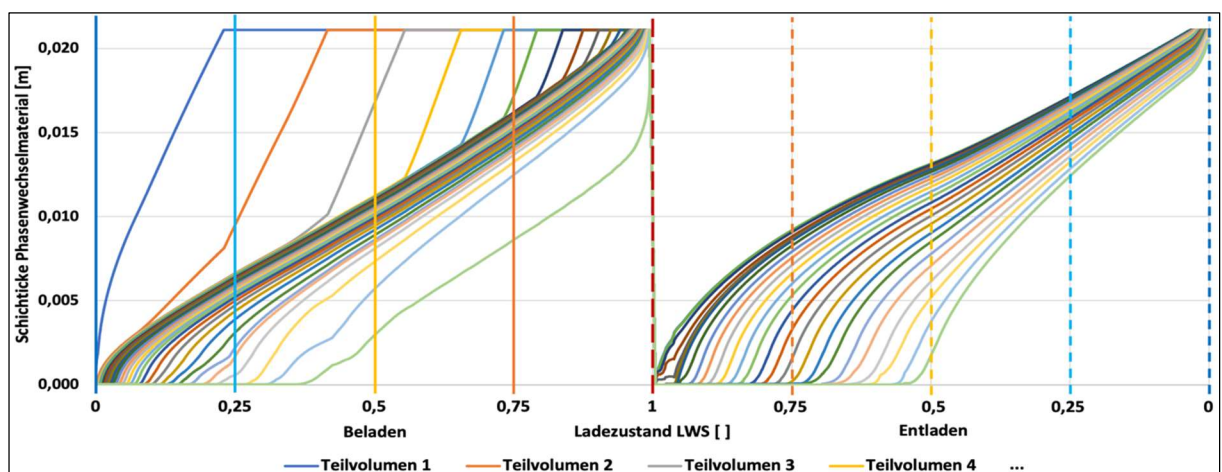


Abb.80: Schichtdicken PCM während eines Speicherzykluses in Abhängigkeit des Ladezustandes des LWS

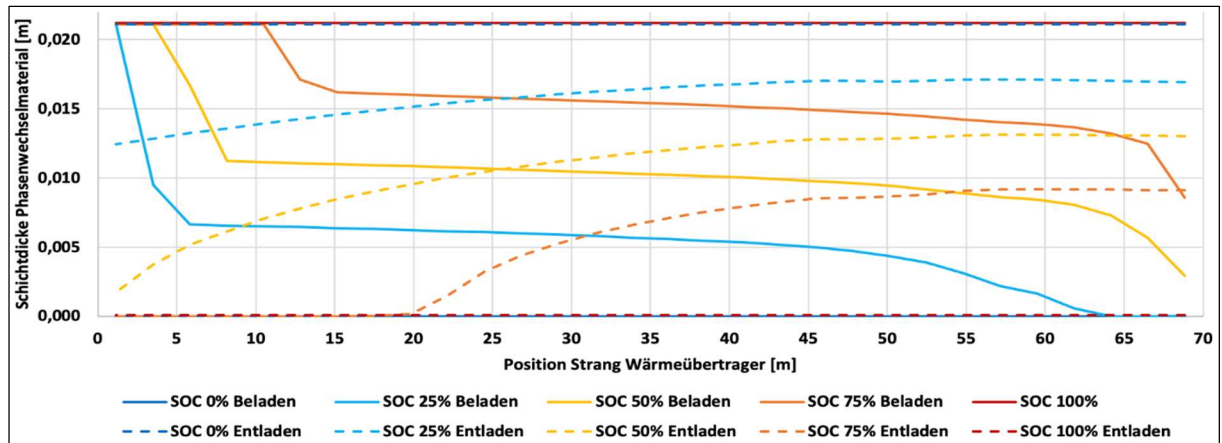


Abb.81: Schichtdicken PCM in Abhängigkeit des Ladezustandes des LWS aufgetragen über die Stranglänge

2. Experimentelle Untersuchungen

Das Anlagenschema wird vorgestellt sowie Aufbau und Funktion der Systemregelung erklärt. Anschließend wird die praktische Umsetzung des Anlagenaufbaus gezeigt. Danach wird der Funktionsnachweis des neuartigen Kaskadenkonzeptes erbracht. An Messwerten soll gezeigt werden, dass über einen gesamten Speicherzyklus, bestehend aus Be- und Entladen des Latentwärmespeichers, das Hochdruckniveau nahezu konstant gehalten werden kann. Das ist ein maßgebliches Kriterium für den Betrieb ohne zusätzlichen Druckhub bedingt durch die Einbindung des Latentwärmespeichers. Die Daten aus Druck-, Temperatur- und Volumenstrommessungen werden analysiert. Anhand dieser Messwerte soll unter anderem die systemspezifische Betriebscharakteristik des Kaskadenkonzeptes nachgewiesen werden. Aus den berechneten Leistungswerten des Systems lassen sich die zeitlichen Verläufe der Arbeitszahlen bestimmen, mit denen die Forschungshypothese belegt werden soll. Die besagen, dass die Effizienz im Vergleich zum System ohne Speicher unverändert bleiben soll und das System in der Lage sein soll, netzdienliche Zwecke zu erfüllen. Anhand der detaillierten Auswertung der Messwerte und der im vorherigen Kapitel generierten Berechnungsdaten kann das entwickelte Simulationsmodell zur Berechnung von Wärmepumpensystemen mit integriertem Latentwärmespeicher validiert werden. Dazu werden Ergebnisse aus dem Versuchsbetrieb der Anlage mit Prognosen aus Berechnungen des Simulationsmodells verglichen. Auch bei diesem Schritt soll die systemspezifische Betriebscharakteristik aufgezeigt und verdeutlicht werden. Das Kapitel schließt mit der Betrachtung von aufgezeichneten Werten aus der praktischen Anwendung, deren Analyse die Erkenntnisse und Rückschlüsse bestätigen sollen, die mit Hilfe der Aufzeichnungen unter Laborbedingungen gewonnen wurden.

2.1. Planung und Konstruktion Versuchsanlage

Nachdem das Kaskadenkonzept ausgearbeitet wurde und der Latentwärmespeicher mit Hilfe der Simulationsmodelle dimensioniert wurde, kann eine Versuchsanlage des neuartigen Wärmepumpensystems mit integriertem Latentwärmespeicher geplant und konstruiert werden.

2.1.1. Anlagenschema

Abb.82 zeigt den schematischen Aufbau, in dem der Kondensator einer Wärmepumpe durch zwei Kondensatoren und den Latentwärmespeicher ersetzt wurde. Abgebildet sind auch die zur Regelung des Systems notwendigen Ventile. Bei den acht blauen Ventilen handelt es sich um Magnetventile, die zur Anpassung des Kältemittelkreislaufes dienen. Die vier grünen Ventile sind von Stellmotoren angetriebene Kugelabsperrentile, die den Heizwasserkreislauf anpassen können.

Ergänzend zum Anlagenschema aus Abb.47 und Abb.50 wurden vier wesentliche Ergänzungen vorgenommen:

1. Vor dem Expansionsventil wurde ein Kältemittelsammler eingefügt. Je nach Schaltzustand werden unterschiedliche Rohrlängen und Bauteile durchströmt. Abhängig von durchflossener Kältemittelrohrlänge und Dampfanteil im LWS kann das zirkulierte, flüssige Kältemittelvolumen stark variieren. Der Sammler soll das flüssige Kältemittel in Schaltzuständen bevorraten, in denen weniger Kältemittelmasse im Kreislauf benötigt wird.
2. Am Verdichterausgang wurde eine Ölrückführung ergänzt. Das Öl zur Schmierung des Verdichters könnte sich in Leitungssenken oder im LWS sammeln und nicht zum Verdichter zurückgelangen, besonders bei niedrigen Strömungsgeschwindigkeiten des Kältemittels. Auf der Hochdruckseite des Verdichters ist deshalb ein Steigrohr mit großem Durchmesser vorgesehen, an dessen unterem Ende sich das Öl sammelt und in regelmäßigen Zeitabständen zum Eintritt des Verdichters rückgeführt wird.
3. An der Unterseite des LWS wurde ein Durchgang hinzugefügt, der den Wärmeübertrager des Speichers kältemittelseitig mit der Rückführung zum Sammler verbindet. Ansammlungen von Kältemittel im LWS können so aus dem Speicher abgelassen werden.
4. An den Ein- und Austritten des Sammlers und der Kapillare sowie am Durchgang an der Unterseite des LWS wurden Schaugläser in die Kältemittelleitungen eingesetzt. So ist es im Betrieb möglich, die Dampfanteile des Kältemittelstromes an diesen Punkten abzuschätzen.

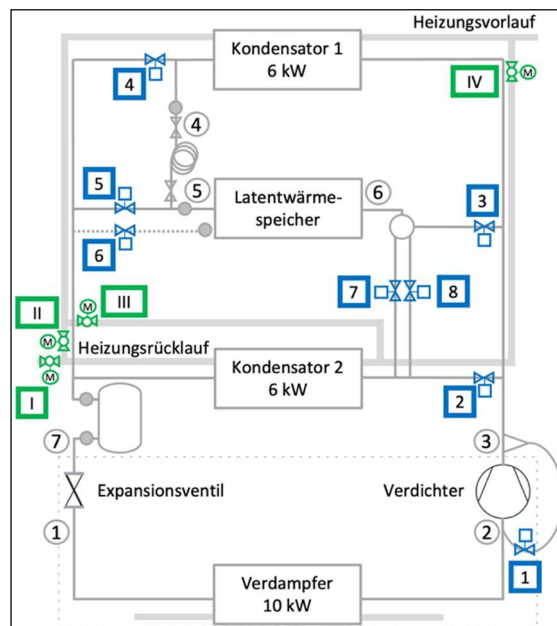


Abb.82: Anlagenschema Wärmepumpe mit integriertem Latentwärmespeicher

2.1.2. Regelung

Über jeweils ein Signal werden die Optionen Heizen, Beladen des LWS und Entladen des LWS gesteuert. So erfolgt die Regelung des neuen Wärmepumpensystems über drei analoge Eingangssignale. Aus drei Signalen lassen sich acht Kombinationen bilden. Je nach Signalkombination wird über eine hinterlegte Matrix ein Betriebsmodus eingestellt oder eine Fehlermeldung ausgegeben. Gleichzeitiges Be- und Entladen des LWS ist nicht möglich, wodurch zwei Signalkombinationen kein umsetzbarer Betriebsmodus zugeordnet werden kann. Ebenso ist das Entladen des Speichers ohne Heizanforderung nicht möglich, wodurch einer dritte Kombination kein gültiger Modus zugewiesen wird. Somit führen fünf Signalkombinationen zu Schaltung von gültigen, umsetzbaren Betriebsmodi und drei Signalkombinationen haben die Ausgabe einer Fehlermeldung zur Folge. Bei den Betriebsmodi, bei denen der Verdichter aktiv ist, wird das Ölrückführventil (Kältemittelventil 1) in einem definierten Intervall temporär geöffnet.

Die Übersetzung der drei analogen Signale in eine Betriebsanforderung erfolgt mit einer Regeleinheit, die mit Soft- und Hardware des Herstellers „Technische Alternative“ (TA) [102-104] aufgebaut wurde. Zusätzlich werden ein Signal zur Einstellung des Sollwertes für die Temperatur des Heizungsvorlauf und Temperaturmessdaten des Latentwärmespeichers an die Regeleinheit übergeben. Diese Temperaturen dienen unter anderem der Überprüfung, ob der angeforderte Betrieb durchgeführt werden kann. Eingehende Temperaturmessungen des Speichers ermöglichen außerdem die Ausgabe des Ladezustandes. Abhängig von der in die Regeleinheit eingehende Signalkombination wird das Wärmepumpensystem über eine Schnittstelle angesteuert. So wird die Anlage ein- und ausgeschaltet, der Sollwert des Heizungsvorlaufs übergeben und zwischen den Modi Heizen und Brauchwarmwasserbereitung gewechselt. Parallel dazu werden die Stellungen der zusätzlich in das System eingebrachten Ventile hergestellt, die für jeden angefragten Betriebsmodus hinterlegt wurden. Für Signalkombinationen, die zu einem nicht umsetzbaren Betriebsmodus führen, werden Fehlermeldungen ausgegeben. Dieses grundlegende Regelungsprinzip ist in Abb.83 dargestellt.

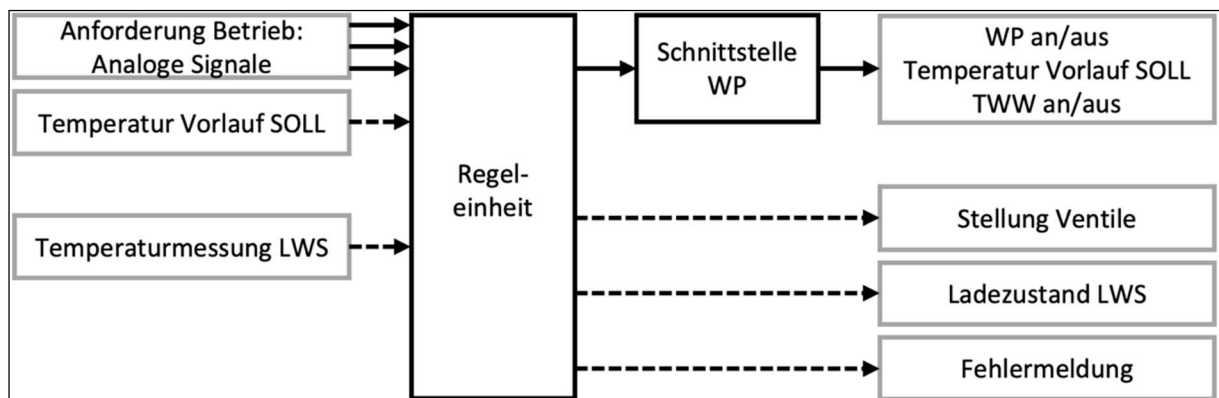


Abb.83: Prinzip der Regelung des Wärmepumpensystems

2.1.3. Aufbau

Zunächst wurden die Komponenten der Kaskade geeignet angeordnet, die beiden Kondensatoren [105] der Latentwärmespeicher und die Kapillare. Die Sole/Wasser-Wärmepumpe „Altherma 3 GEO“ [106] von „Daikin“ [107] hat sich als geeignet herausgestellt, den Wärmepumpenkreislauf und die grundlegende Steuerung für das neuartige Wärmepumpensystem zu stellen. Der Kondensator der Wärmepumpe wurde entfernt und wie in Abb.82 dargestellt durch den Kältemittelsammler [108] sowie die Kaskadenelemente ersetzt. Als Schnittstelle zur Kommunikation und zur Datenübertragung zwischen Wärmepumpe und der Hardware von „Technische Alternative“ wird das Gerät „DCOM-LT-IO“ [109] desselben Herstellers verwendet. Abb.84 zeigt den dreidimensionalen Plan und die reale Umsetzung der Versuchsanlage. Die Kältemittelleitungen sind mit Pink, die Soleleitungen in Türkis und die Heizwasserleitungen in Blau markiert. Der große Quader symbolisiert im 3D-Modell den LWS. Die beiden oberen Wärmeübertrager sind die Kondensatoren, der Untere ist der Verdampfer. Beim Verdampfer ist der ursprüngliche Kältemittelkreislauf mit dem Verdichter zu erkennen. Unterhalb des LWS ist der Sammler platziert. Die blauen Ventile sind Magnetventile, die orangenen Kugelabsperrentile. Die größeren Kugeln in der Sole- und Heizwasserleitung des 3D-Modells sind die Pumpen.

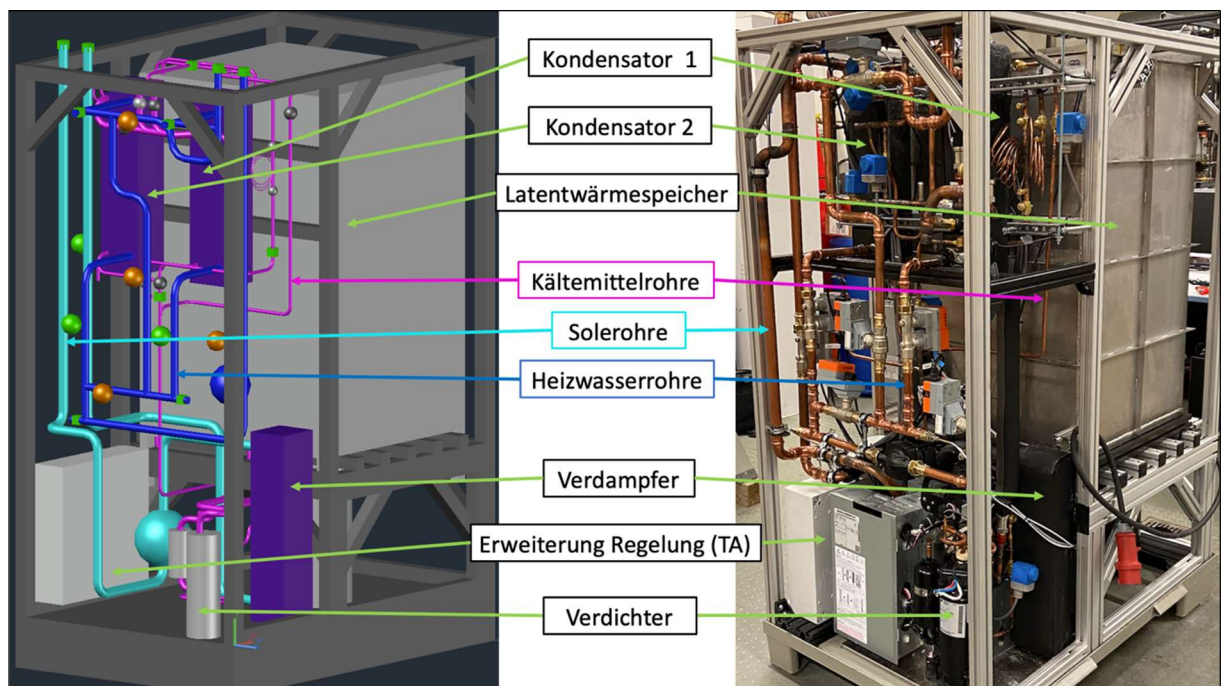


Abb.84: Vergleich der Anordnungen markanter Komponenten zwischen 3D-Modell und realer Versuchsanlage [9]

Tab.12 fasst die wesentlichen Eckdaten der Versuchsanlage zusammen. Paraffin als PCM hat allgemein eine niedrige Wärmeleitfähigkeit. Ein Schwerpunkt aus [10] war die Steigerung der Wärmeleitfähigkeit von PCM durch Zugabe von Grafit. Als Resultat konnte dort festgehalten werden, dass die Wärmeleitfähigkeit um den Faktor 10 gesteigert werden kann, wenn dem Paraffin Grafit im Gewichtsverhältnis von 1 Anteil Grafit zu 5 Anteilen PCM beigemischt wird. Diese Erkenntnis wurde übernommen und eine Mischung aus Grafit und Paraffin im ermittelten Verhältnis als Speichermedium verwendet.

Komponente	Typ	Wert
Wärmepumpe	Sole/Wasser	10 kW thermisch
Kältemittel	R32	7 kg
Latentwärmespeicher	Kupfer Rohrbündelwärmeübertrager	138 m
	Grafit	53 kg
Phasenwechselmaterial	Paraffin	248 kg
	Phasenwechseltemperatur	41 - 44 °C
	Schmelzenthalpie	250 kJ/kg
	Wärmeleitfähigkeit	0,2 W/(m · K)
	Wärmeleitfähigkeit mit Grafit	2,0 W/(m · K)
Abmessungen	Lange/Breite/Höhe	1,20 m/0,80 m/1,75 m

Tab.12: Eckdaten der Versuchsanlage Wärmepumpe mit integriertem Latentwärmespeicher [92]

2.2. Messdatenerfassung

Für die messtechnische Datenerfassung sind kältemittelseitig die sieben Zustandspunkte relevant, die in den Abb.85 dargestellt sind. Von diesen Punkten werden jeweils Druck und Temperatur erfasst. Darüber hinaus werden die Massenströme der Sole und des Heizwassers an den drei Wärmeübertragern gemessen, ebenso wie die Temperaturen an deren Ein- und Ausgängen. So kann indirekt die jeweilige Wärmeleistung bestimmt werden. Am Netzanschlusspunkt der Anlage wird die zugeführte elektrische Gesamtleistung erfasst. Die Messstellen sind im 3D-Modell in Abb.84 durch hellgrüne Würfel (Druck und Temperatur) und Kugeln (Durchflussmesser) dargestellt. Abb.85 gibt einen vereinfachten Überblick aller Messstellen in der Versuchsanlage. In Tab.13 sind die eingesetzten Geräte und deren Genauigkeit zur Erfassung der Messwerte aufgelistet. Tab.14 gibt eine Übersicht über die aus Messwerten hergeleiteten Werte.

Messwerte				
Wert	Gerätetyp	Medium	Messgenauigkeit	Genauigkeitsklasse / Norm
1 Temperatur	Einsteckfühler	Wasser	$\pm 0,03 + 0,005 \cdot t $ °C	1/10 B / DIN EN 60751
2 Temperatur	Anlegefühler	Kältemittel R32	$\pm 0,15 + 0,002 \cdot t $ °C	A / DIN EN 60751
3 Durchfluss (Wasser)	Ultraschall-Volumenstrommesser	Wasser	$\pm 0,02 \cdot \text{Messwert}$	
4 Elektrische Leistung	Wirkleistung, Messwandler	Elektrizität	$\pm 0,002 \cdot \text{Messwert}$	0,2 / IEC EN 61557-12
5 Druck	Piezoresistive Messzelle	Kältemittel R32	$\pm 0,0025 \cdot \text{obere Messwertgrenze}$	IEC EN 60770

Tab.13: Verwendete Messgeräte und deren Messgenauigkeiten

Aus Messwerten hergeleitete Werte		
Wert	Hergeleitet aus Messwerten (Tab.13)	Methode zur Bestimmung
Enthalpie Kältemittel	2 ; 5	Zustandstabellen (Dampftafeln)
Dampfanteil Kältemittel	2 ; 5	Zustandstabellen (Dampftafeln)
Phasenwechseltemperatur Kältemittel	2 ; 5	Zustandstabellen (Dampftafeln)
Wärmeleistung Wärmeübertrager	1 ; 3	nach (8)
Wärmeleistung Latentwärmespeicher	1 ; 3	nach (1)
Massenstrom Kältemittel durch Wärmeübertrager	1 ; 2 ; 3 ; 5	nach (4)
Massenstrom Kältemittel durch Latentwärmespeicher	1 ; 2 ; 3 ; 5	nach (1) und (4)

Tab.14: Aus Messwerten abgeleitete Werte

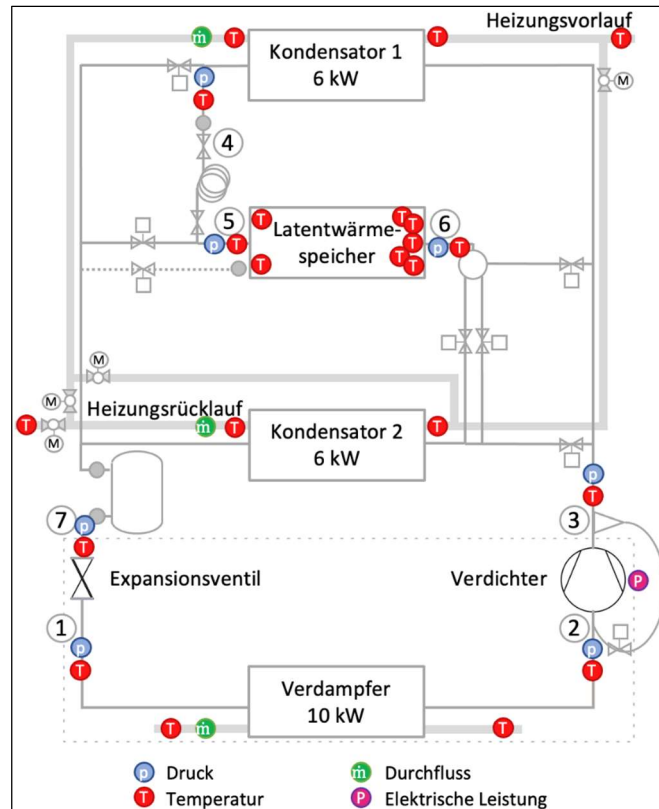


Abb.85: Messstellen in der Versuchsanlage

Als Datenlogger wird ein „Almemo“ [110] Präzisionsmessgerät mit aktiven Messkreiskarten und die dazugehörige Peripherie des Herstellers „Ahlborn“ [111] eingesetzt. So sind mehr als 100 Messungen pro Sekunde möglich, wobei jede Messtelle individuell bezüglich der Messparameter eingerichtet werden kann. Für die in den Analysen verwendeten Messdaten wurde das Messsystem so kalibriert, dass alle Messwerte denselben Zeitstempel aufweisen. So wird bei den Auswertungen gewährleistet, dass die ins Verhältnis gesetzten Messdaten zum exakt gleichen Zeitpunkt erfasst wurden und die Ergebnisse nicht durch zeitlich versetzte Messdatenerfassung verfälscht wird.

2.3. Funktionsnachweis des neuartigen Kaskadenkonzeptes

Erstes Ziel der experimentellen Untersuchungen ist der technische Funktionsnachweis des neuartigen Kaskadenkonzeptes. Dazu wird ein Versuchsbetrieb von ca. 5,5 Stunden Dauer analysiert. Beginnend mit einer Speicherladephase über ca. 2,5 Stunden folgt eine Übergangsphase hin zur Speicherentladephase von ca. 2,5 Stunden Dauer.

Ein maßgebliches Kriterium zum Beleg der Forschungshypothese ist, dass ein Speicherzyklus bestehend aus Be- und Entladen des LWS durchlaufen werden kann, während der Verdichter des Wärmepumpensystems ein weitgehend konstantes Hochdruckniveau hält und sich die Heizkreistemperaturen nicht signifikant ändern. Die in Kapitel 3 erläuterte Druckerhöhung, die in Wärmepumpensystemen mit LWS üblicherweise notwendig ist, soll demnach während des gesamten Zyklus nicht auftreten. Abb.86 zeigt die zeitlichen Druckverläufe (Messwerte) des Kältemittelkreislaufs während eines Speicherzyklus, Abb.87 zeigt die zeitlichen Temperaturverläufe (Messwerte) desselben Zyklus. Die Nummerierung der Zustandspunkte entspricht der Zuordnung aus Abb.85.

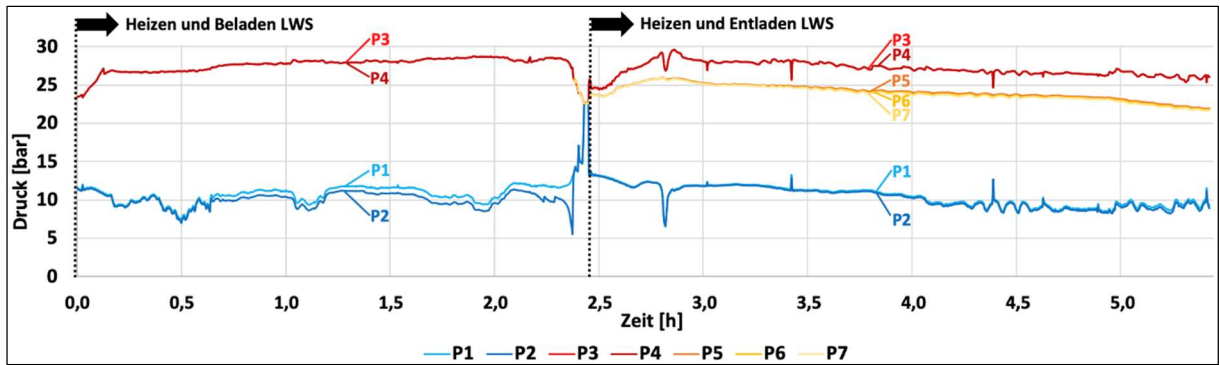


Abb.86: Druckverläufe des Wärmepumpensystems mit integriertem LWS über einen Speicherzyklus [92]

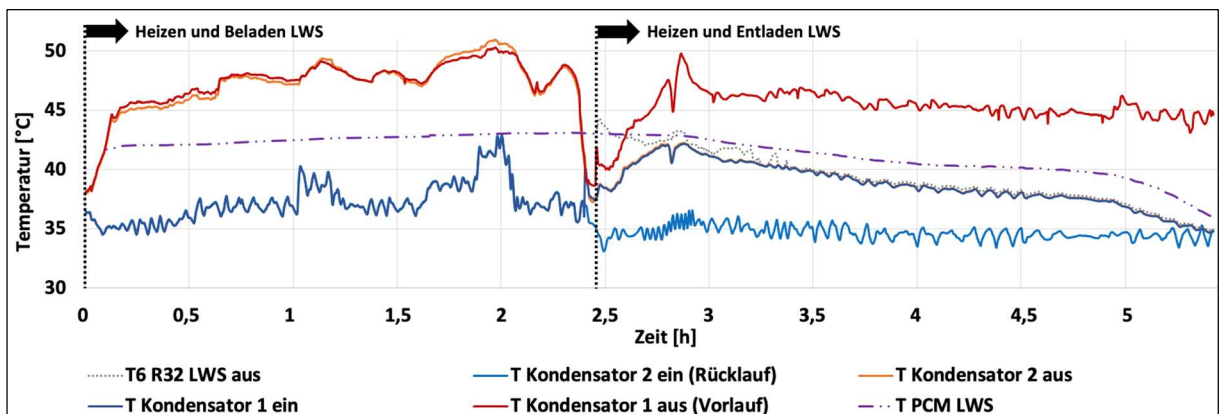


Abb.87: Temperaturverläufe des Wärmepumpensystems mit integriertem LWS über einen Speicherzyklus [92]

Von Beginn bis ca. Stunde 2,5 wurde der Latentwärmespeicher beladen, parallel zur Aufheizung des Heizwasserkreises. Nach etwa zehn Minuten erreicht die Anlage einen stabilen Betrieb. Das für den Betrieb einer Wärmepumpe typische Drucksystem mit zwei Druckniveaus im Kältemittelkreislauf ist zu erkennen. P1 (Verdampfereintritt) und P2 (Verdampferaustritt) bilden das Niederdruckniveau, auf dem Wärmeleistung an das Kältemittel übertragen wird. Der sichtbare, relativ kleine Druckunterschied resultiert aus dem Druckverlust, der bei der Durchströmung des Verdampfers mit Kältemittel verursacht wird. Das Hochdruckniveau wird von Druck P3 und P4 gebildet. Bei P3 handelt es sich um den Druck des Heißgases, das in die beiden Kondensatoren und den LWS einströmt. P4 ist der kältemittelseitige Druck an den Austritten dieser Bauteile. Der aufgrund der Durchströmung der Komponenten mit Kältemittel resultierende Druckverlust ist äußerst gering, dadurch liegen P3 und P4 eng beieinander.

Ab ca. Stunde 2,5 wird der Betriebsmodus des Systems auf Entladen des Latentwärmespeichers umgestellt. Dieser Modus wird bis zum Ende der Messung beibehalten (ca. Stunde 5,5). Beim Wechsel zwischen den beiden Betriebsmodi benötigt das System etwa 20 Minuten, um wieder einen stabilen Betrieb zu erreichen. Das Niederdruckniveau ist wieder erkennbar, gebildet aus den Drücken P1 (Verdampfereintritt) und P2 (Verdampferaustritt). Durch den verminderten Kältemittelmassenstrom ist der Druckverlust des Verdampfers zu Beginn des Entladevorgang deutlich geringer als beim Beladevorgang. Das Hochdruckniveau ist ebenfalls wiederzuerkennen. Beim Entladevorgang wird es repräsentiert durch die Drücke P3 (Eintritt Kondensator 1) und P4 (Austritt Kondensator 1 / Eintritt

Kapillare). Die Drücke P5 (Austritt Kapillare / Eintritt LWS), P6 (Austritt LWS / Eintritt Kondensator 2) und P7 (Austritt Kondensator 2) bilden das Zwischendruckniveau, auf dem der LWS entladen und der Kältemittelmassenstrom im Kondensator 2 kondensiert wird, beides auf etwas verringertem Niveau in Relation zur Drucklage in Kondensator 1. Abb.88 verdeutlicht die drei beschriebenen Druckniveaus zueinander.

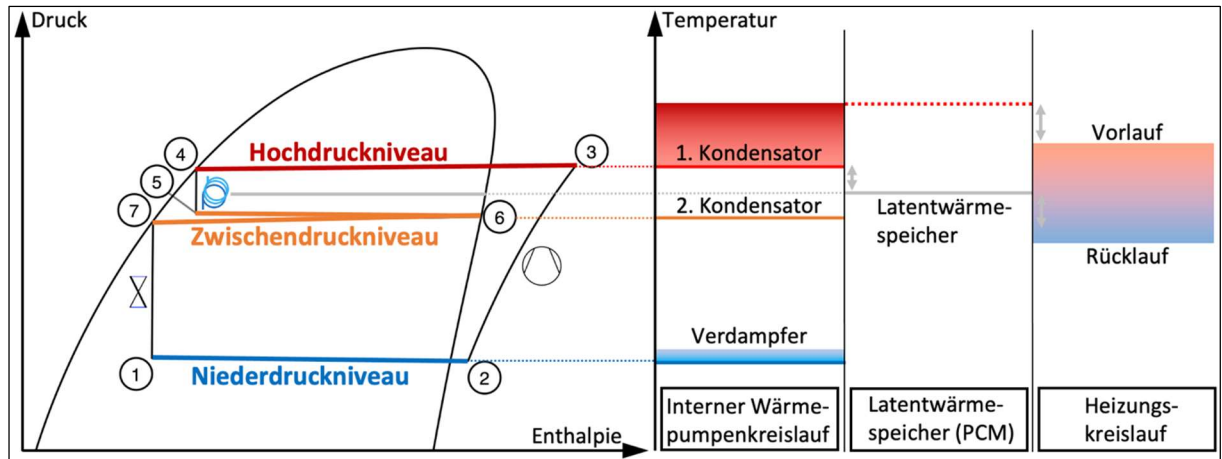


Abb.88: Verhältnis drei Druckniveaus des Wärmepumpensystems bei Entladung des Latentwärmespeichers

Die Kapillare trennt Hochdruck und Zwischendruck voneinander, die durch die Wärmeübertragungsvorgänge in den Kondensatoren aufgeprägt werden. Die Leistung des LWS nimmt über den Entladevorgang mit abnehmendem Ladezustand ab. Das Zwischendruckniveau wird mit abnehmendem Ladezustand des LWS ebenfalls geringer, weil das dafür maßgebliche Temperaturniveau des vorgewärmten Heizungsrücklaufes durch den Leistungsrückgang des LWS ebenfalls über den zeitlichen Verlauf abnimmt. Ein weiterer Effekt der geringer werdenden Wärmeleistung des LWS ist die Erhöhung des Kältemittelmassenstrom durch die Regelung des Systems. Damit steigt der Druckverlust in den einzelnen Bauteilen und auf dem Zwischendruckniveau werden die Druckunterschiede zwischen P5, P6 und P7 größer. Hochdruck- und Niederdruckniveau bleiben über den gesamten Speicherzyklus nahezu konstant.

In Abb.87 sind die zeitlichen Temperaturverläufe der Ein- und Austrittstemperaturen beider Kondensatoren (durchgezogene Linien), der Kältemittelaustrittstemperatur am LWS (gepunktete Linie) und der mittleren PCM-Temperatur (gestrichelt-gepunktete Linie) abgebildet. Einhergehend mit dem nahezu konstanten Hochdruckniveau bleibt auch die Heizungsvorlauftemperatur auf einem gleichbleibenden Niveau.

Beim Beladevorgang des LWS mit gleichzeitigem Aufheizen des Heizwasserkreises ist das heizwasserseitig parallele Durchströmen der Kondensatoren 1 und 2 zu erkennen. Die Temperaturen an den jeweiligen Ein- und Austritten beider Bauteile sind nahezu gleich. Die Temperatur des PCM im LWS steigt in der Beladephase stetig an. Dabei bewegt sich die Temperatur jederzeit innerhalb des Temperaturbereiches des Phasenwechsels, der zwischen 39 bis 44,5 °C stattfindet.

Während der Entladephase werden die beiden Kondensatoren seriell durchflossen. Der Ablauf der Heizkreiserwärmung stellt sich wie folgt dar: Der Rücklauf tritt in den Kondensator 2 ein, verlässt

diesen vorgewärmt, tritt anschließend in den Kondensator 1 ein und verlässt diesen mit dem Sollwert der Vorlauftemperatur. Durch die abnehmende Wärmeleistung des LWS wird die Vorwärmung des Heizkreises in Kondensator 2 stetig geringer. Zu Beginn der Entladephase stellt der LWS noch den maximal möglichen Leistungsanteil an der gesamten Erwärmung des Heizwasserkreises bereit. Im Verlauf des Entladevorgangs nähert sich die Vorwärmtemperatur der Temperatur des Rücklaufes an. Bei vollständiger Entladung des Speichers ist der Abstand beider Temperaturen am geringsten. Die Vorwärmung besteht dann nur noch in der zusätzlichen Enthitzung des Kältemittels auf dem Zwischendruckniveau durch Kondensator 2. Der geringer werdende Ladezustand des LWS ist anhand des Temperaturverlaufes des PCM nachzuvollziehen. Auch diese Temperatur nähert sich der Rücklauftemperatur an. Die Temperatur des PCM bleibt während dessen Phasenwechsels innerhalb des engeren Phasenwechselbereiches. Erst nachdem der Phasenwechsel abgeschlossen ist, fällt die Temperatur aufgrund der Übertragung sensibler Wärme steiler ab. Zwischen den zeitlichen Temperaturverläufen des PCM beim Schmelzen und Erstarren ist ein Unterschied im Kurvenverlauf zu sehen. Dieser resultiert aus der unterschiedlichen Verteilung der Schmelz- bzw. Erstarrungsenthalpie auf den Temperaturbereich des Phasenwechsels. In dem Kapitel wurde ebenfalls erläutert, dass der Dampfanteil des Kältemittels am Austritt des LWS über den Entladevorgang abnimmt, einhergehend mit dem abnehmendem Ladezustand des Speichers und des steigenden Kältemittelmassenstrom. Bedingt wird dieses Verhalten durch den zunehmenden thermischen Widerstand des PCM, das bereits die Phase gewechselt hat. Das wirkt sich auf den Temperaturverlauf des Kältemittels am Speicheraustritt aus. Zu Beginn der Entladephase bis etwa Stunde 3,25 bietet der LWS noch genügend Wärmeleistung und kann den ihn durchströmenden Kältemittelstrom nach dem vollständigen Verdampfen noch maximal bis zur Temperatur des PCM überhitzen. Das ist mit abnehmender Leistung des LWS und zunehmendem Kältemittelmassenstrom ab diesem Zeitpunkt nicht mehr möglich. Das Kältemittel wird nicht mehr vollständig verdampft und bleibt bei der vom Druck abhängigen Phasenwechseltemperatur. Diese liegt knapp über der Heizwassertemperatur am Austritt von Kondensator 2, da dort zwischen Heizwasser und Kältemittel eine Temperaturdifferenz notwendig ist, damit Wärmeübertragung stattfinden kann.

2.4. Energieeffizienz und flexibler Betrieb

Die Analyse der Arbeitszahl (Coefficient of performance, kurz: COP) des neuen Wärmepumpensystems soll zwei wesentliche Zwecke erfüllen:

- Der Nachweis darüber soll erbracht werden, dass der COP der neuen Anlage sich durch die Integration des Latentwärmespeichers in Relation zur unmodifizierten Wärmepumpe nicht verringert.
- Es soll verdeutlicht werden, dass das neue Wärmepumpensystem mit integriertem Latentwärmespeicher netzdienliche Zwecke erfüllen kann.

Wie zuvor definiert, werden die COP über die vom System aufgenommene elektrische und die abgegebene thermische Leistung gebildet. Abb.89 zeigt die zeitlichen Verläufe dieser Größen (hergeleitete Werte) für das neuartige Wärmepumpensystem über einen analysierten Speicherzyklus. Abgebildet sind die aufgenommene, elektrische Leistung des Verdichters, die an den Heizwasserkreis abgegebene thermische Leistung zur Bereitstellung von Raumwärme und die beim Beladen des

Speichers vom Kältemittel an den LWS abgegebene und beim Entladen des Speichers vom Kältemittel aus dem LWS aufgenommene, thermische Leistung. Vom Kältemittel aufgenommene Leistungen haben positive, vom Kältemittel abgegebene Leistungen negative Vorzeichen. Über den gesamten Speicherzyklus ist die abgegebene Wärmeleistung an den Heizwasserkreis annähernd gleich. Dennoch ist die elektrische Leistungsaufnahme beim Entladen des LWS in Relation zum Beladen deutlich verringert. Damit sind die Voraussetzungen für netzdienliche Betriebsweisen erfüllt.

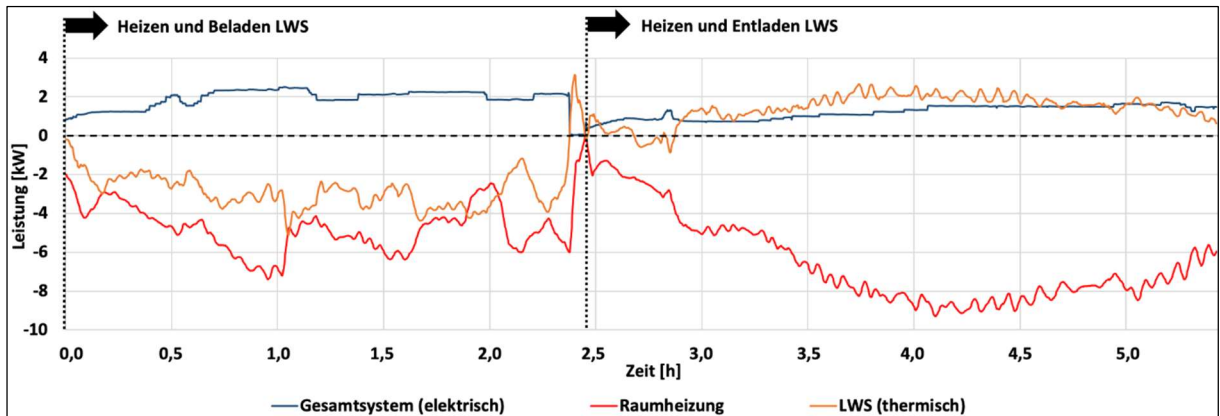


Abb.89: Leistungsverläufe des Systems mit integriertem LWS über einen Speicherzyklus [8]

Abb.90 zeigt die Verläufe der COP-Werte, die aus den Leistungsverläufen in Abb.89 resultieren. Zu Beginn der Entladephase des LWS ist wieder die Zeitspanne von etwa 20 Minuten zu erkennen, in der das System nach dem Wechsel des Betriebsmodus einen stabilen Betrieb aufbaut. Zu Beginn jeder Phase, wenn die aufgenommene, bzw. abgegebene Wärmeleistung durch den LWS am höchsten ist, ist der Abstand der Werte beider Arbeitszahlen am größten. Mit abnehmender Wärmeleistung des LWS nähern sich die beiden Kennzahlen einander an. Stellt der LWS keinen Wärmebeitrag, sind die Werte beider Kennzahlen gleich.

Während des gesamten abgebildeten Speicherzyklus bleibt der $COP_{\text{Kreislauf}}$ in einem nahezu konstanten Bereich, unabhängig vom aktuellen Betriebsmodus. Der zeitliche Verlauf des COP_{System} zeigt das Potenzial des Wärmepumpensystems für den flexiblen Betrieb zur Erfüllung netzdienlicher Zwecke wie z.B. die Möglichkeiten zur Lastverschiebung.

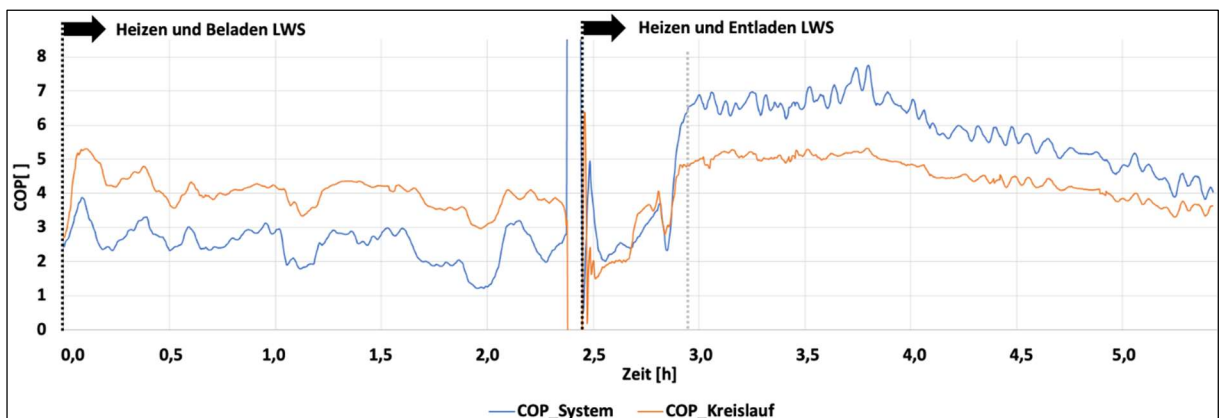


Abb.90: Arbeitszahlverläufe des Wärmepumpensystems mit integriertem LWS über einen Speicherzyklus

Die aus den Messdaten berechneten Verläufe (Abb.90) und die mit dem Simulationsmodell prognostizierten Verläufe der beiden COP-Werte (Abb.73) weisen sehr ähnliche Charakteristik auf. Das System verhält sich im realen Betrieb demnach wie basierend auf den Simulationsrechnungen prognostiziert.

Die beiden COP-Kennwerte spiegeln die Auswirkungen der neuartigen Integration des Latentwärmespeichers in den Kältemittelkreislauf auf die Effizienz des Wärmepumpen-systems wider. Darüber hinaus zeigen sie die Fähigkeit des neuartigen Systems, netzdienliche Zwecke wie Sektorkopplung und Lastmanagement zu erfüllen. Durch den Vergleich der beiden COP-Werte kann der Beitrag und das Ausmaß der netzdienlichen Zwecke abgeschätzt werden. Aufgrund der Bedeutung der ermittelten COP-Werte für die Bewertung des neuartigen Anlagenkonzepts werden diese Leistungswerte für die weitere Analyse der verschiedenen Betriebsarten und des Einflusses unterschiedlicher äußerer Bedingungen verwendet.

Abb.91 zeigt die COP-Werte aus den Laboruntersuchungen, die bei einer Soleeintrittstemperatur von 15 °C durchgeführt wurden. Der zuvor erläuterte Sachverhalt ist in allen Messreihen deutlich sichtbar. Die Werte des COP_{System} sind beim Beladen des LWS (Werte und Tendenzen in grün) kleiner als die Werte des $COP_{Kreislauf}$ (Werte und Tendenzen in gelb). Beim Entladen des LWS (Werte und Tendenzen in lila) sind die Werte des COP_{System} höher als die Werte des $COP_{Kreislauf}$. Außerdem zeigt die Auswertung das typische Verhalten einer Wärmepumpe, dass die Arbeitszahl mit steigender Heizkreisvorlauftemperatur abnimmt. Diese Eigenschaft ist an den gestrichelten Linien zu erkennen, die den jeweiligen Trend der Messdaten zeigen.

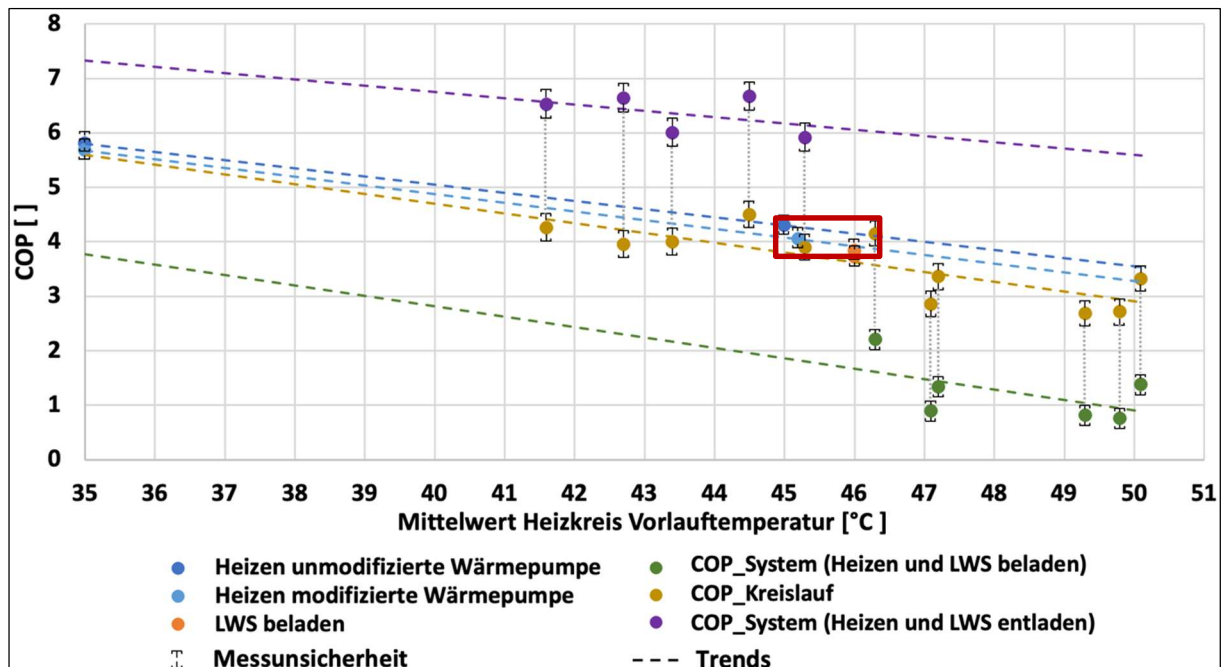


Abb.91: Im Labor gemessene COP über die Heizungsvorlauftemperatur des neuartigen Wärmepumpensystems mit integriertem Latentwärmespeicher bei einer Soleeintrittstemperatur von 15°C [8]

Zusammengehörige Werte von COP_{System} und $COP_{Kreislau}$ sind bei der exakt selben Vorlauftemperatur aufgetragen. Jeder Betriebspunkt, bei dem der LWS vom Kältemittelkreislauf durchflossen wird, ist als Wertepaar dargestellt, bestehend aus jeweils einem Wert der beiden COP. Innerhalb des roten Rahmens in Abb.91 sind die COP-Werte aller technisch möglichen Betriebsarten dargestellt, um die Auswirkungen des LWS auf die Effizienz des Wärmepumpensystems zu bewerten. Alle Daten wurden im Betrieb unter Auslegungsbedingungen aufgezeichnet, was einer Heizungsvorlauftemperatur von 45 bis 46 °C entspricht. Der Vergleich umfasst die folgenden Betriebsarten:

- Heizen vor Modifikation der Wärmepumpe, Originalzustand (dunkelblau)
- Heizen nach Modifikation der Wärmepumpe, Versuchsanlage (hellblau)
- Beladen des Latentwärmespeichers ohne Heizen (orange)
- Heizen und Beladen des Latentwärmespeichers (gelb, links)
- Heizen und Entladen des Latentwärmespeichers (gelb, rechts)

Beim Wert für die Heizungsvorlauftemperatur des Betriebsmodus „Beladen des Latentwärmespeichers ohne Heizen (orange)“ handelt es sich dabei um die Heizwassertemperatur am Austritt der Kondensatoren, die das unmodifizierte Wärmepumpensystem bereitstellen würde, um im Modus Brauchwarmwassererwärmung den Pufferspeicher aufzuheizen.

Die COP-Werte liegen alle in einem engen Bereich. Das ist ein Nachweis dafür, dass die Effizienz durch die Änderung des Wärmepumpenkreislaufs nicht beeinträchtigt wurde. Trotz der Tatsache, dass die Vorlauftemperatur zwischen 45,0 °C und 46,3 °C schwankt, liegen die jeweils höchste im Kreislauf auftretenden Kondensationstemperaturen in einem engen Bereich zwischen 43,5 °C und 43,8 °C, wie in Abb.92 innerhalb des roten Rahmens erkennbar ist. Zu berücksichtigen ist dabei, dass vor Wert vor der Modifikation der Wärmepumpe aufgrund der noch nicht installierten Messtechnik nicht ermittelt werden konnte. Die Werte für die alleinige Speicherbeladung (rot gepunkteter Rahmen) sollte gesondert betrachtet werden. Da keine konstante Vorlauftemperatur bereitgestellt werden muss, ist die Kondensationstemperatur an die Phasenwechseltemperatur des Speichermaterials geknüpft. Die erstreckt sich von 39 °C bis 44 °C. Über den Ladevorgang ergibt sich für die Kondensationstemperatur deshalb ein Mittelwert, der unterhalb der Werte liegt, mit denen ein Heizkreis versorgt werden muss.

Angesichts des starken Einflusses der Kondensationstemperatur auf den COP sind die geringen Abweichungen zwischen den Werten des $COP_{Kreislau}$ durchaus nachvollziehbar. Die trotz der konstanten Kondensationsverhältnisse auftretenden Unterschiede in den Vorlauftemperaturen werden durch unterschiedliche Heizwasservolumenströme und Teillastzustände verursacht, die hauptsächlich aus unterschiedlichen Heißgastemperaturen resultieren. An den um 44°C gehäuftten Kondensationstemperaturen wird sichtbar, dass die Werte des $COP_{Kreislau}$ für den Betrieb Heizen und LWS Entladen prinzipiell höher sind als die für den Betrieb Heizen und LWS Beladen. Die Ursachen dafür liegen hauptsächlich in der zusätzlich nutzbaren Enthalpiedifferenz zwischen den Zustandspunkten 4 und 7 im Kältemittelkreislauf beim Entladen des LWS sowie dem im mittel verminderten Kältemittelmassenstrom dieser Schaltung.

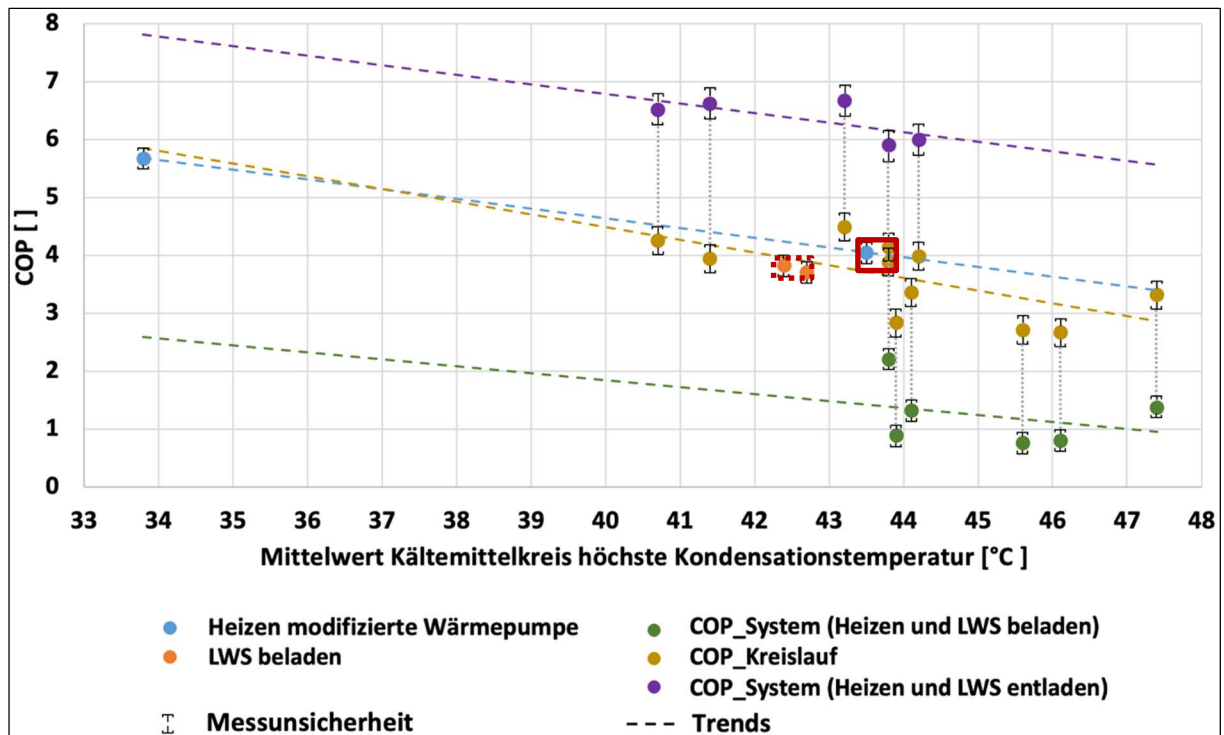


Abb.92: Im Labor gemessene COP über die höchste Kondensationstemperatur des neuartigen Wärmepumpensystems mit integriertem Latentwärmespeicher bei einer Soleeintrittstemperatur von 15°C

2.5. Modelvalidierung

Nach Aufzeichnung von Betriebsdaten wurde das Berechnungsmodell überarbeitet, um gewonnen Kenntnissen zur Verbesserung des Modells zu nutzen. Darüber hinaus kann das Simulationsmodell mit Hilfe der Betriebsdaten validiert werden. Dazu werden Ergebnisse aus dem Versuchsbetrieb der Anlage mit Prognosen aus Berechnungen des Simulationsmodells verglichen. Der Umfang der Validierung lässt sich wie folgt beschreiben: Bei korrekter Abbildung der Wärmepumpenregelung über die Größen Heizungsvorlauftemperatur und Kältemittelmassenstrom geben die Simulationsrechnungen über die Zeit dargestellte Profile der Temperaturen von Kondensation, Zwischentemperatur, berechnetem Heizungsvorlauf und Latentwärmespeicher, die thermischen Leistungen von Verdampfer, Kondensatoren und Latentwärmespeicher sowie die aufgenommene elektrische Gesamtleistung des realen Wärmepumpensystems mit akzeptabler Abweichung wieder. Auf Basis dieser Daten ermittelte Kennzahlen wie Wirkungsgrade und Arbeitszahlen können ebenfalls als validierte Werte angesehen werden. Über die Zeit ermittelte Profile von Werten wie Kältemitteltemperatur, Phasenwechseltemperatur und Schichtdicken der Phasen des Phasenwechselmaterials über die Speicherlänge werden vom Simulationsmodell ebenfalls berechnet, jedoch nicht validiert. Die Eingabedaten entsprechen denen zur Dimensionierung des Latentwärmespeichers aus Kapitel 1.3.1. Um die Aufzeichnungen aus dem Laborbetrieb mit den Berechnungsergebnissen der theoretischen Modellierung vergleichen zu können, werden die zeitlichen Profile folgender Werte als Eingabedaten in das Modell importiert:

- Kältemittelmassenstrom (hergeleiteter Wert)
- Heizmassenstrom (Messwert)

- Heizkreisrücklauftemperatur (Messwert)
- Solekreiseintrittstemperatur (Messwert)

Der Kältemittelmassenstrom dient bei Verwendung des Simulationsmodells als Stellgröße. Indem der Wert als Eingangswert in die Berechnungen eingeht, wird die von der Anlage während der Messung vorgenommene Regelung als Vorgabe für die Berechnungen verwendet. Die Regelung des Kältemittelmassenstromes (Stellgröße) über den Sollwert der Heizkreissollwerttemperatur (Regelgröße) wird dadurch ersetzt. Die Vorlauftemperatur ergibt sich aus den Wärmeübertragungsrechnungen, die auf der Vorgabe des Kältemittelmassenstroms resultieren. Bei korrekter Umsetzung der Wärmeübertragungsrechnungen liegt der resultierende berechnete Wert der Vorlauftemperatur im Bereich des Messwertes.

Abb.93 zeigt den Vergleich von aus berechneten und gemessenen Daten ermittelten COP-Werten. Der direkte Vergleich mit den berechneten Daten zeigt sowohl für den COP_{System} wie auch für den $COP_{Kreislau}$ hohe Kongruenz. Die Abweichungen sind in weiten Teilen der Kurvenverläufe unterhalb 5%. Nach dem Wechsel des Betriebsmodus von Be- nach Entladen des LWS sind für eine gewisse Zeitspanne größere Abweichungen zu erkennen. Das reale System benötigt diese Zeitspanne, um einen stabilen Betrieb zu erreichen. Im Berechnungsvorgang wird davon ausgegangen, dass ein stabiler Betrieb schneller erreicht ist, als es beim realen Betrieb der Fall ist. Das ist beim COP im Gegensatz zu den anderen Werten besonders deutlich sichtbar, weil die Auswirkung davon in erster Linie ein erhöhter elektrischer Leistungsbedarfs des Verdichters ist.

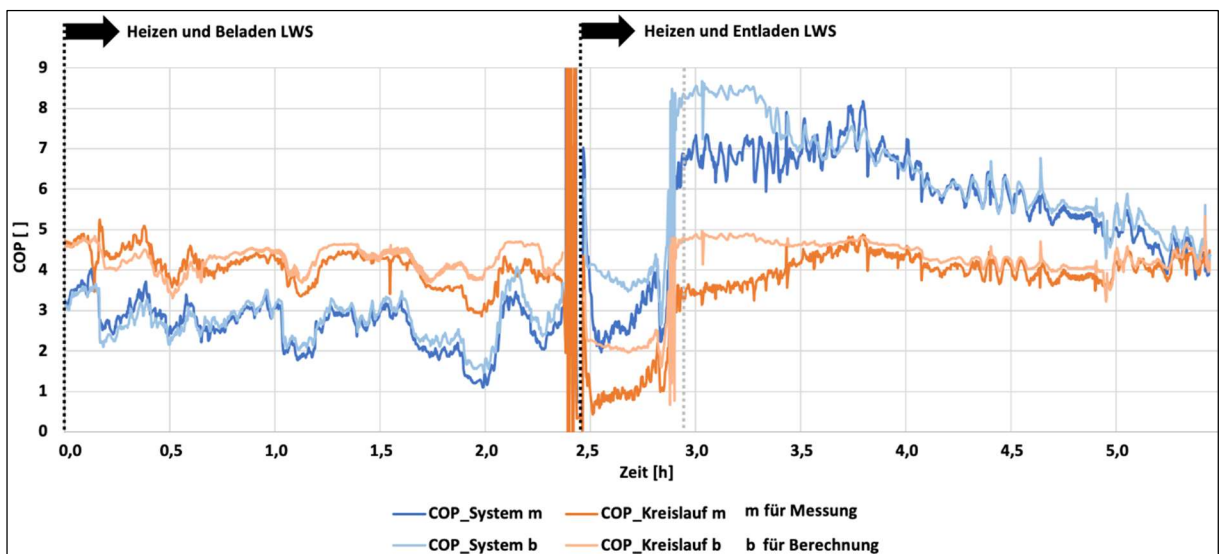


Abb.93: Vergleich von gemessenen und berechneten Verläufen von COP-Werten zwecks Validierung der EES-Modelle zur Berechnung von Wärmepumpensystemen mit integriertem Latentwärmespeicher [8]

Diese Zeitspanne ist im Berechnungsmodell nur mit immensem Aufwand vorherzusagen. Beim realen System hängt diese Dauer von zahlreichen Faktoren ab. Einige dieser Faktoren sind:

- Vorheriger Betriebsmodus
- Sperrzeiten des Verdichters
- Teillastbereich, der angefahren werden soll

- Temperaturverhältnisse der Medienströme
- Temperatur der Bauteile des Systems
- Regelverhalten des Wärmepumpensteuerung
- Turnusmäßiges Routineverhalten der Wärmepumpensteuerung

Das Berechnungsmodell berücksichtigt neben der Übertragung latenter Wärmeanteile in und aus dem LWS auch die Übertragung sensibler Wärmeanteile bei festem und flüssigem Zustand des PCM. Der erste Teil des im Folgenden betrachteten Zyklus (Latentwärmespeicher beladen bei parallelem Heizbetrieb) weist eine Dauer von 4,1 Stunden auf. Der zweite Teil des Zyklus (Latentwärmespeicher entladen) besitzt eine Dauer von 3,0 Stunden. Abb.94 und Abb.95 zeigen den Vergleich von gemessenen und berechneten Werten für diese beiden Teilzyklen. Die gemessenen Werte sind in kräftigeren Farben dargestellt, die entsprechenden berechneten Werte werden durch hellere Linien mit denselben Farbentöne dargestellt. Zu Beginn der Entladephase ist die bereits mehrfach erwähnte Zeitspanne von ca. 20 Minuten zu erkennen, in der das System einen stabilen Betrieb herstellt.

In Abb.94 werden die zeitlichen Temperaturverläufe verglichen. Herangezogen werden die drei wesentlichen Temperaturen des Heizwasserkreises, die des Rücklaufes (Eintritt in Kondensator 2), die des Vorlaufes (Austritt Kondensator 1) und die für die Entladephase des LWS relevante Temperatur zwischen den beiden Kondensatoren (jeweils Messwerte). Zusätzlich wird die höchste Kondensationstemperatur des Kältemittelkreislaufs (abgeleiteter Wert) betrachtet. Diese Temperatur ist für die betrachteten Wärmeübertragungsvorgänge maßgeblich, weshalb sichergestellt werden muss, dass diese Temperatur möglichst genau vom Berechnungsmodell ermittelt wird. Bezüglich des thermischen Verhaltens des LWS wird außerdem die mittlere PCM-Temperatur (gemittelte Messwerte) verglichen.

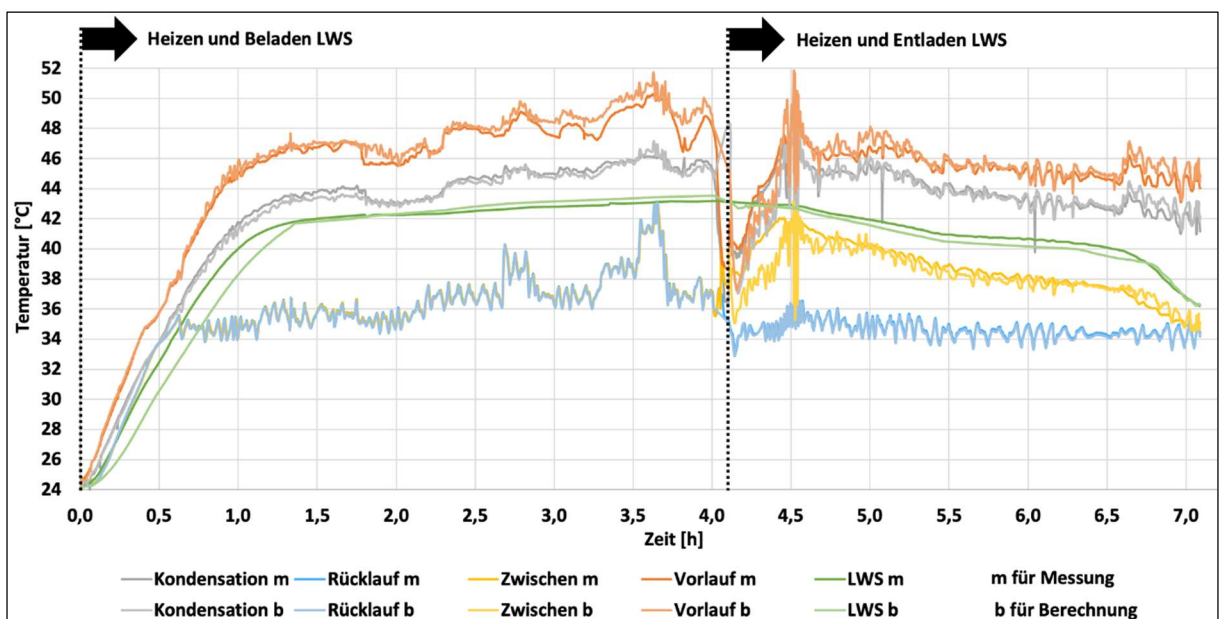


Abb.94: Vergleich von gemessenen und berechneten Verläufen von Temperaturwerten zwecks Validierung der EES-Modelle zur Berechnung von Wärmepumpensystemen mit integriertem Latentwärmespeicher [9]

Zu Beginn der Beladephase befinden sich alle abgebildeten Größen auf gleicher Temperatur, bei Umgebungstemperatur. Bis ca. zur Stunde 1 wird das PCM sensibel erwärmt. Ab diesem Zeitpunkt beginnt der Phasenwechsel des PCM. Der charakteristische Verlauf des Phasenwechsels innerhalb des Latentwärmespeicher wurde bereits anhand Simulationsrechnungen beschrieben. Der Verlauf des mittleren Temperaturverlaufs des PCM flacht ab ca. Stunde 1 ab, da der Phasenwechsel beginnt. Ab ca. Stunde 1,4 befindet sich das gesamte PCM auf Phasenwechseltemperatur, weshalb ab dann der Temperaturverlauf eine konstante, geringe Steigung aufweist, bis von der Beladephase des LWS in die Entladephase gewechselt wird. Die Kondensationstemperatur wird vom stetig steigenden thermischen Widerstand des PCM beeinflusst, das bereits den Phasenwechsel vollzogen hat. Je weiter die Phasenfront des PCM bereits von der Rohrwandung entfernt liegt, desto höher ist der Ladezustand des LWS, desto geringer ist die mittlere Temperatur des PCM. Aus diesem Grund ähnelt der zeitliche Verlauf der Kondensationstemperatur stark der des PCM. Das trifft auch für den Verlauf der Vorlauftemperatur des Heizkreises zu.

In der Entladephase verläuft die Temperatur des PCM zunächst schwach fallend, was auf den relativ konstanten Temperaturverlauf während des Phasenwechsels des PCM zurückzuführen ist. Ab ca. Stunde 6,7 ist der Phasenwechsel abgeschlossen und das PCM wird ab dann sensibel abgekühlt. Es kann bis zur Heizungsrücklauftemperatur entheizt werden, dann ist keine für eine Wärmeübertragung notwendige Temperaturdifferenz mehr vorhanden. Im Heizwasserkreis bildet sich die im bisherigen Verlauf bereits erläuterte Zwischentemperatur aus, die durch Vorwärmung in Kondensator 2 resultiert. Diese Vorwärmung wird überwiegend vom LWS erbracht, deshalb ist sie zu Beginn der Entladephase maximal. Die Vorlauftemperatur wird von Kondensator 1 unabhängig davon auf dem Sollwert gehalten. Dazu wird der Kältemittelmassenstrom vom Verdichter stetig erhöht. Die Vorlauftemperatur fällt gegen Ende des Entladevorgangs leicht ab. Das ist darauf zurückzuführen, dass die Kondensationstemperatur von der fallenden Temperatur des PCM beeinflusst wird.

Die gemessenen und berechneten Temperaturverläufe weisen eine hohe Deckungsgleichheit auf. Bis auf die Abweichung der Temperaturen des PCM bei dessen sensibler Erwärmung in den ersten 1,5 Stunden sind keine nennenswerten Abweichungen festzustellen. Jedoch ist auch der Betrag dieser Abweichung akzeptabel.

Abb.95 zeigt die Leistungsverläufe (hergeleitete Werte) der zur Validierung betrachteten Daten. Die Leistungen sind stark von den Temperaturen des Wärmepumpenprozesses abhängig. Daher weisen auch die Leistungsverläufe eine hohe Kongruenz auf. Die Energiebilanz des Betriebs der Versuchsanlage zeigt teilweise leichte Abweichungen, während die Bilanz der Berechnungen jederzeit aufgeht. Die innere Energie der realen Anlage bleibt nicht über den gesamten Versuch konstant, die Temperaturen der Komponenten ändert sich mit den Betriebstemperaturen. Außerdem hat die Versuchsanlage einen geringen Wärmeverlust, der in der Simulationsberechnungen vernachlässigt wird.

Wie bei der Betrachtung der COP-Werte festgestellt, weichen gemessene und berechnete Daten der vom Verdichter aufgenommenen elektrischen Leistung prozentual am stärksten voneinander ab. Neben denen bei der Betrachtung der COP-Werte schon erläuterten Ursachen liegt ein weiterer Grund darin, dass diese Leistung durch ein Verdichterpolyynom berechnet wird, das aus den Herstellerdaten

hervorgeht [112]. Dieses Polynom basiert auf einer beschränkten Zahl an Betriebspunkten und wurde auf die Nennleistung des eingesetzten Verdichters skaliert, was zu Ungenauigkeiten über den gesamten Betriebsbereich führt.

In Tab.15 wurde der in Abb.95 dargestellte Speicherzyklus nach Betriebsphasen gegliedert und ausgewertet. Es wird unterschieden zwischen sensibler und latenter Wärmeaufnahme bzw. -abgabe des PCM sowie der Umschaltphase. So können die Anteile der Abweichungen zwischen gemessenen (m) und berechneten (b) Daten den einzelnen Phasen zugeordnet werden. Dazu werden jeweils die Energiebilanz und die Arbeitszahlen miteinander verglichen.

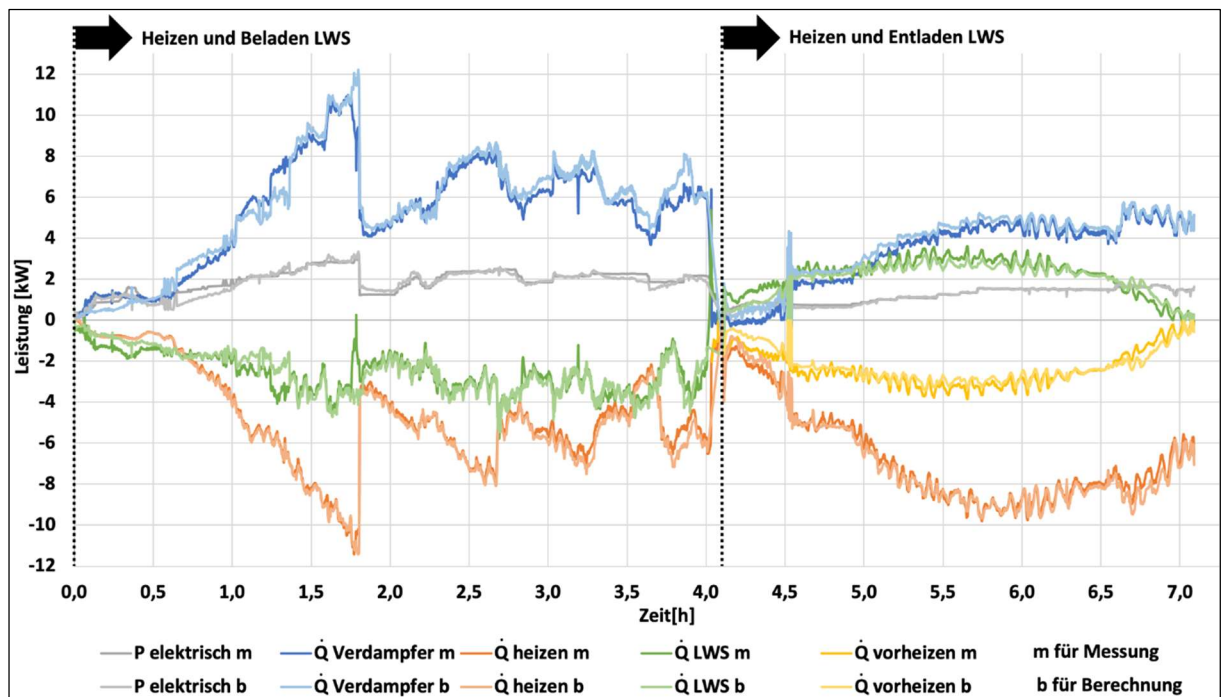


Abb.95: Vergleich von gemessenen und berechneten Profilen von Leistungswerten [9]

In der Auswertung ist zu erkennen, dass die Energiebilanz der Simulationsrechnungen in jeder Phase ein exaktes Gleichgewicht von dem System zugeführter und abgeführter Energie zeigen. Die Energiebilanz der Messwerte weist hingegen Differenzen auf. Die sind auf Messfehler und Wärmeverluste an die Umgebung zurückzuführen. Die deutlich größte Abweichung zwischen gemessener und berechneter Energiebilanz mit ca. 30,8% ergibt sich in der Umschaltphase, wenn das Wärmepumpensystem die Betriebsweise von Speicher beladen auf Speicher entladen ändert. Die zugeführte Energie zwischen Messung und Berechnung beträgt ca. 95%. Beim Umschaltvorgang werden teilweise die Durchflussrichtungen in Kältemittel- und Heizwasserleitungen umgekehrt. Bis sich ein stabiler Betrieb und die Temperaturen an den Messsensoren stabilisiert haben, kommt es deshalb zu erhöhten Messfehlern, was die Differenzen zwischen zu- und abgeführten Energiemengen belegt. Die Werte, die durch die erhöhten Messfehler beeinflusst werden, sind in der Tab.15 in grauer Schrift gekennzeichnet.

		LWS beladen		Umschaltung	LWS entladen	
		sensibel	latent		latent	sensibel
Zeitraum [h]		0,0 - 1,0	1,0 - 4,0	4,0 - 4,5	4,5 - 6,7	6,7 - 7,1
Energiebilanz Kältemittelkreislauf [kWh]						
Zugeführt	m	2,96	23,61	1,66	17,40	2,47
Abgeführt		-2,80	-23,47	-1,15	-16,51	-2,75
Differenz		0,16	0,14	0,51	0,89	-0,29
		5,4%	0,6%	30,8%	5,1%	-11,7%
Zugeführt	b	2,61	24,20	0,85	16,78	2,95
Abgeführt		-2,61	-24,19	-0,85	-16,78	-2,95
Differenz		0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Abweichung m/b						
Zugeführt		-13%	2%	-95%	-4%	16%
Abgeführt		-7%	3%	-36%	2%	7%

Tab.15: Auswertung Mittelwerte von gemessenen (m) und berechneten (b) Profilen von Leistungswerten

Bei sensibler Wärmeaufnahme bzw. -abgabe des PCM weichen die Energiebilanzen zwischen ca. 9,0% bei der Beladung des LWS und ca. 11,7% bei dessen Entladung voneinander ab. Die geringsten Abweichungen ergeben sich bei latenter Wärmeaufnahme bzw. -abgabe des PCM, beim Beladen des LWS ca. 0,6% und beim Entladen des LWS ca. 5,1%. Die Abweichungen von gemessenen zu berechneten Energiemengen betragen im sensiblen Bereich zwischen ca. 7% bis 16%, im latenten Bereich ca. 2% bis 4%.

In Abb.96 sind die Summenwerte aus Tab.15 von Messung (m) und Berechnung (b) in die einzelnen dem Wärmepumpensystem zu- (negative Vorzeichen) und abgeführten (positive Vorzeichen) Energiemengen unterteilt gegenübergestellt. Es lässt sich ablesen, dass die Betriebsphasen mit latenter Wärmeaufnahme bzw. -abgabe des PCM die zeitlich längsten Betriebsdauern mit den größten übertragenen Wärmemengen darstellen. Die Umschaltphase ist für den Betrieb am unbedeutendsten und tritt nur relativ kurz auf, entsprechend klein sind die Energiemengen. Die Messfehler sind als Differenzen (lila) eingetragen. In der Umschaltphase sind die hohen Messunsicherheiten erkennbar, während die Differenzen in den restlichen Betriebsphasen gering ausfallen.

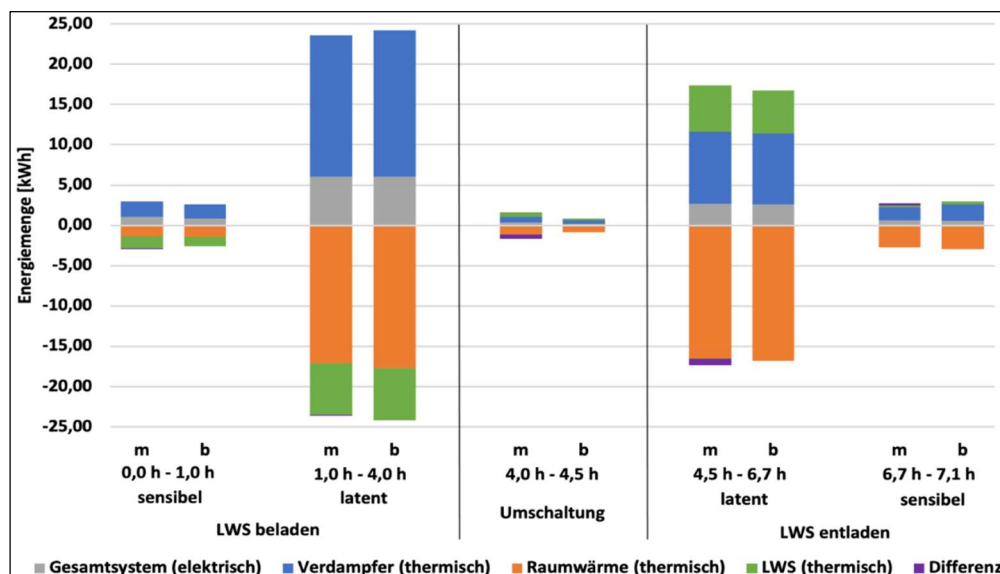


Abb.96: Summenwerte unterteilt in einzelne dem Wärmepumpensystem zu- (negative Vorzeichen) und abgeführte (positive Vorzeichen) Energiemengen, Vergleich Messung (m) und Berechnung (b)

Abb.97 stellt die Arbeitszahlen gegenüber, die in den untersuchten Betriebsphasen aus gemessenen (m) und berechneten (b) Werte hergeleitet wurden. Die berechneten Arbeitszahlen in der Umschaltphase sind ebenfalls mit erhöhten Messfehlern behaftet und wurden durch hellere Farbtöne gekennzeichnet. Die aus berechneten Werten abgeleiteten Arbeitszahlen sind durchgängig etwas höher als die auf Grundlage der Messdaten ermittelten Arbeitszahlen. Unter anderen eine Ursache dafür sind nicht berücksichtigte Wärmeverluste an die Umgebung, wodurch die aus gemessenen Werten hergeleiteten Arbeitszahlen etwas niedriger ausfallen.

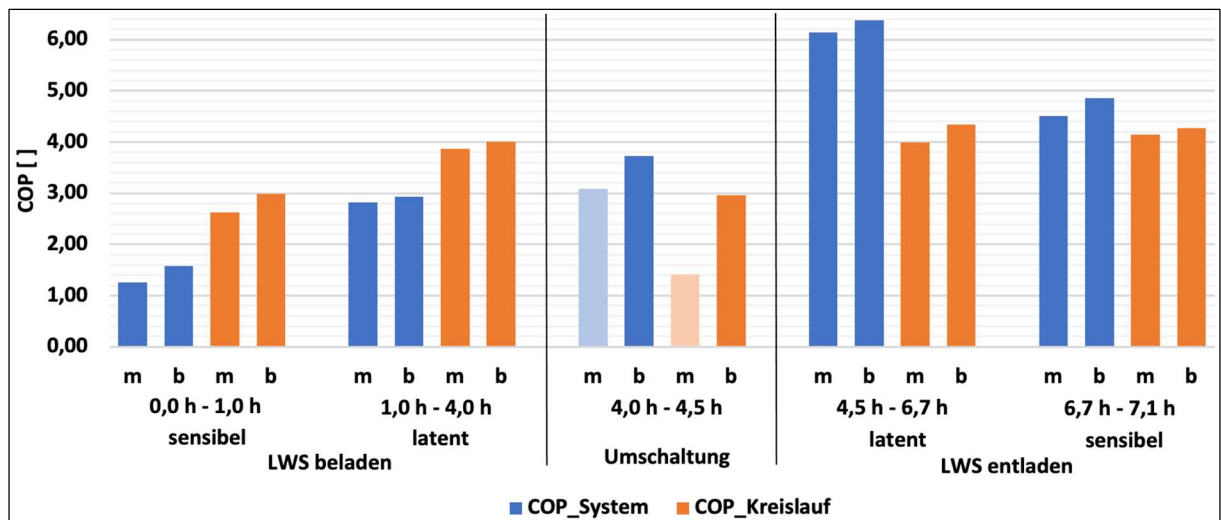


Abb.97: Vergleich von aus gemessenen (m) und berechneten (b) Werten hergeleitete Arbeitszahlen

In Abb.98 und Abb.99 sind Momentaufnahmen der Zustandspunkte des Kältemittelkreisprozesses beim Entladen des LWS im Druck-Enthalpie-Diagramm dargestellt. Es handelt sich um Werte aus Mittelungen von jeweils 0,2 Stunden Betrieb. Abb.98 zeigt den Kältemittelkreis zu einem Zeitpunkt, in dem der LWS einen hohen Ladezustand aufweist und das Kältemittel am Speicheraustritt (ZP 6) bis in den Heißgasbereich überhitzt werden kann (Zeitraum 4,5 h – 4,7 h). Abb.99 hingegen zeigt den Kältemittelkreis zu einem Zeitpunkt, in dem der LWS einen niedrigen Ladezustand hat und am Speicheraustritt das Kältemittel nicht vollständig verdampft werden kann (Zeitraum 6,3 h – 6,5 h). Diese Beobachtungen bestätigen die in Kapitel 1.1.3 herausgestellte systemspezifische Betriebscharakteristik des neuartigen Wärmepumpensystems.

Die bereits zuvor erörterte Abweichung der Enthalpiedifferenz zwischen Ein- und Austritt des Verdichters (zwischen den Zustandspunkten 2 und 3) von Simulationsrechnungen und realem Anlagenbetrieb sind zu erkennen, die auf das verwendete Verdichterpolynom zurückzuführen sind. Abgesehen davon weisen die beiden Kältemittelkreisläufe hohe Kongruenz zwischen gemessenen (orange) und berechneten (blau) Verläufen auf.

Tab.16 und Tab.17 zeigen neben den über 0,2 Stunden gemittelten Werten von Temperatur, Druck und Enthalpie der in Abb.98 und Abb.99 dargestellten Zustandspunkte 1 – 7 zusätzlich die Werte der Kältemittelmassenströme, der elektrischen und thermischen Leistungen sowie der Arbeitszahlen der Kreisläufe. Die Werte der berechneten und gemessenen Kältemittelmassenströme sind identisch, da die Werte des gemessenen Kältemittelmassenstroms Eingangswerte der Simulationsrechnungen sind. Die aus den Messdaten hergeleiteten Leistungswerte weisen in Bezug auf den Kältemittel-

massenstrom und die Enthalpien abweichen auf, die sich aus Messunsicherheiten und Wärmeverlusten ergeben. Die berechneten Werte weisen keinerlei Abweichungen zueinander auf, da diese Werte aus einer Berechnung ohne Verlustbetrachtung und mit ausgeglichener Bilanz stammen. Auch an den Tabellenwerten lassen sich nur geringe Unterschiede zwischen Werten aus Messungen und Berechnungen feststellen, wobei die größten Abweichungen bei der Verdichtung des Kältemittels auftreten. Die Vergleiche zwischen gemessenen und berechneten Daten weisen insgesamt eine hohe Deckungsgleichheit auf. Die Abweichungen konnten erklärt werden und sind akzeptabel. Die zeitlichen Verläufe der betrachteten Werte zeigen typische Eigenschaften von Wärmeübertragungsmerkmalen, die aus den vorangegangenen Untersuchungen zu erwarten waren. Das Berechnungsmodell kann demnach als erfolgreich validiert angesehen werden.

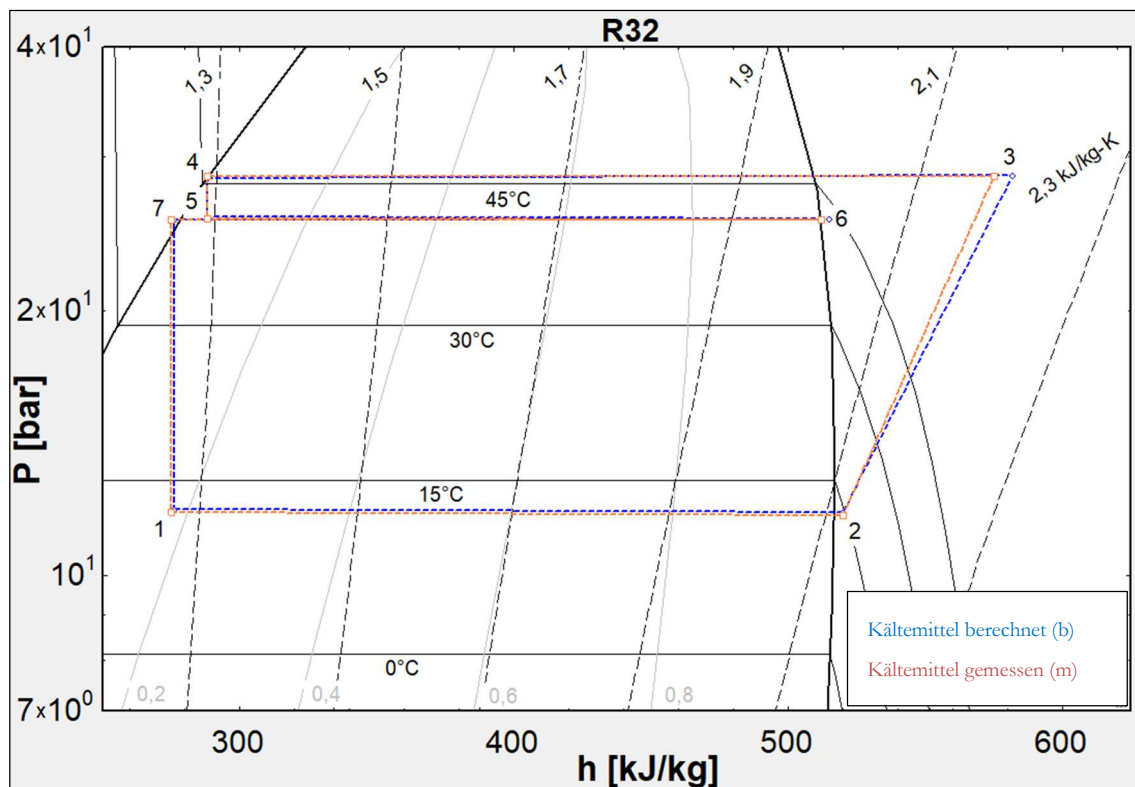


Abb.98: Vergleich von gemessenen und berechneten Daten des Kältemittelkreises im Druck-Enthalpie-Diagramm beim Entladen des LWS bei hohem Ladezustand des Speichers (Zeitraum 4,5 – 4,7)

Kältemittelkreislauf								
Zustandspunkt		1	2	3	4	5	6	7
Temperatur	m	12,5	13,9	82,6	45,9	41,5	42,1	39,9
[°C]	b	12,3	14,0	90,8	45,8	41,3	41,2	40,0
Druck	m	11,8	11,7	28,5	28,5	25,5	25,4	25,4
[bar]	b	11,9	11,8	28,6	28,3	25,6	25,5	25,4
Enthalpie	m	275	520	575	288	288	512	275
[kJ/kg]	b	276	520	583	288	288	515	276
Massenstrom	m	0,009						
[kg/s]	b	0,009						
Leistungen Gesamtsystem								
Gesamtsystem	m	0,593		Raumheizung		m	-4,854	
elektrisch [kW]	b	0,570		thermisch [kW]		b	-4,819	
Verdampfer	m	2,066		LWS		m	2,055	
thermisch [kW]	b	2,201		thermisch [kW]		b	2,049	
Leistungszahlen Gesamtsystem								
COP_System	m	8,18		COP_Kreislauf		m	4,72	
[]	b	8,45		[]		b	4,86	

Tab.16: Mittelwerte LWS Entladen Zeitraum 4,5 h – 4,7 h (hoher Ladezustand LWS)

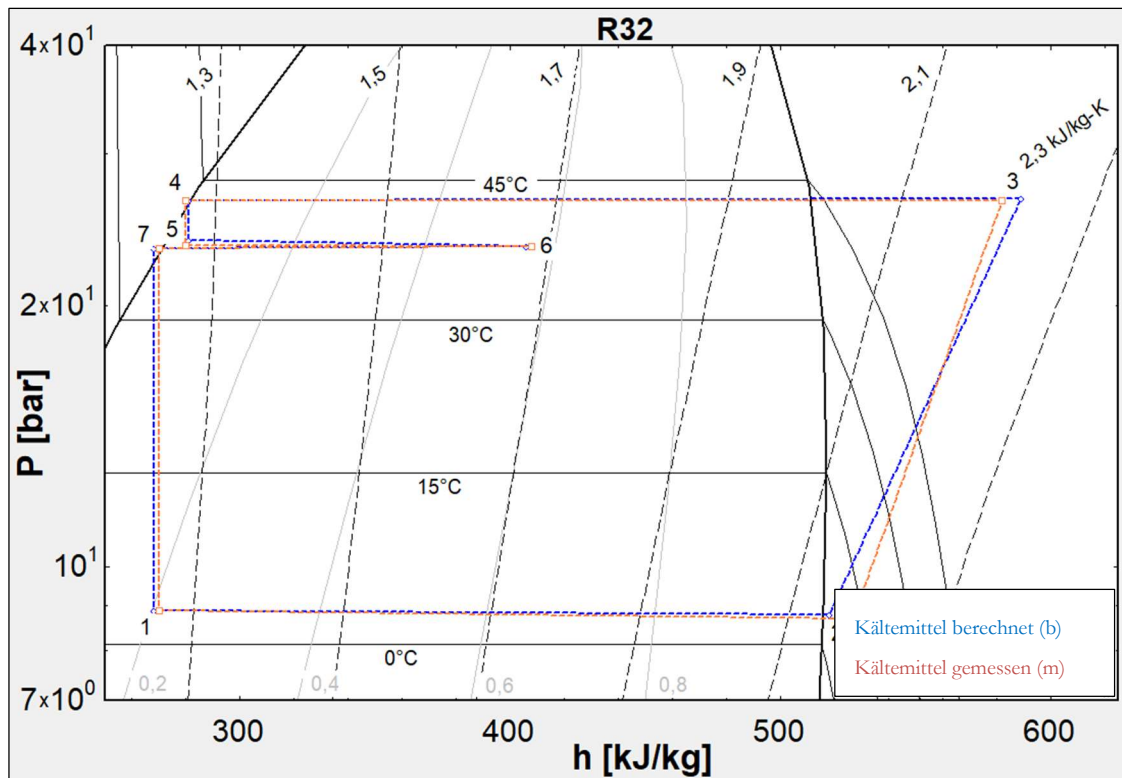


Abb.99: Vergleich von gemessenen und berechneten Daten des Kältemittelkreises im Druck-Enthalpie-Diagramm beim Entladen des LWS bei niedrigem Ladezustand des Speichers (Zeitraum 6,3 – 6,5)

Kältemittelkreislauf								
Zustandspunkt		1	2	3	4	5	6	7
Temperatur [°C]	m	2,9	11,0	90,2	42,2	38,0	37,8	37,4
	b	2,9	4,9	96,2	42,7	38,3	37,6	36,5
Druck [bar]	m	8,9	8,7	26,5	26,5	23,5	23,4	23,3
	b	8,9	8,8	26,6	26,5	23,8	23,4	23,3
Enthalpie [kJ/kg]	m	270	526	583	280	280	408	270
	b	268	519	589	281	281	406	268
Massenstrom [kg/s]	m	0,018						
	b	0,018						
Leistungen Gesamtsystem								
Gesamtsystem elektrisch [kW]	m	1,207	Raumheizung			m	-8,076	
	b	1,251	thermisch [kW]			b	-8,031	
Verdampfer thermisch [kW]	m	4,892	LWS			m	2,327	
	b	4,533	thermisch [kW]			b	2,246	
Leistungszahlen Gesamtsystem								
COP_System []	m	6,69	COP_Kreislauf			m	4,76	
	b	6,42	[]			b	4,62	

Tab.17: Mittelwerte LWS Entladen Zeitraum 6,3 h – 6,5 h (niedriger Ladezustand LWS)

2.6. Betrieb in praktischer Anwendung

Nach der Erprobung der Versuchsanlage unter Laborbedingungen wurde das System in einem Universitätsgebäude in Finnland installiert (Abb.100), um es in praktischer Anwendung unter realen Bedingungen zu untersuchen. Die Anlage wurde parallel zu einer bereits vorhandenen Wärmepumpe betrieben und speiste Wärme zur Versorgung des Gebäudes in einen Puffertank ein. Das System wurde in das Gebäudemanagementsystem integriert, um einen automatisierten Betrieb zu ermöglichen. Die Überwachung über Fernzugriff und die unabhängige Erfassung der Messdaten wurde mit einem separierten Computer realisiert.

Bei der Versuchsanlage wurde eine Reihe von optionalen Komponenten in den Prüfstand integriert, um alternative Konfigurationen des internen Kältemittelkreislaufs und der Systemsteuerung zu testen. Dadurch ist die Kältemittelmenge mit 7 kg deutlich höher als bei der unmodifizierten Wärmepumpe (1,2 kg). Zukünftige, optimierte Systeme werden diese optionalen Teile nicht mehr enthalten, so dass die Kältemittelmenge wahrscheinlich deutlich sinken wird. Nach DIN EN 378-1 [113] und DIN EN 378-3 [114] ist das Kältemittel R32 bezüglich der Entflammbarkeit in die Kategorie A2L (geringe Brennbarkeit) eingestuft. In Abhängigkeit von der Kältemittelmenge, der Größe des Aufstellraumes und der Art der Nutzung dieses Raumes sind dementsprechend Sicherheitsmaßnahmen zu ergreifen. Während für die Menge von 7 kg in den Laborräumen keine Maßnahmen ergriffen werden mussten, waren in Finnland aufgrund der Größe und der Nutzung des Aufstellraumes Sicherheitsmaßnahmen erforderlich. Wie in Abb.100 zu sehen ist, wurde die Anlage eingehaust und mit einem Notabsaugsystem ausgestattet, das aus einem Gassensor [115] und einem explosionsgeschützten Ventilator [116] mit einer aus dem Gebäude führenden Abluftleitung besteht. Der Ventilator saugt im Falle einer kältemittelseitigen Leckage das dann gasförmig austretende Kältemittel aus dem Inneren der Einhausung ab und befördert es aus dem Gebäude raus.



Abb.100: Versuchsanlage nach Pilotinstallation zur Durchführung des Dauertest

Die Eckdaten von zwei typischen Speicherzyklen sind in Tab.18 zusammengestellt. Beide Zyklen beinhalten das Heizen mit parallelem Beladen und anschließendem Entladen des LWS. Der erste Zyklus wurde bei einer Soleeintrittstemperatur von 4 °C aufgezeichnet, deutlich kühler als beim Betrieb im Labor. Die Heizungsvorlauftemperatur betrug durchschnittlich 46,1 °C beim Beladen und 44,8 °C beim Entladen des LWS. Die Kondensationstemperatur lag bei 44,6 °C beim Beladen des

LWS und 42,8 °C beim Entladen. Der COP_{System} betrug beim Beladen 1,16 und beim Entladen 5,04. Der $COP_{Kreislau}$ variierte weniger stark, 3,78 beim Beladen, 3,4 bei Entladen des LWS. Der zweite Zyklus wurde bei einer Soleeintrittstemperatur von 0 °C gemessen. Die Heizungsvorlauftemperatur betrug durchschnittlich 44,5 °C beim Beladen und 39,2 °C beim Entladen des LWS. Die Kondensationstemperatur lag bei 42,6 °C beim Beladen des LWS und 37,3 °C beim Entladen. Der COP_{System} betrug beim Beladen 1,25 und beim Entladen 4,83. Der $COP_{Kreislau}$ blieb beim Be- und Entladen des LWS bei 3,18. Die Auswertung der Werte zeigt große Parallelen zu den Auswertungen der Laboruntersuchungen.

Betriebsmodus	Soleeintritt	Heizungsvorlauf	Kondensation	COP_{system}	$COP_{kreislau}$
Heizen und LWS beladen	4,0 °C	46,1 °C	44,6 °C	1,16	3,78
Heizen und LWS entladen	4,0 °C	44,8 °C	42,8 °C	5,04	3,4
Heizen und LWS beladen	0,0 °C	44,5 °C	42,6 °C	1,25	3,18
Heizen und LWS entladen	0,0 °C	39,2 °C	37,7 °C	4,83	3,18

Tab.18: Auswertung von Betriebsdaten der Versuchsanlage nach der Pilotinstallation [8]

Abb.101 stellt die in Tab.18 aufgeführten COP-Werte über der Temperaturdifferenz zwischen Kondensation und Verdampfung dar. Die Trendlinien der Wertereihen entsprechen der Darstellung in Abb.92, in der die im Labor generierten Werte abgebildet sind. Die unter Laborbedingungen gewonnenen Erkenntnisse können folglich in der praktischen Anwendung bestätigt werden.

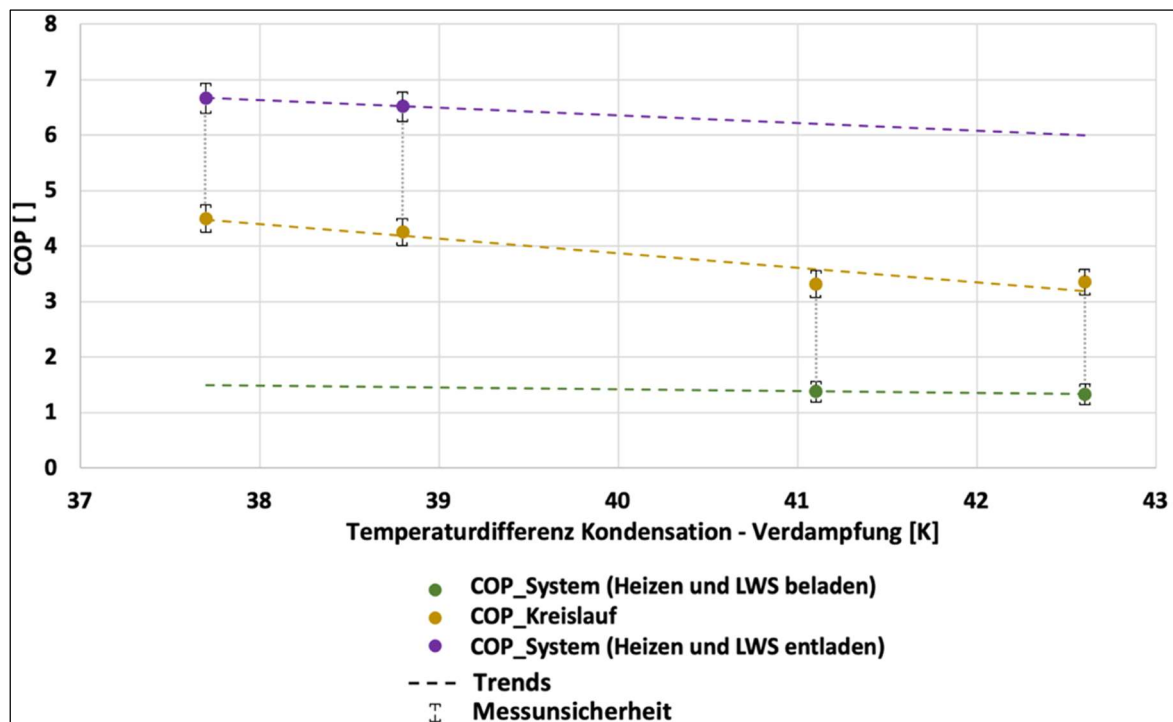


Abb.101: Während praktischer Anwendung gemessene COP

C. Kältetechnische Anwendung

1. Grundlagen

Bei einem Einsatz des Latentwärmespeichers als Kältespeicher kann die Be- und Entladung über einen Sekundärkreislauf, über das Kältemittel direkt oder über pumpbares Speichermaterial umgesetzt werden. Merkmal ist das Absenken der Verdampfungstemperatur, welches für die Beladung des Speichers (Wärmeentzug aus dem Speicher) notwendig ist. Abb.102 zeigt dies schematisch im logp-h-Diagramm. Die Absenkung der Verdampfungstemperatur hat eine höhere Leistung des Verdichters zur Folge, was sich wiederum negativ auf die Leistungszahl auswirkt.

Bei zielgerichteter Anwendung kann der Kältespeicher jedoch zur Glättung von Lastspitzen eingesetzt werden. Dies kann wiederum die Dimensionierung der Anlage positiv beeinflussen. Weiterhin lassen sich mit diesem Konzept günstigere Betriebskonditionen für die Kälteerzeugung ausnutzen. Der Speicher kann zudem auch ohne Verdichtereinsatz durch den natürlichen Kältemittelumlauf im Zwei-Phasen-Thermosiphon-Betrieb genutzt werden.

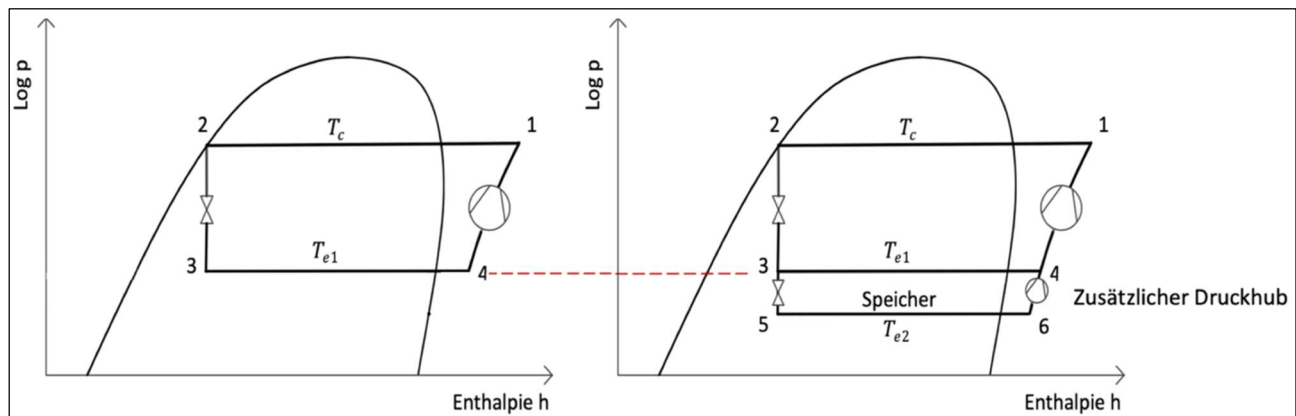


Abb.102: Gegenüberstellung der Druck- und Temperaturniveaus bei Normalbetrieb (links) und Speicherbeladung (rechts) mit Absenkung der Verdampfungstemperatur

Im Rahmen des Arbeitspaketes B.1.c erfolgt eine Analyse von Einsatzsituationen für Latentwärmespeicher in Kältesystemen. Eine in Betracht kommende Möglichkeit ist das „Unterkühler-Konzept“. Dabei wird der Latentwärmespeicher zwischen dem Kondensator und Verdampfer in den Kältekreis installiert.

Beim Entladen des Speichers entzieht dieser dem flüssigen Kältemittel nach dem Kondensatoraustritt Wärme. Daraus resultiert eine Verringerung der Enthalpie des Kältemittels unmittelbar vor dem Expansionsventil. Folglich wird das Zweiphasen-Gemisch, das in den Verdampfer eintritt, im Dampfgehalt gemindert und so die Verdampferleistung bei gleichbleibendem Kältemittelmassenstrom erhöht. Abb.102 verdeutlicht die Lage des Speichers in einem vereinfachten Schema (links) und die aus der Speicherentladung resultierende Verbesserung der Verdampferleistung, die aus dem log(p)-h Diagramm des Kältemittels abgelesen werden kann (Abb.102, rechts).

Unterkühlerkonzept

Eine spezielle Variante der Kältespeicherung stellt der Einsatz des Speichers als Kältemittel-Unterkühler dar. Der Latentwärmespeicher wird dazu zwischen dem Kondensator und Verdampfer

in den Kältekreis eingebunden. Beim Entladen des Speichers entzieht dieser dem flüssigen Kältemittel nach dem Kondensatoraustritt Wärme. Daraus resultiert eine Verringerung der Enthalpie des Kältemittels unmittelbar vor dem Expansionsventil. Folglich wird das Zweiphasen-Gemisch, das in den Verdampfer eintritt, im Dampfgehalt gemindert und so die Verdampferleistung bei gleichbleibendem Kältemittelmassenstrom erhöht. Abb.103 verdeutlicht die Lage des Speichers in einem vereinfachten Schema (links) und die aus der Speicherentladung resultierende Steigerung der Verdampferleistung, die aus dem $\log(p)$ -h Diagramm des Kältemittels abgelesen werden kann (rechts). Beim Laden des Speichers ist dieser parallel zum Verdampfer geschaltet (Abb.103, links, durchgezogene Linie). Das System arbeitet dabei mit der regulären Unterkühlung des Kältemittels im Kondensator (Zustandspunkte 1 bis 6). Während dieser Phase entzieht das im Speicher verdampfende Kältemittel dem Speicher Wärme. Der Speicher wird geladen. Durch die Wahl der Phasenwechseltemperatur des PCMs werden die internen Betriebsparameter des Systems nicht geändert. Insbesondere das Druckniveau der Verdampfung bleibt konstant. Die gestrichelte Linie kennzeichnet die Verschaltung im Unterkühlerbetrieb (siehe Schema, links, Zustandspunkte 1' bis 6'), aus dem die Leistungssteigerung der Verdampfung bei der Entladung des Speichers resultiert.

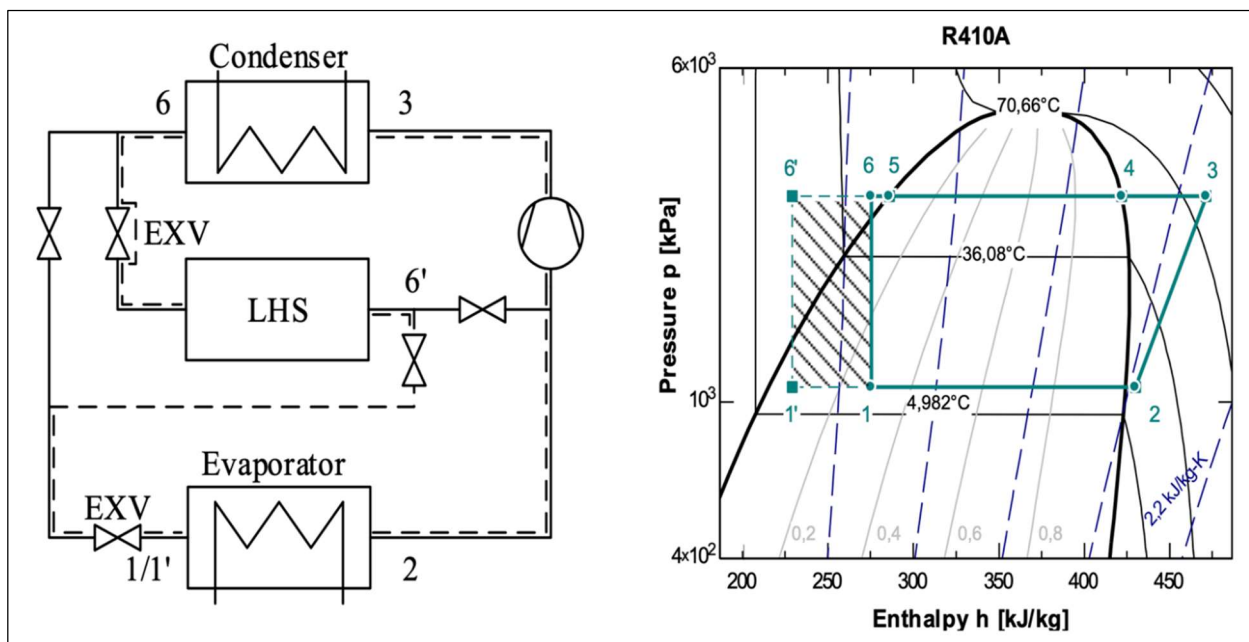


Abb.103: Integration des Latentwärmespeichers (LHS) in den Kältekreis (links) und Verbesserung der Verdampferleistung durch das Entladen des Speichers nach dem Unterkühler Prinzip im $\log(p)$ -h Diagramm (rechts)

Effekt der Speicherentladung:

Abb.104 zeigt die theoretische Verbesserung der Verdampferleistung in Abhängigkeit der Unterkühlung in Bezug auf verschiedene Kondensationstemperaturen, die von 30 bis 50°C variieren. Er wird ersichtlich, dass mit einer Unterkühlung von 25°C bei einer Kondensationstemperatur von 45°C eine Steigerung der Verdampferleistung von ca. 29% im Vergleich zu der nominalen Leistung erreicht werden kann. Für eine Kondensationstemperatur von 50°C und einer sehr starken Unterkühlung sind sogar Leistungssteigerungen von bis zu 40% zu erwarten.

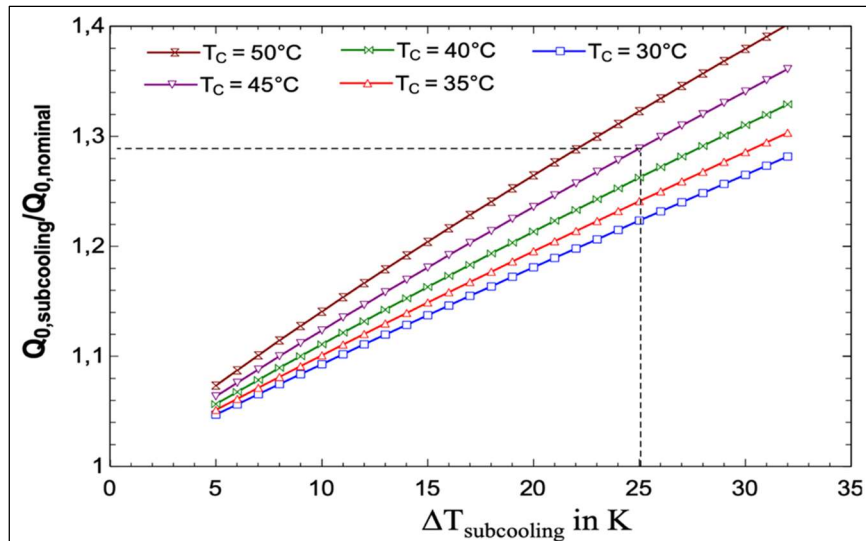


Abb.104: Verbesserung der Verdampferleistung durch das Entladen des Speichers im Unterkühler-Betrieb

Anwendungsbeispiel: Abtauung des eingefrorenen Verdampfers:

Das Unterkühlerkonzept kann dazu eingesetzt werden, einen Verdampfer in einer Kühlanlage, der vereist und in regelmäßigen Abständen aufgetaut werden muss, mit einem Latentwärmespeicher im Thermosyphonbetrieb zu enteisen (Abb.105). Diese Abtauung geschieht entweder durch Kreislaufumkehr oder, in den meisten Fällen, durch eine elektrische Heizung. Der Latentwärmespeicher soll die elektrische Heizung ersetzen. Abb.106 zeigt den Kältemittelkreislauf des Konzepts. Der LWS wird dazu im regulären Betrieb zunächst als Unterkühler eingesetzt. Er nimmt dadurch Wärmemengen aus dem Kältemittel auf, die im normalen Betrieb nicht entnommen werden ($4 \rightarrow 4'$). Dadurch steht dem Kühlsystem in Normalbetrieb eine zusätzliche Kälteleistung zur Verfügung ($1' \rightarrow 1$) ohne dass die elektrische Leistungsaufnahme des Verdichters erhöht werden muss. So wird im Kühlprozess elektrische Antriebsenergie für den Verdichter eingespart. Die im LWS gespeicherte Wärmemenge wird in regelmäßigen Abständen beim Entladen des Speichers zur Abtauung des einfrierenden Verdampfers verwendet.

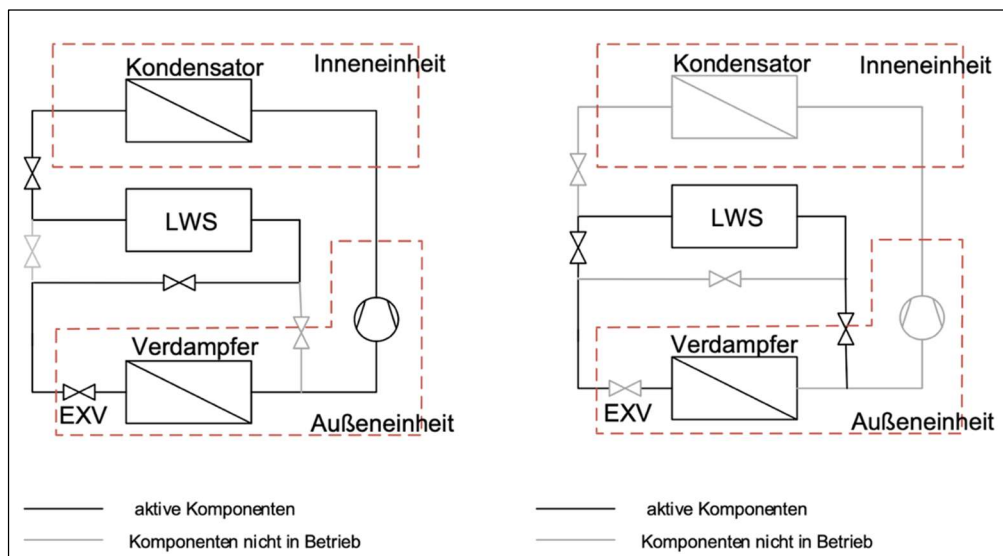


Abb.105: Prinzip der Abtauung eines Verdampfers durch einen als Unterkühler eingesetzten LWS

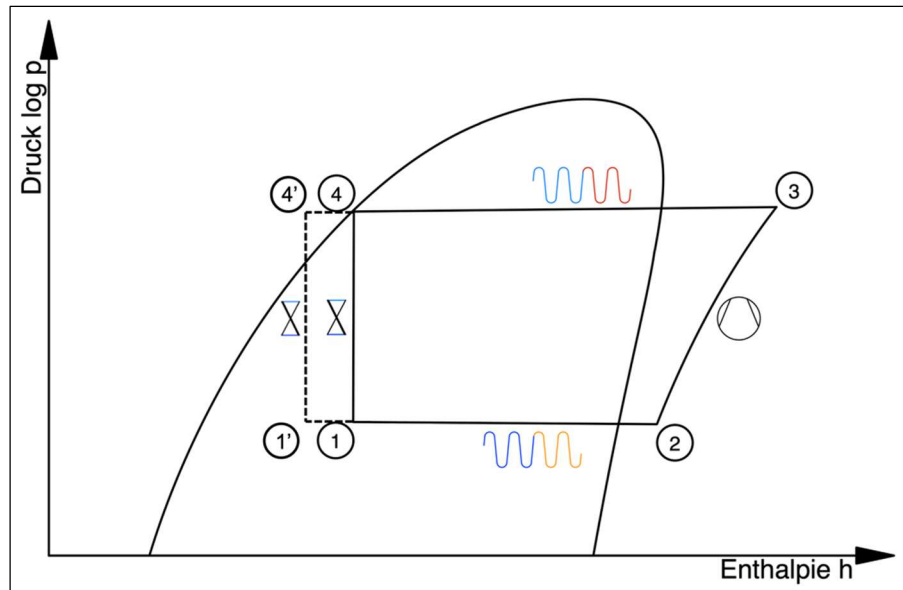


Abb.106: Konzept der Abtauung dargestellt im logp-h-Diagramm

Damit das Konzept funktionieren kann, muss die Wärmemenge, die beim Unterkühlen der Kältemittels im LWS eingespeichert wird, für die Schmelzung des am Verdampfer entstandenen Eises ausreichen. Dabei spielt es eine Rolle, nach welcher Betriebsdauer die Abtauung erfolgt und wie lange diese dauert, da sich die Energiemengen aus den auftretenden Leistungen und deren Dauer ergeben.

Zur Überprüfung der Machbarkeit wurden die Eckdaten eines solchen Kreislaufes in der Software EES berechnet (Abb.107). Es wurde angenommen, dass der LWS 15 °C zusätzliche Unterkühlung schafft und die Kondensationstemperatur 40 °C beträgt. Anschließend wurden die auftretenden Leistungen und Energiemengen des angenommenen Prozesses ermittelt (Abb.108). Hier gelten die Annahmen, dass die Leistung der elektrischen Abtauung der Hälfte der nominalen Kälteleistung entspricht, was ein gängiger Wert aus der Praxis ist. Außerdem wird angenommen, dass regelmäßig nach 6 Stunden Normalbetrieb die elektrische Leistung der Abtauung für 20 Minuten abgerufen wird. Auch das ist ein gängiger Erfahrungswert aus der Praxis.

Den Berechnungsergebnissen in Abb.108 ist zu entnehmen, dass die in den LWS eingespeicherte Energiemenge unter den angenommenen Bedingungen für die Abtauung ausreicht. Die zusätzliche generierte Kälteleistung bringt darüber hinaus einen finanziellen Vorteil, der mit einem angenommen Strompreis von 0,15 €/kWh ca. 11% beträgt. Das Konzept wäre technisch und wirtschaftlich demnach darstellbar.

Mit diesen Erkenntnissen wird nun ein Industriepartner gesucht, um das Konzept umzusetzen. Die Berechnungen können dann auf die reale Situation der Anwendung angepasst werden.

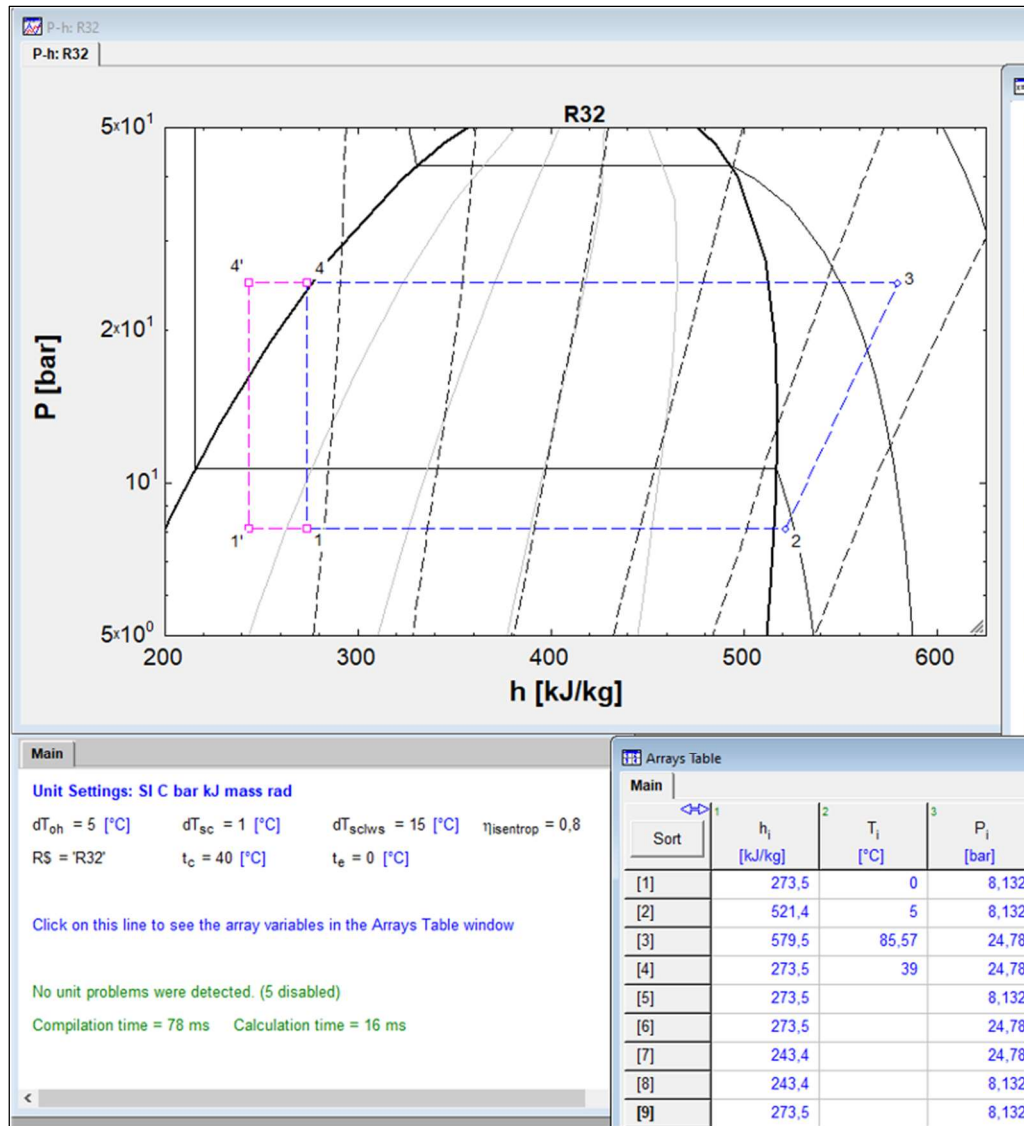


Abb.107: Erste Berechnungen zum Abtaubetrieb in EES

		Kälte		Abtauung	
h1	273,5 kJ/kg	Qpkt_KM	100,0 kW	Qpkt_Abtau	50,0 kW (Halbe Kälteleistung)
h2	521,4 kJ/kg	dt_KM	6,0 h	dt_Abtau	0,33 h
h3	579,5 kJ/kg	Q_KM	600,0 kWh	Q_Abtau	16,7 kWh
h4	273,5 kJ/kg				
h1'	243,4 kJ/kg	dh1'1	30,1 kJ/kg		
h4'	243,4 kJ/kg	% zu dh12	12,1%	Erhöhung der Kälteleistung	
		Qpkt_LWS	12,1 kW	maximal beim Laden	
		Q_LWS	18,2 kWh	Energieinhalt bei	
			25%	durchschnittlich der maximalen Ladeleistung	
Wirtschaftlichkeit					
		COP	4		
		Strompreis	0,15 €/kWh		0,15 €/kWh
		P_el	25,0 kW		50,0 kW
		W_el	150,0 kWh		16,7 kWh
		Preis Zyklus	22,50 €		2,50 €
					11,1%

Abb.108: Berechnungen zum Abtaubetrieb

Wärmesenke

Beim Wärmesenkenkonzept kann der Speicher direkt über das Kältemittel oder über einen Sekundärkreislauf eingebunden werden. Der Speicher dient dem System als Wärmesenke, so dass insbesondere bei hohen Außentemperaturen eine deutliche Reduzierung des Kondensationsniveaus erreicht werden kann. Dies wirkt sich positiv auf die Leistungszahl des Systems aus. Die Regeneration des Latentwärmespeichers kann zu Zeiten günstiger Umgebungstemperaturen auch ohne Kältemaschinenbetrieb geschehen. Abb.109 (links) zeigt dies schematisch, wobei der Tag/Nacht Zeitversatz bei dieser Anwendung im Vordergrund steht. Abb.109 (rechts) zeigt den Kaltdampfprozess während der Speichernutzung. Die Kondensationstemperatur kann von T_K auf T_{K^*} abgesenkt werden, was einen geringeren Druckhub am Kompressor und gleichzeitig eine größere spezifische Enthalpiedifferenz am Verdampfer zur Folge hat.

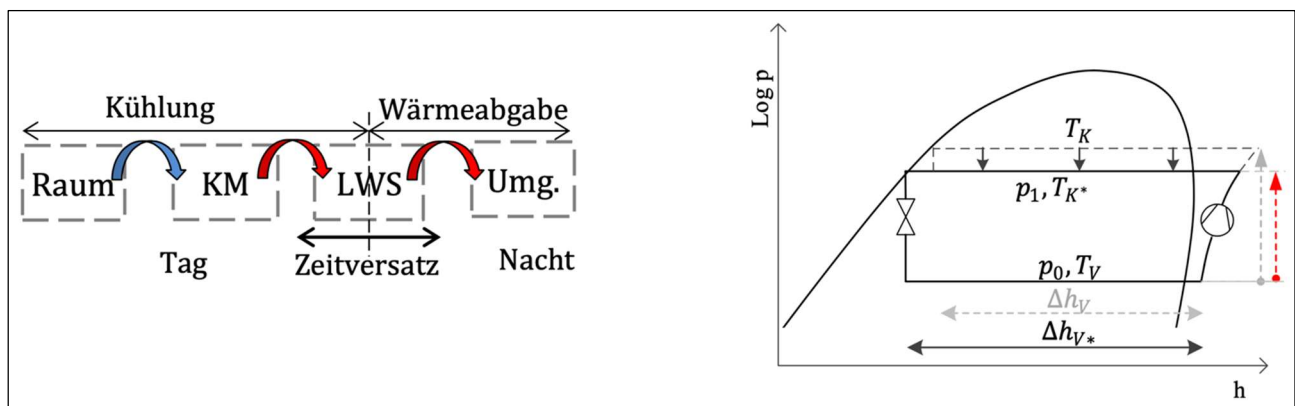


Abb.109: Schematische Darstellung der Speichernutzung als Wärmesenke (links) und Kaltdampfprozess im log p-h-Diagramm mit abgesenkter Kondensationstemperatur während der Speichernutzung (rechts)

2. Testspeicher in VRV-Anlage

In Zusammenarbeit zwischen HM und Cabero wurde ein Versuchswärmeübertrager entwickelt, der von Cabero anschließend hergestellt und ins Labor der HM geliefert wurde. Damit waren Versuche möglich, die der Entwicklung des finalen Speicher-Wärmeübertrager dienen.

Für den Einsatz in Wärmepumpensystemen müssen die Latentwärmespeicher an das jeweilige System angepasst werden. Abb.110 zeigt den Ablauf der Speicherauslegung und -berechnung in einem Ablaufdiagramm.

Am Anfang stehen dabei zunächst die Anwendung und das externe System, welche die Rahmenbedingungen für den Speicherbetrieb definieren. Daraufhin werden die passende Speichertemperatur $T_{\text{PhaseChange}}$, der Energieinhalt Q_{LWS} sowie die Betriebszeit bzw. die Leistung des Speichers festgelegt. Die Auswahl eines geeigneten Phasenwechselmaterials bzw. einer Materialklasse ist der nächste Schritt. Die Eigenschaften des PCM bestimmen die konstruktive Anforderung an den Speicher. Weiterhin ist zu untersuchen, welche Maßnahmen zur Verbesserung der Wärmeleitung im PCM in Frage kommen. Nach dieser ersten Einschätzung erfolgt die Untersuchung des Wärmeübergangs zwischen Wärmeträgerfluid und Speicher.

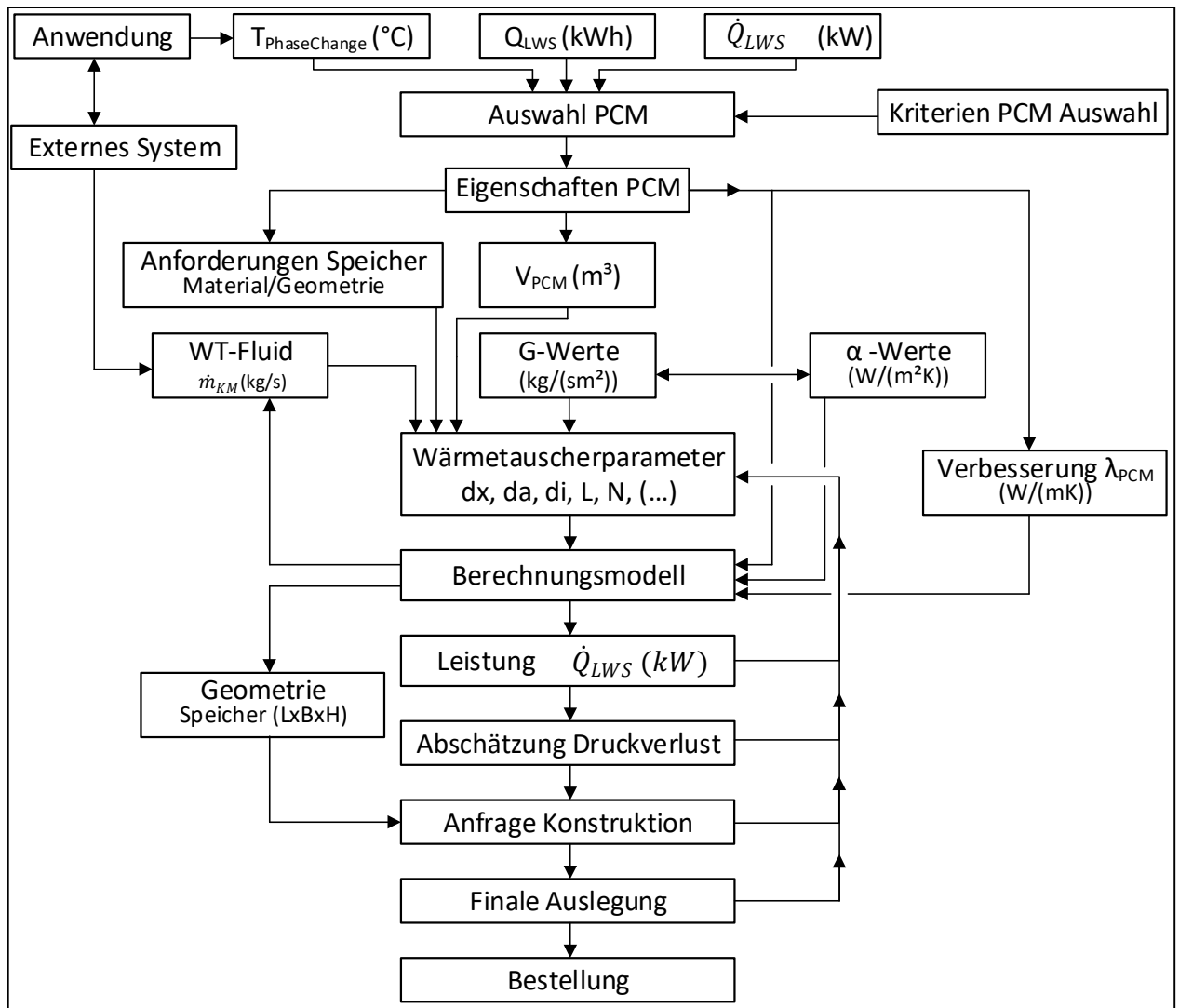


Abb.110: Ablaufdiagramm zum Auslegungsprozess des Latentwärmespeichers

Insbesondere die Massenstromdichte des Wärmeträgerfluids muss bestimmte Mindestwerte erreichen, um den gewünschten Wärmeübergang sicherzustellen. Mit den so gewonnenen Wärmeübertragungsparametern kann das Berechnungsmodell erste Kennzahlen zur Betriebscharakteristik des LWS liefern. Die Abschätzung des Druckverlustes in der Kältemittelströmung ist der nächste Schritt, bevor die Anfrage an die Konstruktion gestellt werden kann. Einschränkungen in der Konstruktion können eine Überarbeitung der Auslegung zur Folge haben. Daher ist eine genaue Abstimmung erforderlich. Eingesetzt in einem eigens konstruierten Behälter und nach Befüllung mit Phasenwechselmaterial (PCM) kann der Versuchswärmeübertrager als Latentwärmespeicher genutzt werden.

Damit der Versuchsspeicher in den bestehenden Laboranlagen betrieben werden kann, wurden eine Phasenwechseltemperatur von 10°C, eine mittlere Wärmeleistung von 2,5 kW und eine Speicherkapazität von 7,5 kWh gewählt. Als Phasenwechselmaterial wird LINPAR15 von Sasol mit einer Wärmespeicherkapazität von 147 kJ/kg eingesetzt (siehe temperaturlaufgelöste Wärmekapazität in Abb.111). Daraus ergibt sich eine Masse von 185 kg. Zur Verbesserung der Wärmeleitfähigkeit um

ca. den Faktor 10 wurde Graphit-Pulver im massenbezogenen Mischungsverhältnis von 1:5 beigemischt, was sich schon bei Vorversuchen bewährt hat.

Aufgrund der Wahl eines Paraffins können die Wärmeübertragerrohre in Kupfer ausgeführt werden, da bei diesem Material keine Komplikationen durch Korrosion o.ä. auftreten. Die Materialauswahl für den Behälter unterliegt ebenfalls keinen weiteren Einschränkungen, abgesehen von der Stabilität. Der Behälter wurde in Kunststoff (PE-100) gefertigt.

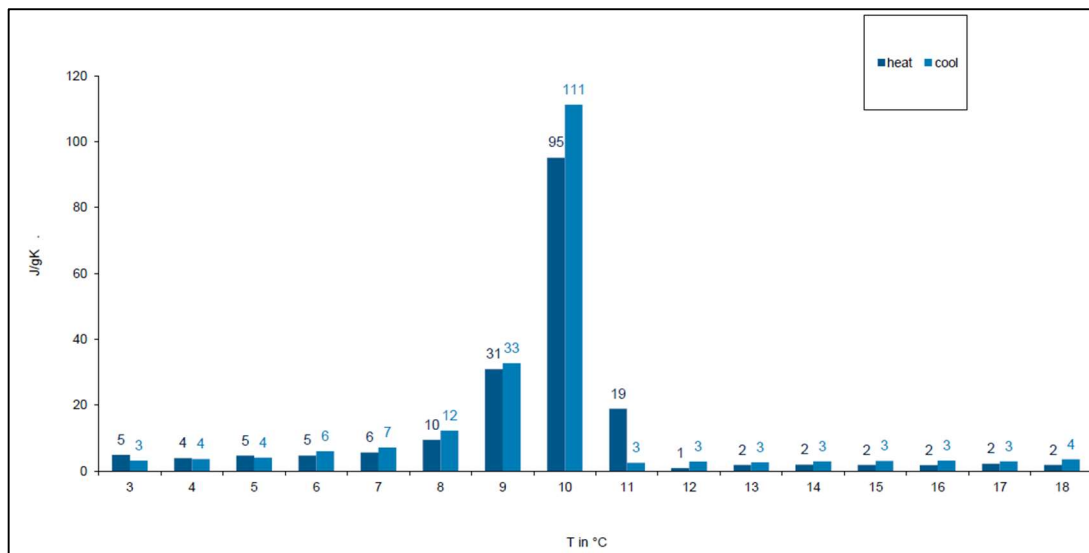


Abb.111: Spezifische Wärmekapazität LINPAR15

Der Versuchsspeicher wird in den bestehenden Laboranlagen mit dem Kältemittel R410a betrieben. Die Massenstromdichte des Kältemittels in den Wärmeübertragerrohren bestimmt maßgeblich den Wärmeübergang zwischen Kältemittel und Wärmeübertragerrohr. Aus Literatur und Erfahrungswerten wird hier ein Wert zwischen 100 und 220 kg/s/m² angestrebt. Der Rohrinne Durchmesser und die Anzahl der Rohre bestimmt die Massenstromdichte in Verbindung mit dem Kältemittelmassenstrom. Abb.112 zeigt den Zusammenhang zwischen Rohraußendurchmesser und Massenstromdichte für den betrachteten Fall bei Variation der Anzahl parallel durchströmter Rohrzüge.

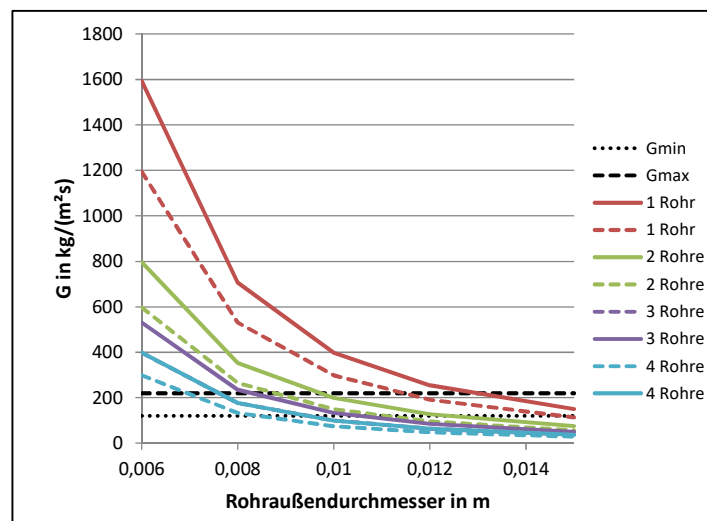


Abb.112: Rohraußendurchmesser vs. Massenstromdichte G

Die Fertigungsmöglichkeiten durch Cabero erlauben die in Abb.113 ersichtlichen Rohrkonfigurationen. Damit die gewünschten Eigenschaften des Speichers eingehalten werden können, wurde bei der Konstruktion die Konfiguration 2522 in enger Rücksprache mit Cabero folgendermaßen modifiziert: Die Rohrdimensionen bleiben bestehen, jedoch wird nur jedes zweite Rohr in der Fertigung des Wärmeübertragers eingesetzt. Daraus resultiert ein doppelter Rohrabstand von 50 mm anstatt 25 mm. Es werden zwei Rohrstränge mit je 47 m Länge eingesetzt.

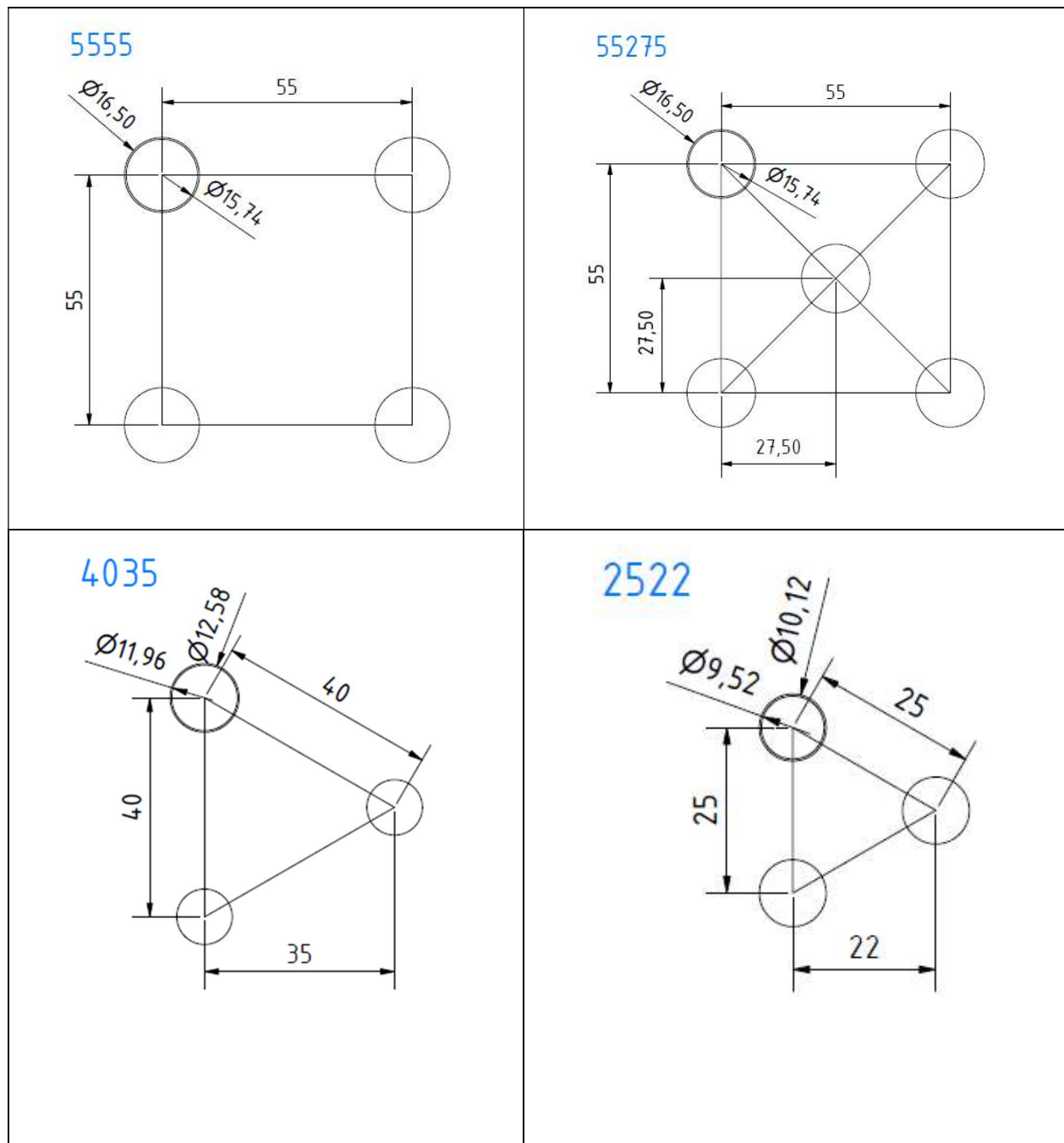


Abb.113: Rohrdimensionen und –abstände der Fertigung G

Der Versuchswärmeübertrager ist eine Sonderanfertigung. Im „Tagesgeschäft“ werden die Wärmeübertrager mit Kupferrohren und Aluminiumlamellen gefertigt. Die Lamellen sorgen neben dem besseren Wärmeübergang auch für die Stabilität. Die Sonderanfertigung sollte jedoch ohne die Lamellen gefertigt werden, um das Graphit-Pulver für die Verbesserung der Wärmeleitung zu verwenden. Aufgrund dieser Tatsache müssen in den Wärmeübertrager Stützbleche eingebracht werden, die die Stabilität gewährleisten. Cabero hat diese Konstruktion in Vorversuchen „in kleinem Maßstab“ untersucht. Es wurden insgesamt zwei zusätzliche Stützbleche eingebracht, bei 1 m Länge des Speichers. Abb.114 zeigt den Wärmeübertrager zu diesen Voruntersuchungen und Abb.115 den fertigen Versuchswärmeübertrager. Weiterhin ist in Abb.116 der Versuchswärmeübertrager vor der Befüllung mit dem Speichermaterial abgebildet und die Abb.117 zeigt den fertigen Demonstrator in der Laboranlage der HM.



Abb.114: Wärmeübertrager zu Voruntersuchungen



Abb.115: Versuchswärmeübertrager



Abb.116: Versuchswärmeübertrager mit Behälter vor dem Befüllen



Abb.117: Versuchswärmeübertrager mit Behälter nach dem Befüllen und kältetechnischem Anschluss

Bevor der Versuchswärmeübertrager und der dazugehörige Behälter durch Cabero produziert wurden, hat die HM mit Hilfe des validierten eindimensionalen Simulationsmodells die Auslegung überprüft. Abb.118 zeigt die Ergebnisse, die die zuvor erläuterte Auslegung bestätigen:

Zunächst sind der Leistungsverlauf (oben links) und der Energiegehalt (oben rechts) über die Zeit dargestellt. Mit der gewählten Speicherkonfiguration wird die gewünschte mittlere Leistung bei der Speicherentladung erreicht. Bei der Entladung beträgt die Betriebszeit des Speichers somit rund 2,5 h. Der sich daraus ergebende Verlauf des k_A -Wertes (Mitte links) ist charakteristisch für einen Latentwärmespeicher. Dieser Verlauf resultiert aus dem radialen Kristallwachstum bzw. dem radialen Aufschmelzen der PCM-Schicht. Der umsetzbare Kältemittelmassenstrom liegt beim Beladen des Speichers zwischen 0,043...0,012 kg/s und beim Entladen bei rund 0,015 kg/s (Mitte rechts). Die Unterschiede im Verlauf des Kältemittelmassenstroms, wie auch bei der Leistung ergeben sich durch die Betriebsführung. Der Druckverlust liegt zwischen 0,15...1,4 bar und befindet sich somit in einem akzeptablen Bereich (unten links). Die eingangs festgesetzte Massenstromdichte kann mit dieser Speicherkonfiguration und dem Kältemittelmassenstrom erzielt werden (unten rechts).

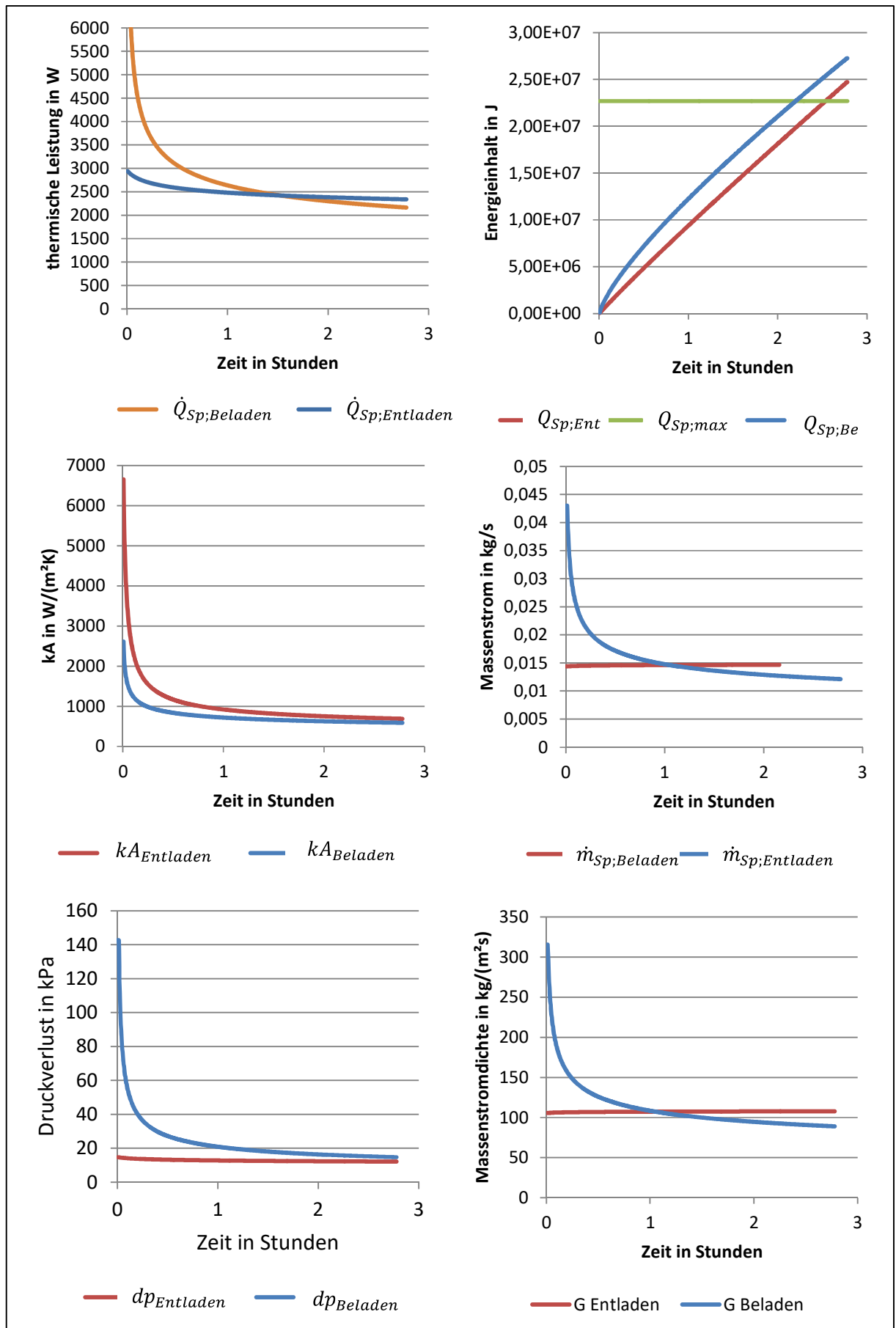


Abb.118: Überprüfung der Auslegung vor Konstruktion durch Simulationsrechnungen

Der für Kälteanwendungen ausgelegte Funktionsmuster-Latentwärmespeicher (siehe Zwischenbericht 2. Halbjahr 2019) wurde in einer Versuchsklimaanlage erprobt und thermisch charakterisiert. In den Versuchen wurden die thermodynamischen und fluidmechanischen Eigenschaften des Latentwärmespeichers in der Funktion als Verdampfer untersucht. Der als Verdampfer fungierende Speicher wurde dabei im Verbund mit mehreren Inneneinheiten einer Multi-Split-Klimaanlage betrieben.

Abb.119 zeigt die thermische Leistung des Latentwärmespeichers ([Sp], schwarze Linie) im Verhältnis zu einer Inneneinheit ([IE2], blaue Linie) und zur Außeneinheit ([WT], braune Linie) des Multi-Split-Systems. Der Kältespeicher wurde über eine Dauer von ca. 2,5 Stunden mit einer mittleren thermischen Leistung von 2,5 kW beladen.

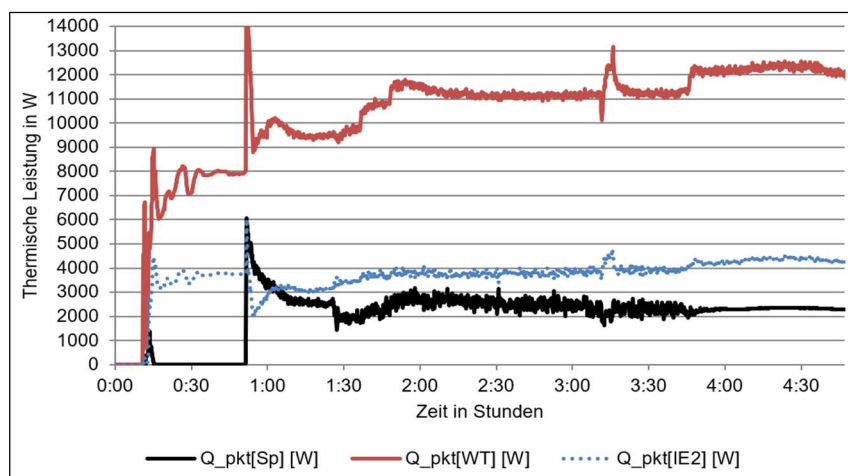


Abb.119: Leistungsaufnahme bei Beladung des LWS / bei Verdampfung von Kältemittel

Abb.120 zeigt die thermische Leistung des Latentwärmespeichers (blaue Linie) bei der Entladung mittels Kältemittelkondensation im Verhältnis zu einer Inneneinheit ([IE3], graue Linie). Der Kältespeicher konnte auch beim Entladen eine mittleren thermischen Leistung von 2,5 kW bereitstellen.

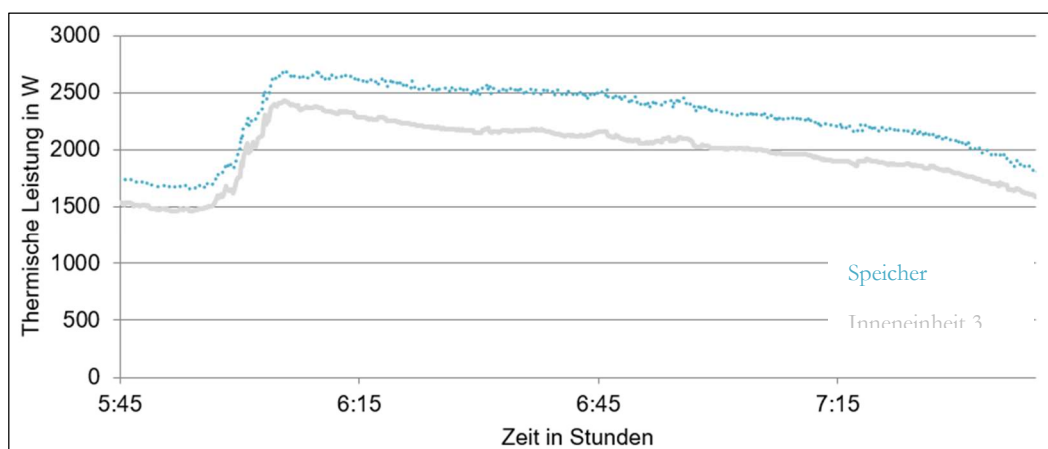


Abb.120: Leistungsabgabe bei Entladung des LWS / bei Kondensation von Kältemittel

Abb.121 zeigt die gemessenen UA, bzw. kA-Werte (rot) und die berechneten Werte (blau). Diese Werte sind ein Indikator für die Güte der Wärmeübertragungseigenschaften des Speichers. Zu Beginn kann aus den Messungen ein Wert von ca. 2000 W/(m²K) abgeleitet werden. Im weiteren Verlauf pendelt sich der Wert zwischen 1000 und 750 W/(m²K) ein. Dieser Verlauf ist charakteristisch für Latentwärmespeicher und wurde so erwartet. Dies zeigt das dargestellte Ergebnis der Modellrechnung (blaue Linie). Die im Versuchsbetrieb ermittelten Werte sind kontinuierlich etwas höher, als das Berechnungsergebnis während der Auslegung des Versuchswärmetauschers. Das ist hauptsächlich darauf zurückzuführen, dass mehr Graphitpulver zur Steigerung der Wärmeleitfähigkeit in den Speicher eingebracht wurde als bei den Auslegungsrechnungen angenommen.

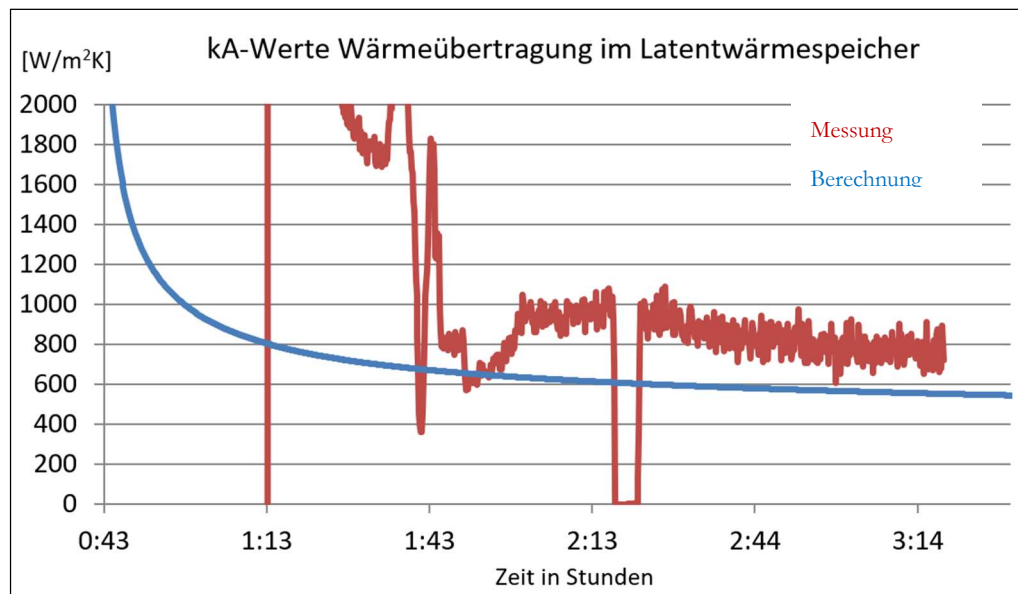


Abb.121: kA-Wert Latentwärmespeicher: Betriebsmessung und Auslegungsrechnung

Abb.122 zeigt den Druckverlust in der Kältemittelströmung bei der Verdampfung im Latentwärmespeicher bei maximaler Leistung, d.h. bei maximalem Kältemittelmassenstrom. Anfangs tritt ein Druckverlust von ca. 300 mbar auf. Mit zurückgehender Wärmeleistung und entsprechend verringertem Kältemitteldurchsatz pendelt sich der Wert dann bei etwas mehr als 100 mbar ein.

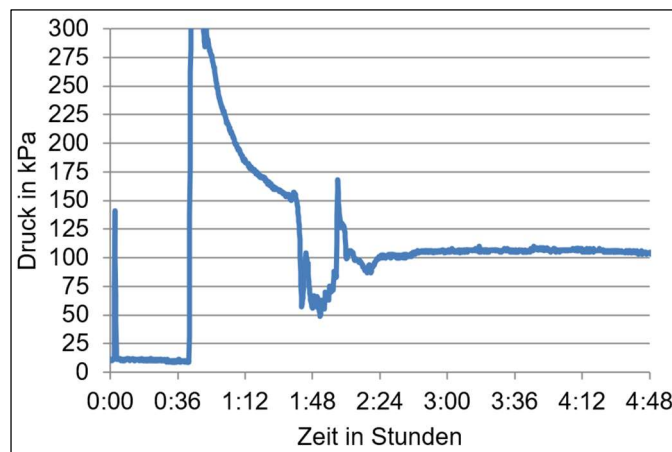


Abb.122: Kältemittelseitiger Druckverlust: Verdampfung im LWS bei maximalem Kältemittelmassenstrom

3. Drei-Medien-Latentkältespeicher

Die Analyse möglicher Anwendungssituationen hat gezeigt, dass durch die zusätzliche Option der direkten Durchströmung des Kältespeichers mit dem Medium Wasser die Anwendungsmöglichkeiten für einen solchen Speicher deutlich erweitert würden. Die Kälteverteilung über ein Kaltwassersystem bietet mehr Flexibilität und erfordert einen geringeren Aufwand für die Integration in das Kühlsystem. Deshalb wurde an der Hochschule München ein Labormuster eines Latentkältespeichers mit Drei-Medien-Wärmeübertrager aufgebaut. Beim Drei-Medien-Prinzip wird der Latentkältespeicher durch das Verdampfen von Kältemittel in den Kältemittelrohren im Speicher mit Kälte beladen. Die Entladung erfolgt anschließend durch die sensible Abkühlung einer Kühlsole, die den Latentkältespeicher durch zusätzliche wasserführende Wärmeübertragerrohre durchströmt.

Die Dimensionen wie Rohrdurchmesser und Länge des Rohrzugs müssen für den Kältemittelkreis und den wasserführenden Kreis getrennt festgelegt werden. Entscheidende Kriterien sind dabei das Erreichen ausreichend hoher Wärmeübergangswerte und die Begrenzung des Druckverlusts. Dazu kann es erforderlich sein, die Kreise in mehreren parallelen Strängen auszuführen, um innerhalb des Kältespeichers lokal eine gleichmäßige Wärmeübergangung zu erreichen. Auch das Aufschmelzen von oben und das Einfrieren von unten muss sichergestellt sein. Der Versuchsspeicher soll grundlegend klären, ob ein solcher Speicher wärmetechnisch und konstruktiv umgesetzt werden kann.

3.1. Konstruktion und Aufbau

Für den 3-Medien-Latentkältespeicher wurde eine flache Bauform gewählt mit einem Kreuzstrom Wärmeübertrager für die Be- und Entladung (Abb.123). Die in der Abbildung vertikal verlaufenden Kupferrohre bilden den Rohrzug zur Beladung des Speichers (Kältemittel), durch die horizontal verlaufenden Rohre strömt der zu kühlende Wasserkreis, wodurch der Speicher entladen wird. Der Zwischenraum zwischen Wärmeübertrager und Behälterwand wurde mit Dämmschaum gefüllt, um die Wärmeverluste zur Umgebung zu verringern.

In Abb.124 ist der Speicher mit installiertem Messsystem abgebildet. Die Temperatur des Speicherfüllmaterials an vier verschiedenen Positionen („PCM lang 1“, „PCM lang 2“, „PCM kurz 1“ und „PCM kurz 2“) sowie die Ein- und Austrittstemperaturen und die Volumenströme der Wärmeträger in den beiden Rohrzügen des Wärmeübertragers werden erfasst. Als Datenlogger wird ein „Almemo“ [110] Präzisionsmessgerät mit aktiven Messkreiskarten und die dazugehörige Peripherie des Herstellers „Ahlborn“ [111] eingesetzt. Die Messeinrichtung wurde in Kapitel 2.2 bereits erläutert.

Als Speichermedium wurde ein Paraffin verwendet. Zur Verbesserung der Wärmeübertragung wurde dem Phasenwechselmaterial Grafit beigemischt, wie bereits beim Wärmespeicher für die Wärmepumpenanwendung. Diese Maßnahme soll sowohl den Transfer zwischen Paraffin und den Wärmeträgerfluiden der Rohrzüge innerhalb des Speichers als auch den direkten Transfer zwischen diesen beiden Kreisläufen verbessern.



Abb.123: Kreuzstromwärmeübertrager im 3-Medien-Latentkältespeicher

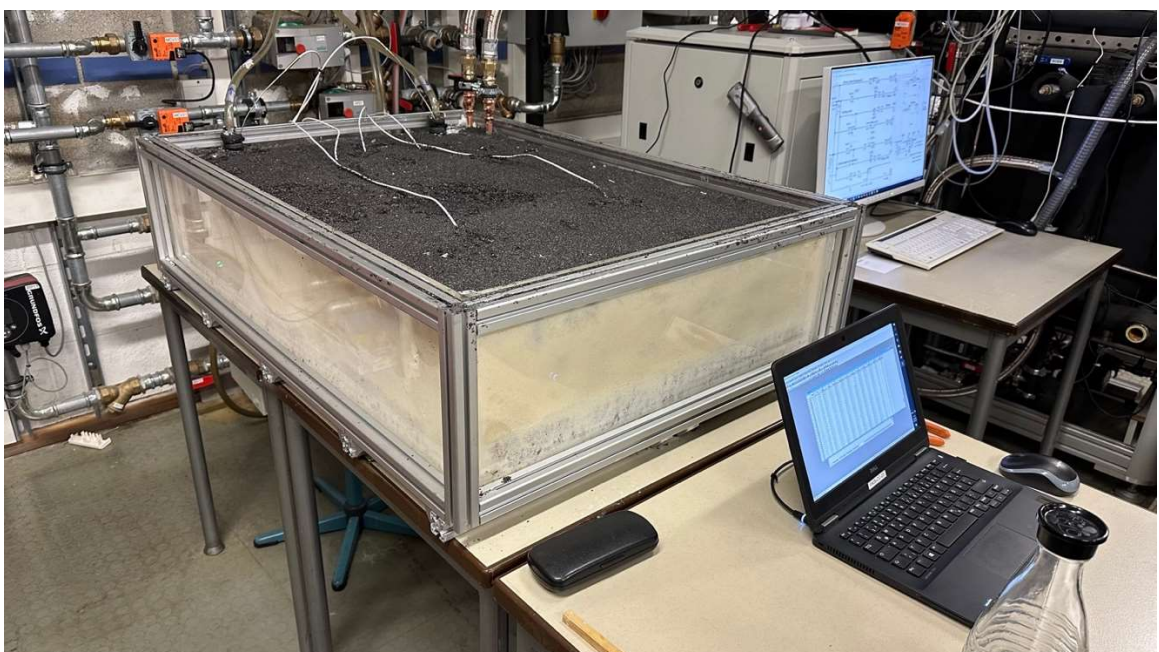


Abb.124: 3-Medien-Latentkältespeicher mit Paraffin-Grafit-Speichermaterial

Tab.19 gibt eine Übersicht zu den Dimensionen des Latentkältespeichers (LKS):

Komponente	Typ	Wert
Rohrzug Kältemittel	Kupfer ($d_a = 10,12 \text{ mm}$; $d_i = 9,72 \text{ mm}$)	48 m
	Rohrabstand	0,05 m
Rohrzug Kältemittel	Kupfer ($d_a = 15 \text{ mm}$; $d_i = 13 \text{ mm}$)	39 m
	Rohrabstand	0,055 m
Phasenwechselmaterial	Paraffin Sasol 16-97	85 kg
	Phasenwechseltemperatur	16 - 18 °C
	Schmelzenthalpie	220 kJ/kg
	Wärmeleitfähigkeit	0,2 W/(m · K)
	Wärmeleitfähigkeit mit Grafit (1:5)	2,0 W/(m · K)
Abmessungen	Lange/Breite/Höhe	1,20 m/0,80 m/0,30 m

Tab.19: Daten des 3-Medien-Latentkältespeichers (LKS)

3.2. Versuchsergebnisse

Die Untersuchungen fokussieren sich auf die Wärmeübertragungsvorgänge zwischen den die beiden Rohrzüge durchströmenden Wärmeträgerfluiden und dem Speichermedium, das aus Phasenwechselmaterial (PCM) mit einem Zusatz von Graphitflocken zur Verbesserung der Wärmeleitung besteht. Zur besseren Vergleichbarkeit der Wärmeübertragung auf das Phasenwechselmaterial wurde die Messreihe in beiden Kreisläufen mit Wasser als Wärmeträgerfluid (WTF) durchgeführt.

In Abb.125 sind die Temperaturverläufe eines Speicherzyklus aus Be- und direkt anschließender Entladung des Latentkältespeichers abgebildet. Die Beladephase dauert ca. 3,2 Stunden und weist ab ca. Stunde 1 eine Temperaturdifferenz von ca. 1 K zwischen ein- und austretendem WTF (Kaltwasser) auf. Das entspricht einem eher langsamen Beladevorgang mit geringer Temperaturdifferenz zwischen Speichermaterial und Wärmeträger. Der Temperaturverlauf des aus dem LKS austretenden WTF ist nahezu deckungsgleich zu den Temperaturverläufen des PCM und liefert den Beleg für die Steigerung der Wärmeübertragung durch die Zugabe der Grafitflocken. Ausgehend von der Raumtemperatur zu Beginn des Zyklus fällt die Temperatur des Speichers innerhalb der ersten Stunde auf ca. 16,2 °C, entsprechend der gewählten Phasenwechseltemperatur.

Die Entladung des LKS verläuft über eine Dauer von ca. 1,5 Stunden. Die Temperaturdifferenz zwischen ein- und austretendem Wasser beträgt zu Beginn der Entladephase ca. 6 K. Mit fortschreitendem Entladevorgang reduziert sich diese Temperaturdifferenz auf ca. 0,3 K. Das Verhalten entspricht einer relativ schnellen Entladung mit erhöhter Temperaturdifferenz. Für ca. eine Stunde bewegen sich die Phasenwechseltemperaturen des PCM an den einzelnen Messpunkten zwischen 16,2 und 18,0 °C. Anschließend beginnt sich das PCM nach abgeschlossenem Phasenwechsel örtlich sensibel zu erwärmen. Nach ca. 1,4 Stunden ist der Phasenwechsel auch am letzten Messpunkt vollständig vollzogen.

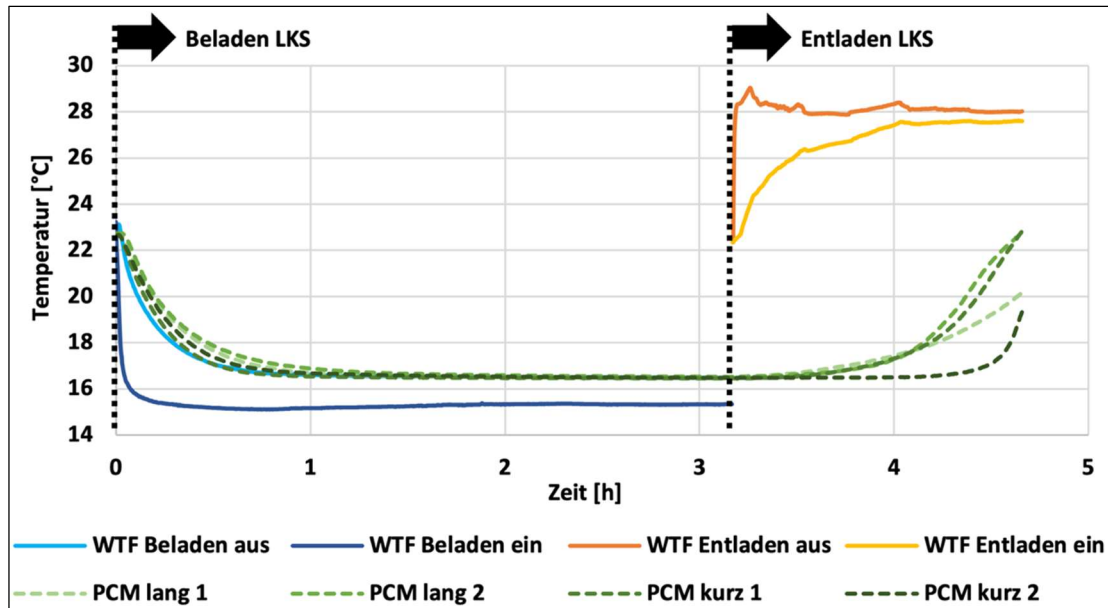


Abb.125: Temperaturverläufe eines Speicherzyklus

Der Leistungsverlauf und die Energiebilanz des zuvor anhand der Temperaturverläufe diskutierten Speicherzyklus sind in Abb.126 dargestellt. Wie schon bei den Latentwärmespeichern beobachtet, zeigt sich auch beim untersuchten Latentkältespeicher die typische Leistungscharakteristik. Die thermische Leistung beträgt zu Beginn der eher langsamen Beladung ca. 5 kW und nähert sich über etwa eine Stunde einem relativ konstanten Wert von ca. 1 kW an. Bei der anschließenden relativ schnellen Entladung sinkt der Leistungswert von 12 kW zu Beginn auf 1 kW bis zum Abschluss der Entladung. Auch die Energiebilanz spiegelt den beschriebenen Verlauf des Speicherzyklus wider.

Aus den Ergebnissen bezüglich Temperatur- und Leistungsverläufen sowie der Energiebilanzen der durchgeführten Laborversuche lässt sich ableiten, dass Latentwärme- und -kältespeicher unabhängig von der direkten Beaufschlagung mit Kältemittel oder dem Einsatz von Wasser als Wärmeträgerfluid die grundsätzlich gleiche Betriebscharakteristik zeigen.

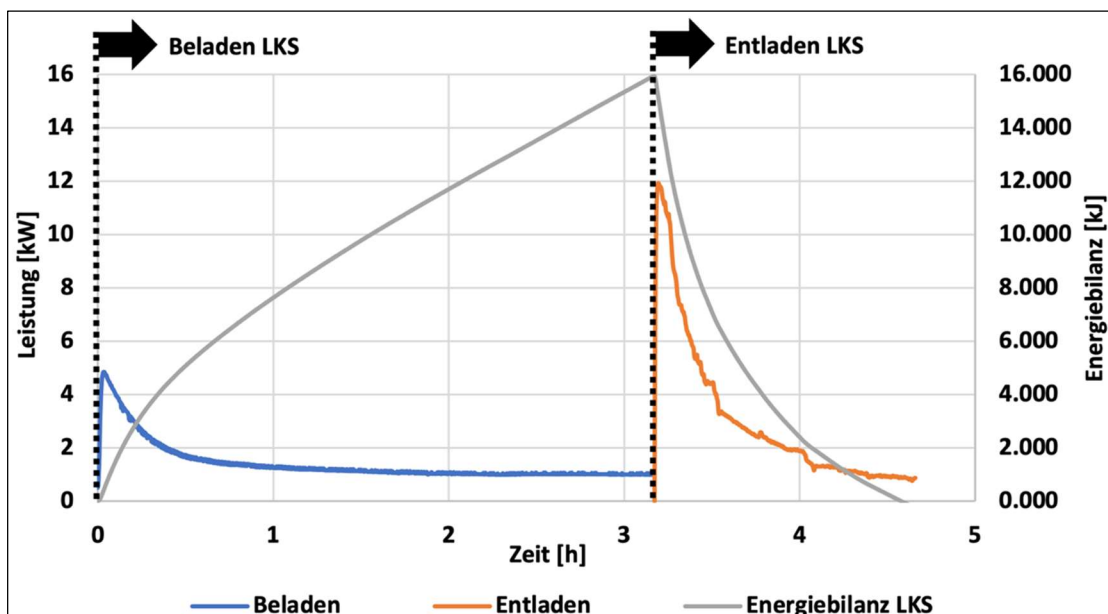


Abb.126: Leistungsverlauf und Energiebilanz eines Speicherzyklus

D. Zusammenfassung

Wärmespeicher

Im Vorhaben wurden Lösungen für die Integration von Latentwärmespeichern in den internen Kreislauf von Wärmepumpen und Kältemaschinen entwickelt. Nach dem aktuellen Stand der Technik ist zu einer solchen Integration ein zusätzlicher Wärmeträgerkreislauf notwendig. Daraus resultiert ein erhöhter Kondensationsdruck beim Betrieb mit Speicher, der sich negativ auf die Effizienz des Wärmepumpensystems auswirkt. Während der Durchführung des Forschungsprojektes wurde folgende Hypothese überprüft:

- Durch die Einbindung eines Latentwärmespeichers kann eine Wärmepumpe flexibel für die Gebäudeheizung eingesetzt werden, um netzdienliche Wirkung zu erreichen, beispielsweise durch Lastverschiebung und Spitzenlastkappung. Der Latentwärmespeicher kann so in den Bereich des Hochdruckniveaus des internen Kreislaufs der Wärmepumpe integriert werden, dass sich durch die Speichernutzung keine Minderung der Energieeffizienz ergibt.

Zur Bestätigung dieser Forschungshypothese wurde zunächst ein Konzept entwickelt, mit dem die Integration eines Latentwärmespeichers in den internen Wärmepumpenkreislauf möglich ist, ohne dass ein zusätzlicher Wärmeträgerkreis und eine Erhöhung des Kondensationsdrucks durch den Verdichter notwendig sind. Ein neuartiges Kaskadenkonzept sieht vor, den Kondensator aus dem Kältemittelkreislauf durch eine Anordnung aus zwei Kondensatoren und einem Latentwärmespeicher zu ersetzen. Zur Beladung des Speichers werden die Bauteile parallel mit Kältemittel durchströmt, das dabei kondensiert. Der Kondensationsdruck, der beim normalen Wärmepumpenkreislauf ohne Speicher auftreten würde, wird beibehalten. Die Temperatur des Speichermaterials liegt deshalb unterhalb der Kondensationstemperatur des Kältemittels in den Kondensatoren, die den Heizkreis versorgen. Beim Entladen des Latentwärmespeichers ist es daher erforderlich den Speicher im Verbund mit den beiden Heizkondensatoren zu betreiben, um den Sollwert der Heizkreisvorlauftemperatur zu erreichen. Dabei werden die beiden Kondensatoren und der Latentwärmespeicher in Serie verschaltet. Das Kältemittel durchströmt den ersten Kondensator und wird dabei verflüssigt. Anschließend wird das Kältemittel im Speicher verdampft, bevor es im zweiten Kondensator nochmals verflüssigt wird. Die Kondensationstemperatur im zweiten Kondensator liegt unterhalb der des ersten Kondensators. Der Heizwasserkreis wird deshalb zunächst im zweiten Kondensator vorgewärmt und anschließend im ersten Kondensator auf den Sollwert des Vorlaufes erhitzt.

Zur Dimensionierung eines Latentwärmespeichers in diesem Kaskadenkonzept wurde ein Simulationsmodell entwickelt. Das Modell basiert auf einem numerischen Berechnungsverfahren mit einer zweidimensionalen Diskretisierung der Wärmeübertragungsvorgänge innerhalb des Speichers. Bei den Berechnungen werden die zeitlichen Temperaturverläufe und die Schichtdickenentwicklung in den Teilvolumina des Speichers sichtbar, woraus sich Rückschlüsse auf das Betriebsverhalten ziehen lassen. Mit diesem Modell wurde die Funktionsweise einer Wärmepumpe mit integriertem Latentwärmespeicher berechnet, dessen Speicher für eine Dauer von drei Stunden die halbe

thermische Nennleistung einer vergleichbaren unmodifizierten Wärmepumpe bereitstellen kann. Nach diesen Berechnungen wurde eine Versuchsanlage geplant.

Nach der Konstruktion und der Inbetriebnahme der Versuchsanlage wurde zunächst die Funktionalität der Kaskadenschaltung nachgewiesen. Über einen Speicherzyklus, der aus der Be- und direkt anschließenden Entladung des Latentwärmespeichers gebildet wird, konnte der Kondensationsdruck konstant gehalten werden. Außerdem war keine Druckerhöhung in Relation zu einer Anlage ohne Speicher notwendig. Das neuartige System weist bedingt durch die Integration des Latentwärmespeichers somit weder einen zusätzlichen Wärmeträgerkreis auf, noch eine Erhöhung des Kondensationsdrucks.

Nach erfolgreichem Funktionsnachweis wurde die Energieeffizienz des flexiblen Betriebs der neuartigen Wärmepumpenanlage analysiert. Dazu wurde eine Kennzahl definiert, bei der es sich um eine Erweiterung der Arbeitszahl handelt, mit der die Effizienz konventioneller Wärmepumpensysteme bewertet wird. Diese üblicherweise verwendete Arbeitszahl setzt die Wärmeabgabe an den Heizkreis in Relation zur elektrischen Leistungsaufnahme des Wärmepumpensystems, bezeichnet als COP_{System} . Die erweiterte Kennzahl, bezeichnet als $COP_{Kreislauf}$, berücksichtigt in der Wärmemengenbilanz zusätzlich zur Wärmeabgabe an den Heizkreis den Wärmeaustausch zwischen Speicher und Kältemittelkreislauf. Die Werte des $COP_{Kreislauf}$ aller untersuchten Betriebsmodi zeigten untereinander nur geringe Abweichungen. Die Werte wurden mit der Arbeitszahl der unmodifizierten Wärmepumpe ohne eingebundenen Speicher verglichen. Auch dieser Wert lag im engen Bereich der ermittelten Werte des $COP_{Kreislauf}$. So wurde nachgewiesen, dass die Integration des Latentwärmespeichers nach dem neuartigen Kaskadenkonzept keinen negativen Effekt auf die Effizienz der Wärmepumpe hat.

Anschließend folgte die Quantifizierung der Netzdienlichkeit des neuartigen Wärmepumpensystems. Zur energetischen Bilanzierung wurde der bereits erwähnte konventionelle COP-Wert zur Bewertung der Effizienz von Wärmepumpen herangezogen, der COP_{System} . Beim Beladen des Latentwärmespeichers hat das System durch die zusätzlich an den Speicher übertragene Wärmeleistung eine erhöhte elektrische Leistungsaufnahme. Dadurch sinkt der COP_{System} gegenüber der Arbeitszahl des Wärmepumpenbetriebs ohne Speicher. Beim Entladen reduziert die Wärmeleistung aus dem Speicher die elektrische Leistungsaufnahme des Systems. Deshalb steigt der COP_{System} über den Wert eines speicherlosen Betriebs. Dieses Verhalten zeigt die potentielle netzdienliche Wirkung des neuartigen Wärmepumpensystems.

Die Werte aus Berechnungen und Messungen zur Wirkung der Kaskadenschaltung zeigten eine systemspezifische Betriebscharakteristik des neuartigen Systems. Außerdem konnte mit berechneten und gemessenen Daten das zuvor entwickelte Simulationsmodell erfolgreich validiert werden. Dazu wurden Ergebnisse aus dem Versuchsbetrieb der Anlage mit Prognosen aus Berechnungen des Simulationsmodells verglichen. Der Vergleich ergab eine hohe Deckungsgleichheit.

Nach den Untersuchungen im Labor wurde das neue System in einer praktischen Anwendung eingesetzt, wodurch Daten im Betrieb unter realen Bedingungen generiert wurden. Diese Daten bestätigten die Ergebnisse, die unter Laborbedingungen generiert wurden.

Ausblick und weiterführende Forschung

Das gesamte Forschungsgebiet, das sich mit der Kombination von Wärmepumpen und Latentwärmespeichern beschäftigt, birgt großes Potential für die effiziente Wärmeversorgung von Gebäuden im Kontext der Energiewende. Nachfolgend werden Ansätze diskutiert, wie an dieses Forschungsprojekt angeknüpft werden könnte.

Zur gezielten Steuerung der Betriebsphasen und die Einbindung in Gebäudemanagementsysteme sind zusätzliche Funktionen in die Gerätesteuerung der Wärmepumpe aufzunehmen.

Für Wärmepumpensysteme mit integriertem Latentwärmespeicher auf der Hochdruckseite des Kältemittelkreises wurde ein Berechnungsmodell entwickelt und validiert. Das Modell dient der Dimensionierung solcher Systeme im Auslegungspunkt. Das Modell kann bei aktuellem Entwicklungsstand keine Berechnungen für Betriebsverläufe durchführen, bei denen mehrfach zwischen Be- und Entladung des Latentwärmespeichers gewechselt wird. Es kann jedoch für weiterführende Untersuchungen angepasst werden, zur Berechnung von Betriebszeiten über längere Zeiträume, wie z.B. eine Jahressimulation.

In der Auswahl geeigneter Speichermaterialien steckt großes Potential. Mit einem Fokus auf Energiedichte und Wärmeleitfähigkeit sind insbesondere Salzhydrate äußerst interessant. Die umfangreichen Forschungsaktivitäten an geeigneten Phasenwechselmaterialien zum Einsatz in Latentwärmespeichern erweitern die Auswahlmöglichkeiten stetig. Wie gezeigt werden konnte, sind zur Anwendung der Kaskadenschaltung PCM mit engem Temperaturbereich des Phasenwechsel vorteilhaft. Bei den nächsten Generationen von Versuchsanlagen ist das Funktionsprinzip bereits klarer, was eine Verlagerung des Schwerpunktes von der Konzeptentwicklung auf die Materialauswahl und Komponentenentwicklung ermöglicht.

Zum Einsatz als zukunftsfähiges Heizungssystem im Gebäudebereich ist die Erweiterung um die Funktion der Brauchwarmwasserbereitung elementar. Gerade bei Neubauten, wo Wärmepumpen aktuell größte Zuwachsraten zeigen, wird der Energieanteil der Brauchwarmwasserbereitung am Gesamtwärmebedarf aufgrund hoher Dämmstandards der Wohngebäude immer größer. Der Trend geht außerdem verstärkt in Richtung kompakter Heizungssysteme. Kompakte Anlagen zur Warmwasserbereitung und zur Raumwärmeversorgung sind gegenüber Lösungen mit zwei separaten Heizsystemen im Vorteil.

Kältespeicher

Das Forschungsprojekt befasst sich unter anderem mit der Konzeption und Erprobung von Latentwärmespeichern für die direkte Integration in den Kältemittelkreislauf von Kälteanlagen. Die theoretischen Grundlagen bilden die Basis für die Untersuchungen. Es wird der aktuelle Stand zur Entwicklung von Latentwärmespeichern aufgezeigt und der Forschungsbedarf hinsichtlich der Integration von Latentwärmespeichern zur Integration in Kältemittelkreisläufe dargelegt.

In der wärmetechnischen Untersuchung der LWS wird nachgewiesen, dass die Wärmeübertragung zwischen kondensierendem oder verdampfendem Kältemittel und dem Phasenwechselmaterial im Kältespeicher mit geringen Temperaturdifferenzen ausgeführt werden kann. Dies ist ausschlaggebend für eine wirksame Umsetzung der kaskadierten Einbindung des Latentwärmespeichers in den

Kältekreislauf. Je nach Leistungsanforderung müssen hierbei jedoch Maßnahmen zur Verbesserung der Wärmeleitfähigkeit umgesetzt werden. Dazu wurde in den beiden untersuchten Demonstratoren ein Graphit-Paraffin-Gemisch verwendet, das einen homogenen Materialverbund bildet und damit eine nahezu gleiche Leistungscharakteristik für die Kristallisation und das Schmelzen des PCM ermöglicht. Das Graphit-Pulver unterbindet ein Ausbilden der natürlichen Konvektion, sodass während des Schmelzvorgangs die Verstärkung der Wärmeübertragung gegenüber der Kristallisation des Phasenwechselmaterials verloren geht.

Aufbauend auf den Ergebnissen der Experimente wurden Konzepte zur Integration des LWS in den Kältekreislauf entwickelt. Neben dem Einsatz zur Unterkühlung des Kältemittels am Austritt aus dem Kondensator und zur Unterstützung des Abtaubetriebs kann auch das für die Heizanwendung verwendete Kaskadenkonzept eingesetzt werden: Kernbestandteil ist die Umschaltung der Kältemittelführung bei Be- und Entladung des Latentwärmespeichers. Während der Speicherbeladung werden der Speicher und die direktverdampfenden Kühlstellen des Klimatisierungssystems parallel mit Kältemittel durchströmt. Bei der Kälteentnahme aus dem Speicher erfolgt die Kältemitteldurchströmung des Speichers und der Verdampfeinheiten seriell. Bei der Entladung kann so eine zusätzliche Verdampfungsstufe ausgenutzt werden, wobei der Latentwärmespeicher als Kondensator für eine zwischenzeitliche Verflüssigung des Kältemittels sorgt. Die Speicherbeladung erfolgt durch direkte Verdampfung des Kältemittels im Wärmeübertrager des Latentwärmespeichers auf nominalem Verdampfungsdruck des Raumkühlsystems, um einen negativen Einfluss auf die Arbeitszahl zu vermeiden. Die praktische Machbarkeit und die Systemfunktionalität werden durch eine Versuchsanlage nachgewiesen.

Zur Erweiterung der Einsatzmöglichkeiten wurde ein 3-Medien-Latentspeicher entworfen. Die Beladung des Speichers kann durch Verdampfung von Kältemittel erfolgen, die Entladung durch Abkühlung eines Wasserkreises. Die Wärmeleitfähigkeit des im Labor eingesetzten Speichers wurde ebenfalls mit Graphitpulver erhöht. Mit dem Testspeicher wurde der Funktionsnachweis der Speicherform erbracht.

Ausblick

3-Medien-Wärmeübertrager erweitern die möglichen Systemvarianten erheblich. Wasserkreisläufe können dadurch mit hoher Leistung abgekühlt werden, ohne dass Wassermengen bevorratet werden müssen. Systemtechnisch und hinsichtlich der Hygiene ist dieser Sachverhalt vorteilhaft und vielversprechend. Deshalb sollte die Forschung an Systemen mit 3-Medien-Wärmeübertragern für Kälteanwendungen fortgesetzt werden.

VII. Verwendung der Zuwendung mit Gegenüberstellung der vorgegebenen Ziele

Die folgende Tabelle VII-1 zeigt grob den Ablauf der Bearbeitung und den dafür entstandenen Aufwand, in Übereinstimmung mit der Darstellung in den regelmäßigen Zwischenberichten:

Tabelle VII-1: Verwendung der Zuwendung.

Themenschwerpunkte	Personal- einsatz (0812 / 0837) HM / Cabero [MM] / [h]	Sachkosten (0831, 0835, 0843, 0850 / 0813) HM / Cabero [Euro]
A. Systemkonzept und Randbedingungen		
Oktober 2018 – August 2019:		
Simulationsmodelle: Lastprofile von Wärme- und Kältebedarf	6,0 / 198	0 / 0
Gültige Rahmenbedingungen deutscher Energiemarkt		
B.1 Gebäudeautomation und smart grid-Funktionen		
Januar 2019 – Januar 2021:		
Integration von Wärmepumpen mit integrierten Latentspeichern in Gebäudemanagementsysteme	3,5 / 44	0 / 0
Bereitstellung und Nutzung von smart grid-Funktionen durch Wärmepumpensysteme mit integrierten Latentspeichern		
B.2 Wärmepumpe und Kälteanlage mit integriertem Latentwärmespeicher		
a) Wärmespeicher: Konzept Thermodynamische Modellierung		
November 2018 – Oktober 2020:		
Konzept zur Integration eines Latentwärmespeichers auf der Hochdruckseite des internen Kreislaufes einer Wärmepumpe	15,0 / 252	0 / 0
Thermodynamische Modellierung des neuartigen Konzeptes		
b) Wärmespeicher: Aufbau Versuchsanlage Funktionsnachweis		
Juli 2019 – Oktober 2021:		
Planung, Konstruktion und Aufbau einer Versuchsanlage	13,5 / 643	31.877 / 27.319
Funktionsnachweis des neuartigen Konzeptes		
c) Kältespeicher: Multi-Split-Klimaanlage Drei-Medien-Speicher		
Juli 2019 – November 2022:		
Latentwärmespeicher für VRV-Anlage zur Kühlung von Raumluft	12,0 / 429	11.854 / 4.289
3-Medien-Latentspeicher zur Kühlung von Wasserkreisläufen		
C Piloterprobung und Optimierung		
Dezember 2019 – Dezember 2022:		
Wärmespeicher: Validierung des thermodynamischen Modells	9,0 / 30	1.698 / 0
Pilotinstallation der Versuchsanlage unter realen Bedingungen		

D Analyse und Ergebnisse

Mai 2022 – Dezember 2022:

Wärmespeicher: Auswertung von Arbeitszahlen

3,0 / 30

0 / 0

Kältespeicher: Be- und Entladephasen

Gesamtvorhaben:

62,0 / 1.626

45.429 / 31.608

VIII. Wichtigste Positionen des zahlenmäßigen Nachweises

Tabelle VIII-1: Wichtigste Positionen des zahlenmäßigen Nachweises der Hochschule München (in €)

Projektbudget smartCASE Hochschule München 01.10.2018 bis 31.12.2022		Bewilligung Summe	Bewilligung nach Änderung 2021 Summe	Ausgaben gesamt	Veränderung gegenüber Bewilligung	Veränderung gegenüber Bewilligung nach Änderung
Personalausgaben						
0812	Beschäftigte E12-15	299.722	356.787	368.993	69.271	12.206
0822	Beschäftigungsentgelte	21.321	16.620	15.059	-6.262	-1.561
	Summe A	321.043	373.407	384.053	63.010	10.646
sächliche Verwaltungsausgaben						
0831	Gegenstände < 410 Euro	11.560	20.813	8.548	-3.012	-12.265
0835	Vergabe von Aufträgen	18.174	0	0	-18.174	0
0843	sonst. allg. Verwaltungsausg.	11.381	3.159	1.659	-9.722	-1.500
0846	Dienstreisen	14.393	14.393	13.821	-572	-572
	Summe B	55.508	38.365	24.028	-31.480	-14.337
Gegenstände und and. Invest. > 410 Euro						
0850	Summe C	71.943	36.722	35.222	-36.721	-1.500
Gesamtausgaben		448.494	448.494	443.303	-5.191	-5.191

Tabelle VIII-2: Wichtigste Positionen des zahlenmäßigen Nachweises Cabero (in €)

Projektbudget smartCASE Cabero 01.10.2018 bis 31.12.2022		Bewilligung Summe	Ausgaben gesamt	Veränderung gegenüber Bewilligung
Material	0813	39.903	31.608	-8.295
Personenkosten	0837	146.858	129.409	-17.449
Reisekosten	0838	6.689	375	-6.314
Gesamtausgaben		193.450	161.392	-32.058

IX. Notwendigkeit und Angemessenheit der geleisteten Arbeit

Innerhalb des beschriebenen Vorhabens wurden konzeptionelle und experimentelle Arbeiten durchgeführt. Dabei konnten alle während der Projektdefinition aufgestellten und im Förderantrag beschriebenen Ziele erreicht werden:

Die Randbedingungen und Anforderungen an ein flexibles Wärmepumpenheizsystem mit integriertem Wärmespeicher wurden durch eine eingehende Analyse zum Stand der Gebäudeautomation und durch die Charakterisierung unterschiedlicher Gebäudekategorien bestimmt.

Für die Konzeption und Auslegung eines Wärmepumpenheizgeräts mit integriertem Latentwärmespeicher, basierend auf einer neuartigen gestuften Einbindung des Wärmespeichers in den internen Kreislauf der Wärmepumpe, wurde ein detailliertes Berechnungsmodell entwickelt. Es wurde eine voll funktionsfähige Versuchsanlage zur Erprobung des neuen Gerätekonzepts konstruiert, kältetechnisch umgesetzt und im Labor erprobt. Die Praxiserprobung – auch mit Einbindung in die Gebäudeautomation – fand in einer Pilotinstallation beim finnischen Projektpartner TAMK in Tampere, Finnland, statt.

Für den Einsatz von Latentwärmespeichern in Kühl- und Kälteversorgungssystemen wurden wärmetechnische Konzepte ausgearbeitet und die thermische Auslegung der Wärmespeicher experimentell überprüft.

Ressourceneinsatz:

Das Vorhaben wurde an der HM im Wesentlichen von zwei wissenschaftlichen Mitarbeitern mit Betreuung durch den Projektleiter bearbeitet. Der Gesamtumfang des Personaleinsatzes über die gesamte Projektlaufzeit von 51 Monaten beläuft sich auf 62 Personenmonate. Im Durchschnitt wurden also etwa eineinhalb Personalstellen für die Bearbeitung eingesetzt.

Für den Aufbau der Versuchsanlage und die experimentelle Erprobung von Wärmespeicher wurden Sachmittel in Höhe von etwa 32.000 Euro eingesetzt. Damit wurde in erster Linie der Aufwand für die kälte- und regelungstechnischen Installationen sowie für die messtechnische Instrumentierung bestritten. Die Herstellung der eingesetzten Latentwärmespeicher erfolgte im Rahmen des Teilvorhabens 03ET1600B des Projektpartners Cabero.

Der Einsatz von Personal und Sachmitteln in diesem Umfang war Grundvoraussetzung für die Durchführung der geplanten Forschungsaktivitäten und ist angesichts der erreichten Ergebnisse zweifelsfrei gerechtfertigt.

X. Voraussichtlicher Nutzen, Verwertbarkeit des Ergebnisses

Das zentrale Ergebnis des durchgeführten Vorhabens ist der Nachweis des Funktionsprinzips und der Wirkung eines neuartigen Gerätekonzepts einer Wärmepumpe mit integriertem Latentwärmespeicher, insbesondere in Bezug auf die Flexibilitätswirkung für die Stromnutzung, die Energieeffizienz und die grundlegende Eignung für die praktische Anwendung.

Entsprechend der Beteiligung der Partner Hochschule München und Cabero Wärmetauscher GmbH lag der Fokus in diesem ersten Schritt der Entwicklung auf der wärmetechnischen Auslegung und dem

Erreichen der energietechnischen Funktion des Wärmepumpenheizgeräts. Zu diesem Zweck wurde eine Lösung für die Kommunikation mit dem übergeordneten Energiesystem entwickelt. Den Kern der geräteinternen Steuerung des Wärmepumpengeräts bildete die Anlagensteuerung einer Standard-Wärmepumpe ohne Anpassung an die speziellen Betriebsabläufe zum Einsatz des Latentwärmespeichers.

Für die Anwendung in der Kältetechnik wurden unterschiedliche Anwendungsoptionen für Latentwärmespeicher herausgearbeitet und die Anwendung durch Erprobung von Wärmespeicher-Funktionsmustern vorbereitet.

Im Zuge der Energiewende und dem konsequenten Ersatz fossiler Energieträger wird die Elektrowärmepumpe eine tragende Rolle bei der zukünftigen Wärmeversorgung im Gebäudesektor einnehmen. Als Maximalabschätzung ergibt sich ein Elektroenergiebedarf in der Größenordnung von 100 bis 120 TWh, wenn der Wärmebedarf des gesamten Gebäudebestands in Deutschland durch Wärmepumpen gedeckt werden soll. Dabei ist als Summe der elektrischen Anschlussleistungen der eingesetzten Wärmepumpenheizgeräte eine Gesamtleistung von etwa 60 GW zu erwarten, sofern man den Einsatz der elektrischen Direktheizung mittels „Heizstab“ in sehr kalten Wintersituationen ausschließt. Ansonsten ist in etwa eine Verdoppelung des Leistungswerts zu erwarten. Der oben angegebene Energiebedarf entspricht etwa einem Viertel des heutigen Strombedarfs in Deutschland; der Leistungswert von 60 GW liegt in der Größenordnung der aktuellen durchschnittlichen Netzlast.

Zur Verwertung der Ergebnisse des Vorhabens smart-CASE-nZEB können aufbauend auf den bisherigen Arbeiten Wärmespeicher als kältetechnische Anlagenkomponenten und Heiz- und Kühlsysteme mit direkter Einbindung des Latentwärmespeichers in den internen Wärmepumpenkreislauf entwickelt werden. Die hier durchgeführte Entwicklung bildet somit die Grundlage flexible Heiz- und Kühlgeräte zu konzipieren, deren elektrischer Leistungsbezug aus dem Stromnetz über einige Stunden variiert werden kann. Damit kann ein entscheidender Beitrag zur Stabilisierung des Stromnetzes geleistet und Überlastsituationen vermieden werden.

Dieser Zielsetzung folgend bietet das vorliegende Ergebnis des Vorhabens smart-CASE-nZEB Anknüpfungspunkte für folgende weitere Entwicklungsschritte:

- Integration der Steuerungsabläufe für den Einsatz des Latentwärmespeichers in die Gerätesteuerung des Wärmepumpengeräts.
- Verfeinerung der kältetechnischen Umsetzung, beispielsweise zur gezielten Steuerung der Leistungsaufnahme und Abgabe des Wärmespeichers im Parallelbetrieb mit der herkömmlichen Wärmeabgabe an das Heiznetz. Im Zusammenhang mit der zunehmenden Einschränkung der Verwendung von F-Gasen muss dabei der Begrenzung der erforderlichen Kältemittelfüllmenge und der Verwendung klimafreundlicher Kältemittel besondere Beachtung geschenkt werden.
- Einsatz von Salzhydraten als Phasenwechselmaterial zur Verringerung der Gerätekosten. Dazu sind Fragen der Materialbeständigkeit zu klären und die Eignung möglicher Materialien hinsichtlich Entmischungsverhalten und Notwendigkeit der Unterkühlung zur Auslösung des Kristallisationsvorgangs zu prüfen.
- Entwicklung und Erprobung von Kälteanlagen und Wärmepumpen mit integrierten Latentwärmespeichern für unterschiedliche Anwendungsfelder und Einsatzzwecke, beispielsweise zur effizienten Unterstützung des Abtaubetriebs.

Während der Durchführung des Vorhabens bekannt gewordener Fortschritt auf dem Gebiet des Vorhabens bei anderen Stellen

XI. Während der Durchführung des Vorhabens bekannt gewordener Fortschritt auf dem Gebiet des Vorhabens bei anderen Stellen

Den Projektausführenden sind während des Vorhabens keine maßgeblichen Fortschritte in dem adressierten Themenfeld bekannt geworden, die über den im Kapitel IV. in den Abschnitten J, K und L beschriebenen Stand hinausgehen.

XII. Erfolgte oder geplante Veröffentlichungen des Ergebnisses

Qualifizierung des wissenschaftlichen Nachwuchses

In das Forschungsprojekt wurden Studierende unterschiedlicher Fachrichtungen über Abschlussarbeiten und als wissenschaftliche Hilfskräfte eingebunden:

Ronja Anders

Wissenschaftliche Hilfskraft: „Erstellen von Simulationsmodellen für Gebäude und Wärmeversorgungsanlagen“

Masterprojekt 1: „Modelling reference buildings on base of statistics shown on the example of the data for the federal state of Bavaria, Germany“

Masterprojekt 2: „Gebäude-Modellentwicklung zur Durchführung von Berechnungen zum Wärmepumpen-Latentwärmespeicher-System - Inputdaten und Modellierung“

Masterthesis: „Entwicklung eines Wärmepumpen-Latentwärmespeicher- Simulationsmodells und Konzeptionierung der Anlage zur Validierung“

Antti Virta

Wissenschaftliche Hilfskraft: „Planung, Aufbau und Inbetriebnahme eines Laborteststandes, Wärmepumpe mit Speicher“

David Marroni

Wissenschaftliche Hilfskraft: „Model development with specific software for building and systems engineering“

Phillip Pfefferle

Masterthesis: „Erstellung eines Gebäudekataloges für die Auslegung von Heiz- und Kühlsystemen“

Simon Stinglhammer

Wissenschaftliche Hilfskraft: „Mitarbeit bei Planung und Umsetzung einer Laborversuchsanlage“

Masterthesis: „Entwicklung mehrerer Trinkwassererwärmungskonzepte in Verbindung mit einer Wärmepumpe sowie Latentwärmespeicher“

Benjamin Lukas

Masterthesis: „Netzdienliche Wärmepumpe mit integriertem Latentwärmespeicher“

Marissa Wolter

Wissenschaftliche Hilfskraft: „Auswertung und Erfassung von Projekt- und Messdaten“

Wissenschaftlicher Diskurs und Veröffentlichung der Projektergebnisse

Die Projektergebnisse sind unter Berücksichtigung der Geheimhaltung in den folgenden Publikationen dem Fachpublikum präsentiert und veröffentlicht worden:

Das Projekt wurde in den IEA Annex 34 (ECES) / Annex 55 (HPT) eingebracht und wurde in den Abschlussbericht “Comfort & Climate Box – towards a better integration of heat pumps and storage - Final report of the combined Annex 34 (ECES) and Annex 55 (HPT)” aufgenommen.

Fachkonferenz der BMWi-Forschungsnetzwerke Bioenergie und Energiewendebauen ePoster: Wärmepumpe mit integriertem Latentwärmespeicher für die flexible Gebäudeheizung, 24.11.2020

Barton M., Schweigler C.; Conference paper, Heat Pump with Integrated Latent Heat Storage for Flexible Heat Supply to Buildings (DOI: 10.18462/ir.PCM.2021.1981); 13. IIR INTERNATIONAL CONFERENCE 2021 Phase Change Materials and Slurries for Refrigeration and Air Conditioning Conference (PCM2021); Italien; 01.-03.09.2021

Barton M., Ugi M., Schweigler C.; Conference paper, Pilot test of a novel heat pump system with integrated latent heat storage for flexible use of grid electricity; The 35th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems (ECOS2022); Dänemark; 04.-07.07.2022

Barton M., Schweigler C.; Fachartikel, Einsatz von Wärmepumpen für die Energiewende in Bayern - Gebäudewärmebedarf und Anwendungspotenzial im Jahr 2050; BWK: das Energie-Fachmagazin BD.74 (2022) NR. 7-8 (Energie); Seiten 14-21; 08.2022

Barton M., Schweigler C.; Conference paper, Model validation: heat pump with integrated latent heat storage (DOI: 10.26868/29761662.2022.3); The 35nd international Conference BauSIM2022; Deutschland; 20.-22.09.2022

Barton M., Schweigler C.; Conference paper, Wärmepumpe mit integriertem Latentwärmespeicher - Entwicklung und Erprobung für den flexiblen Einsatz im Stromnetz (053 IV 08); DKV-Tagung; Deutschland; 2022

Korth, T.; Dissertation, Latentwärmespeicher für den flexiblen Einsatz von Raumkühlsystemen; Deutschland (Technische Universität München); 2022

Barton, M.; Dissertation, Entwicklung und Erprobung einer flexiblen Wärmepumpe mit integriertem Latentwärmespeicher; Deutschland (Technische Universität München); 2024

XIII. Literaturverzeichnis

- [1] Bundes-Klimaschutzgesetz (KSG); Artikel 1 G. v. 12.12.2019 BGBl. I S. 2513 (Nr. 48); zuletzt geändert durch Artikel 1 G. v. 18.08.2021 BGBl. I S. 3905, Geltung ab 18.12.2019; FNA: 2129-64 Umweltschutz
- [2] Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz, Bau und Reaktorsicherheit (BMUB); *Klimaschutzplan 2050 - Klimaschutzpolitische Grundsätze und Ziele der Bundesregierung*, Deutschland; 11.2016
- [3] Barton M., Lukas B., Schweigler C.; Fachartikel, *Einsatz von Wärmepumpen für die Energiewende in Bayern - Gebäudewärmebedarf und Anwendungspotenzial im Jahr 2050*; BWK: das Energie-Fachmagazin BD.74 (2022) NR. 7-8 (Energie); Seiten 14-21; 08.2022
- [4] Barton M., Pichlmeier F., Wolter M., Schweigler C.; Conference paper, *Development of a realistic scenario for the thermal energy demand of residential buildings in Bavaria till 2050*, 6th International Conference Central Europe towards Sustainable Building (CESB22); Tschechien; 04.-06.07.2022
- [5] Deutsche Energie-Agentur GmbH (dena); *Der dena-Gebäudereport 2022 - Zahlen, Daten, Fakten*, Deutschland, 2022
- [6] DVGW W 551:2004-04: *Trinkwassererwärmungs- und Trinkwasserleitungsanlagen - Technische Maßnahmen zur Verminderung des Legionellenwachstums - Planung, Errichtung, Betrieb und Sanierung von Trinkwasser-Installationen*
- [7] Umweltbundesamt; CLIMATE CHANGE 45/2021 - Entwicklung der spezifischen Kohlendioxid-Emissionen des deutschen Strommix in den Jahren 1990 – 2020; Deutschland; 2021
- [8] Barton M., Ugi M., Schweigler C.; Conference paper, *Pilot test of a novel heat pump system with integrated latent heat storage for flexible use of grid electricity*; The 35th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems (ECOS2022); Dänemark; 04.-07.07.2022
- [9] Barton M., Schweigler C.; Conference paper, *Model validation: heat pump with integrated latent heat storage* (DOI: 10.26868/29761662.2022.3); The 35nd international Conference BauSIM2022; Deutschland; 20.-22.09.2022
- [10] Loistl, F.; Dissertation, *Latentwärmespeicher in Wärmepumpensystemen: Speicherkonzepte und thermische Auslegung*; Deutschland (Technische Universität München); 2019
- [11] Korth, T.; Dissertation, *Latentwärmespeicher für den flexiblen Einsatz von Raumkühlsystemen*; Deutschland (Technische Universität München); 2022
- [12] Quaschnig V.; Buch, *Erneuerbare Energien und Klimaschutz*; 4. Auflage; Carl Hanser Verlag; ISBN 978-3-446-45703-4; 2018; Kapitel 11
- [13] Quaschnig V.; Buch, *Regenerative Energiesysteme – Technologie – Berechnung – Simulation*; 11. Auflage; Carl Hanser Verlag; ISBN 978-3-446-47163-4; 2021
- [14] Wosnitza W., Hilgers H.G.; Buch, *Energieeffizienz und Energiemanagement – Ein Überblick heutiger Möglichkeiten und Notwendigkeiten*; Vieweg+Teubner Verlag; ISBN 978-3-8348-1941-3; 2012
- [15] https://www.kka-online.info/artikel/kka_Leitfaden_fuer_die_Kaeltemittelauswahl_1270154.html; eingesehen 01.2023
- [16] <https://www.umweltbundesamt.de/themen/klima-energie/fluorierte-treibhausgase-fckw/natuerliche-kaeltemittel-in-stationaeren-anlagen/kaeltemittel-start#viele-vorteile-halogenfreie-kaltemittel>; eingesehen 01.2023
- [17] Europäische Kommission; Proposal for a REGULATION OF THE EUROPEAN PARLIAMENT AND OF THE COUNCIL on fluorinated greenhouse gases; amending Directive (EU) 2019/1937 and repealing Regulation (EU) No 517/2014; Frankreich; 04.2022
- [18] Bitzer Kühlmaschinen GmbH, *Kältemittel-Report 21*; A-500-21 DE; 09.2020
- [19] <https://www.klimatechniker.net/magazin/natuerliche-kaeltemittel-20152756>; eingesehen 01.2023
- [20] <https://www.umweltbundesamt.de/themen/klima-energie/fluorierte-treibhausgase-fckw/natuerliche-kaeltemittel-in-stationaeren-anlagen/kaeltemittel/wasser-h2o-r-718>; eingesehen 01.2023

- [21] Cerbe G., Wilhelms G.; Buch, *Technische Thermodynamik – Theoretische Grundlagen und praktische Anwendungen*; 16. Auflage; Carl Hanser Verlag; ISBN 978-3-446-42464-7; 2011; [a] Gl. 8.46 [b] Seite 388
- [22] Böckh P., Wetzel T.; Buch, *Wärmeübertragung – Grundlagen und Praxis*; 7. Auflage; Springer Verlag; ISBN 978-3-662-55479-1; 2018
- [23] Verein Deutscher Ingenieure (VDE); *VDI-Wärmeatlas*; 11. Auflage; Springer Verlag; ISBN 978-3-642-19980-6; 2013; Kapitel B2, C
- [24] Sterner M., Stadler I., Buch, *Energiespeicher – Bedarf, Technologien, Integration*, Springer Vieweg Verlag; ISBN 978-3-642-37379-4; 2014
- [25] Rubitherm Technologies GmbH; Datenblatt Paraffin RT44HC (https://www.rubitherm.eu/media/products/datasheets/Techdata_RT44HC_DE_09102020.PDF); 08.2018
- [26] Goeke J.; Buch, *Thermische Energiespeicher in der Gebäudetechnik - Sensible Speicher, Latente Speicher, Systemintegration*; 7. Auflage; Springer Vieweg Verlag; ISBN 978-3-658-34509-9; 2021
- [27] Bundesministerium Klimaschutz, Umwelt, Energie, Mobilität, Innovation und Technologie; *IEA Solares Heizen und Kühlen (SHC) Task 58 / energieeinsparung durch Energiespeicherung (ECES) Annex 33: Material und Komponentenentwicklung für thermische Energiespeicher*; Österreich, 2021
- [28] Jamekhorshid A., Sadramelt S., Farid M., *A review of microencapsulation methods of phase change materials (PCMs) as a thermal energy storage (TES) medium*; *Renewable and Sustainable Energy Reviews*; 2014
- [29] Baehr H.D.; Stephan K.; Buch, *Wärme- und Stoffübertragung*; 7. Auflage; Springer Verlag; ISBN 978-3-642-05500-3; 2010, [a] Kapitel 2.3.6 [b] Seite 214
- [30] <https://www.ise.fraunhofer.de/de/presse-und-medien/presseinformationen/2020/warmepumpen-funktionieren-auch-in-bestandsgebaeuden-zuverlaessig.html>; eingesehen 11.2022
- [31] <https://www.kesselheld.de/pufferspeicher-1000l/>; eingesehen 11.2022
- [32] Bundesverband der Energie- und Wasserwirtschaft e.V. (BDEW); *BDEW-Strompreisanalyse Februar 2023*; 02.2023
- [33] <https://www.verbraucherzentrale.de/wissen/energie/erneuerbare-energien/eeg-2023-das-hat-sich-fuer-photovoltaikanlagen-geaendert-75401>; eingesehen 02.2023
- [34] <https://www.buderus.de/de/produkte/catalogue/buderus-produkte-fur-ihr-haus/pufferspeicher/pufferspeicher/>; eingesehen 10.2022
- [35] <https://www.wolf.eu/speichersysteme/pufferspeicher-spu-2/>; eingesehen 10.2022
- [36] <https://www.viessmann.de/de/wohngebaeude/warmwasserbereiter/heizwasser-pufferspeicher.html>; eingesehen 10.2022
- [37] <https://jenni.ch/home.html>; eingesehen 02.2023
- [38] <https://www.stag-gmbh.de>; eingesehen 02.2023
- [39] <https://oranier.com/lexikon/lexikon-kaminoefen-und-pelletofen/antwort/waermespeicher-fuer-kamin-oder-pelletofen/>; eingesehen 09.2022
- [40] Bundesverband Wärmepumpe e.V. (BWP); *Leitfaden Hydraulik*; 02.2019
- [41] <https://www.viessmann.de/de/produkte/warmepumpe/vitoset-eis-energiespeicher.html>; eingesehen 04.2022
- [42] <https://frigoteam.com/pcm-speicher/>; eingesehen 04.2022
- [43] <https://heatstixx.de>; eingesehen 04.2022
- [44] Youssef Z., Delahaye A., Huang L., Trinquet F., Fournaison L., Pollerberg C., Doetsch C.; *State of the art on phase change material slurries*; Energy Convention and Management; 01.2013
- [45] Fischer L., Von Arx S., O’neill P., Maranda S., Stamatiou A., Worlitschek J.; Conference paper, *Phase change dispersions for isothermal cooling applications*; 13. IIR INTERNATIONAL CONFERENCE 2021 Phase Change Materials and Slurries for Refrigeration and Air Conditioning Conference (PCM2021); Italien; 01.-03.09.2021

- [46] Derek C., Ashwaq M., Konstantinos M.; Conference paper, *Experimental performance investigation of CO₂ refrigeration system and its integration with PCM storage*; 13. IIR INTERNATIONAL CONFERENCE 2021 Phase Change Materials and Slurries for Refrigeration and Air Conditioning Conference (PCM2021); Italien; 01.-03.09.2021
- [47] Jokiel M., Sevault A., Banasiak K., Naess E.; Conference paper, *Cold storage using phase change material in refrigerated display cabinets: experimental investigation*; 13. IIR INTERNATIONAL CONFERENCE 2021 Phase Change Materials and Slurries for Refrigeration and Air Conditioning Conference (PCM2021); Italien; 01.-03.09.2021
- [48] Palomba V., Varvagiannis S., Monokrousou E., Nitsch B., Barmparitsas N., Bonanno A., Dino G., Leontaritis A., Strehlow A., Karellas S., Frazzica A., Cabeza L.; Conference paper, *Experimental evaluation of a heat pump-latent storage system for increasing renewable share of the residential stock*; 13. IIR INTERNATIONAL CONFERENCE 2021 Phase Change Materials and Slurries for Refrigeration and Air Conditioning Conference (PCM2021); Italien; 01.-03.09.2021
- [49] Khan, M. I. H. (2016): Conventional Refrigeration Systems Using Phase Change Material: A Review, *Int. J. Air-Cond. Ref.*, 24(03), 1630007, doi:10.1142/S201013251630007X
- [50] Sonnenrein, G., Elsner, A., Baumhögger, E., Morbach, A., Fieback, K., und Vrabec, J. (2015): Reducing the power consumption of household refrigerators through the integration of latent heat storage elements in wire-and-tube condensers, *International Journal of Refrigeration*, 51, 154–160, doi:10.1016/j.ijrefrig.2014.12.011
- [51] Bista, S., Hosseini, S. E., Owens, E., und Phillips, G. (2018): Performance improvement and energy consumption reduction in refrigeration systems using phase change material (PCM), *Applied Thermal Engineering*, 142, 723–735, doi:10.1016/j.applthermaleng.2018.07.068
- [52] Joybari, M. M., Haghighat, F., Moffat, J., und Sra, P. (2015): Heat and cold storage using phase change materials in domestic refrigeration systems: The state-of-the-art review, *Energy and Buildings*, 106, 111–124, doi:10.1016/j.enbuild.2015.06.016
- [53] Khan, M. M. A., Saidur, R., und Al-Sulaiman, F. A. (2017): A review for phase change materials (PCMs) in solar absorption refrigeration systems, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 76, 105–137, doi:10.1016/j.rser.2017.03.070
- [54] Wang, F., Maidment, G., Missenden, J., und Tozer, R. (2007): The novel use of phase change materials in refrigeration plant. Part 1: Experimental investigation, *Applied Thermal Engineering*, 27(17-18), 2893–2901, doi:10.1016/j.applthermaleng.2005.06.011
- [55] Korth, T., Loistl, F., Storch, A., Schex, R., Krönauer, A., und Schweigler, C. (2020): Capacity enhancement of air conditioning systems by direct integration of a latent heat storage unit, *Applied Thermal Engineering*, 167, 114727, doi:10.1016/j.applthermaleng.2019.114727
- [56] Mizuno, K., Nomura, H., Shimomura, I., und Kashiwa, S. (1990): Heat Pump System with Thermal Storage, International Refrigeration and Air Conditioning Conference
- [57] Wang, Z., Wang, F., Ma, Z., Li, C., und Xu, Y. (2017): Performance evaluation of a novel frost-free air-source heat pump integrated with phase change materials (PCMs) and dehumidification, *Energy Procedia*, 121, 134–141, doi:10.1016/j.egypro.2017.08.010
- [58] Shen, J., Qian, Z., Xing, Z., Yu, Y., und Ge, M. (2019): A review of the defrosting methods of air source heat pumps using heat exchanger with phase change material, *Energy Procedia*, 160, 491–498, doi:10.1016/j.egypro.2019.02.197
- [59] https://www.daikin.de/de_de/ueber-daikin/fuehrende-technologien/variables-kaeltemittelvolumen.html; eingesehen 02.2023
- [60] Barton, M.; Dissertation, Entwicklung und Erprobung einer flexiblen Wärmepumpe mit integriertem Latentwärmespeicher; Deutschland (Technische Universität München); 2023
- [61] MATLAB simulation software – <https://uk.mathworks.com/products/matlab.html>; eingesehen 11.2022
- [62] Trnsys simulation software – <https://www.trnsys.com>; eingesehen 03.2022
- [63] Modelica simulation software – <https://modelica.org>; eingesehen 03.2022
- [64] Python simulation software – <https://www.python.org>; eingesehen 03.2022

- [65] Polysun simulation software – <https://www.velasolaris.com>; eingesehen 03.2022
- [66] Engineering Equation Solver simulation software – <https://fchartsoftware.com/ees/>; eingesehen 03.2022
- [67] Technische Universität Berlin, Fachbereich Mathematik, Projektgruppe Praktische Mathematik; *Finite Differenzen Methode*; 11.2011; Seite 3
- [68] Ferziger J.H., Peric M.; Buch, *Numerische Strömungsmechanik*; Springer Verlag; ISBN 978-3-540-67586-0; 2008
- [69] Klein B.; Buch, *FEM: Grundlagen und Anwendungen der Finite-Element-Methode im Maschinen- und Fahrzeugbau*; 10. Auflage; Springer Vieweg Verlag; ISBN 978-3-658-06053-4; 2014
- [70] Moukalled F., Mangani L., Darwish M.; Buch, *The Finite Volume Method in Computational Fluid Dynamics*; Springer Verlag; ISBN 978-3-319-16873-9; 2015
- [71] Taschenbuch, *Unter- und Obersumme als Herleitung zur Integralrechnung*; Springer Verlag; ISBN 978-3-658-03449-8; 2017
- [72] Ulrich H., Weber H.; Buch, *Laplace-, Fourier- und \mathcal{Z} -Transformation: Grundlagen und Anwendungen*; GRIN Verlag; ISBN 978-3-656-70369-3; 2014
- [73] Heidemann, A.: *Einführung in die Gebäudeautomation für Architekten und Ingenieure – MSR-Technik, Bussysteme und Systemtechnik richtig verstehen*. TGA-Verlag
- [74] Prof. Dr.-Ing Müller B.; Senatsverwaltung für Stadtentwicklung und Wohnen: *Leitfaden zur Gebäudeautomation in öffentlichen Gebäuden zur energetischen Optimierung und Effizienzsteigerung gebäudetechnischer Anlagen*. 12. März 2018
- [75] Dr. Hug, P.: *IT-basierte Gebäudeautomation – Schlüsseltechnologie für Umwelt, Mensch und Wirtschaft*. VDMA e.V. Frankfurt am Main.
- [76] Prof. Dr. Jensch W. Hochschule München für angewandte Wissenschaften: *Skript zu Gebäudeautomation im Bachelor Energie- und Gebäudetechnik*, 2018
- [77] Dr. Hall, B., Bundesministerium des Inneren, für Bau und Heimat: *Hinweise für Planung, Ausführung und Betrieb der Gebäudeautomation in öffentlichen Gebäuden – Gebäudeautomation 2019*. Berlin, März 2019
- [78] *DIN EN 15232-1*. Dezember 2017
- [79] Siemens: *Gebäudeautomation und -steuerung*, unter: <https://new.siemens.com/de/de/produkte/gebaeudetechnik/automation.html> (abgerufen am: 16. Januar 2020, 09:00)
- [80] *Gebäudeautomation Firmen*, unter: <https://www.wlw.de/de/firmen/gebaeude-automation>
- [81] Bundesministerium für Bildung und Forschung: *Industrie 4.0*, unter: <https://www.bmbf.de/de/zukunftsprojekt-industrie-4-0-848.html> (abgerufen am: 6. Januar 2020, 13:00)
- [82] Statista: *Smart Home – Deutschland*, unter: <https://de.statista.com/outlook/279/137/smart-home/deutschland> (abgerufen am: 12. Februar 2020, 13:00)
- [83] Brandt, M.: *Deutschlands Haushalte werden immer smater*, unter: <https://de.statista.com/infografik/3105/anzahl-der-smart-home-haushalte-in-deutschland/> (abgerufen am: 12. Februar 2020, 12:00)
- [84] Statistisches Bundesamt (DESTATIS): *Haushalte und Familien*, unter: https://www.destatis.de/DE/Themen/Gesellschaft-Umwelt/Bevoelkerung/Haushalte-Familien/_inhalt.html (abgerufen am: 6. Januar 2020, 13:00)
- [85] Statista: *Smart Home – USA*, unter: <https://de.statista.com/outlook/279/109/smart-home/usa> (abgerufen am: 12. Februar 2020, 13:00)
- [86] Die Bundesregierung: *Gesetz in Kraft getreten - Intelligente Messsysteme für die Energiewende*, **5. September 2016**, unter: <https://www.bundesregierung.de/breg-de/aktuelles/intelligente-messsysteme-fuer-die-energiewende-336380> (abgerufen am: 12. Februar 2020, 12:00)
- [87] MBO (Musterbauordnung) 2002 (geändert 2019) §2 Abs (2) Bauministerkonferenz
- [88] Statistische Landesamt: *Erläuterung zu Bauabgangstatistik*. Berlin, **November 2007**

- [89] Dirlich, S.; im Auftrag der Bundesministerien (BMVBS) (BBSR) und (BBR): *Typologie und Bestand beheizter Nichtwohngebäude in Deutschland*. **28. Juli 2011**
- [90] Dr. Bürger, V. Umwelt Bundesamt: *Klimaneutraler Gebäudebestand 2050 – Energieeffizienzpotentiale und die Auswirkungen des Klimawandels auf den Gebäudebestand*. **Juni 2016**
- [91] Prof. Dr.-Ing Bogenstätter, U.: *Baumwerkzeugordnungskatalog – Synopse*. **Oktober 2007**
- [92] Barton M., Schweigler C.; Conference paper, *Heat Pump with Integrated Latent Heat Storage for Flexible Heat Supply to Buildings* (DOI: 10.18462/iir.PCM.2021.1981); 13. IIR INTERNATIONAL CONFERENCE 2021 Phase Change Materials and Slurries for Refrigeration and Air Conditioning Conference (PCM2021); Italien; 01.-03.09.2021
- [93] Tannert T.; Fachartikel, *Strömung in Drosselkapillaren bei Haushaltskältegeräten*; KI Kälte – Luft - Klimatechnik; Seiten 30-37; 07.2014
- [94] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.; Buch, *2014 ASHRAE Handbook - Refrigeration (SI Edition)*; American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. (ASHRAE); ISBN 978-1-936504-72-5; 2014
- [95] Vetsch B., Rysiewicz S.; Conference paper, *In-situ-Auslegungsmethode für Kapillaren (AA II.1 04)*; DKV-Tagung; Deutschland; 2020
- [96] Ould Didi, M.-B., und Kattan, N., Thome, J.R.; *Prediction of Two-Phase Pressure Gradients of Refrigerants in Horizontal Tubes*; International Journal of Refrigeration Vol 25; Seite 935 – 947; 2002
- [97] Barton M., Schweigler C.; Conference paper, *Wärmepumpe mit integriertem Latentwärmespeicher - Entwicklung und Erprobung für den flexiblen Einsatz im Stromnetz (053 IV 08)*; DKV-Tagung; Deutschland; 2022
- [98] Plank R.; Buch, *Handbuch der Kältetechnik - Verfahren der Kälteerzeugung und Grundlagen der Wärmeübertragung*; Springer Verlag; ISBN 978-3-662-13367-5; 2013
- [99] Schmitt L. T., Andreas M.; Buch, *Methoden zur Modellierung und Simulation mechatronischer Systeme*; 1. Auflage; Springer Vieweg Verlag; ISBN 978-3-658-25088-1; 2019; Kapitel 8.5
- [100] Cavallini. A; *Condensation of Halogenated Refrigerants Inside Smooth Tubes*; HVAC&R Res., Bd. 8, Nr. 4; Seite 429 – 451; 2002
- [101] Gungor, K., Winterton, R.; *Simplified general correlation for saturated flow boiling and comparison with data*; Chemical Engineering Research and Design, Bd. 65, Nr. 2; Seite 148 – 156; 1987
- [102] <https://www.ta.co.at/>; eingesehen 02.2023
- [103] Technische Alternative RT GmbH; Datenblatt UVR16x2 (<https://www.ta.co.at/x2-frei-programmierbare-regler/uvr16x2/>); 02.2023
- [104] Technische Alternative RT GmbH; Datenblatt RSM610-24 (<https://www.ta.co.at/x2-frei-programmierbare-regler/uvr610k-ohne-display/>); 02.2023
- [105] DAIKIN Airconditioning Germany GmbH; Ersatzteil 5023778, Gegenstrom Wärmeübertrager 6kW, Kältemittel, Wasser
- [106] DAIKIN Airconditioning Germany GmbH; Datenblatt Sole-Wärmepumpe Altherma 3 geo 10 kW (https://www.daikin.de/de_de/produkte/product.html/EGSAH-D9W.html); 02.2023
- [107] https://www.daikin.de/de_de/kunden.html; eingesehen 02.2023
- [108] **Frigomec S.p.A**; Datenblatt Flüssigkeitssammler EFM 7.6 (<https://www.frigomec.com/wp-content/uploads/2021/12/pag-12-19-2022.pdf>); 02.2023
- [109] DAIKIN Airconditioning Germany GmbH; Datenblatt DCOM-LT/IO (https://my.daikin.eu/dam/document-library/installation-manuals/opt-and-acc/DCOM-LT-IO%20reference%20manual_English.pdf); 02.2023
- [110] https://www.ahlborn.com/de_DE/; eingesehen 02.2023
- [111] Ahlborn Mess- und Regelungstechnik GmbH; Datenblatt Messwerterfassungsanlagen ALMEMO 5690 (<https://www.ahlborn.com/download/pdfs/kap01/5690n.pdf>); 02.2023

- [112] Anders, R.; Master-Thesis, *Thermodynamische Modellierung einer Wärmepumpe mit integriertem Latentwärmespeicher und Konzept für die Erprobung*; Deutschland (Hochschule für angewandte Wissenschaften München); 2020
- [113] DIN EN 378-1; *Kälteanlagen und Wärmepumpen – Sicherheitstechnische und umweltrelevante Anforderungen – Teil 1: Grundlegende Anforderungen, Begriffe, Klassifikationen und Auswahlkriterien*, Deutsche Fassung EN 378-1:2016, 2018
- [114] DIN EN 378-3:2020-12; *Kälteanlagen und Wärmepumpen - Sicherheitstechnische und umweltrelevante Anforderungen - Teil 3: Aufstellungsort und Schutz von Personen*; Deutsche Fassung EN 378-3:2016+A1:2020
- [115] Bacharach inc.; Datenblatt Bacharach - MGS-450 (IP66) Gas Detektor, R32 (https://ss-usa.s3.amazonaws.com/c/308475912/media/166062ffdd2d810b181264111956797/MGS-450_Datasheet_4900-024-MC.pdf); 02.2023
- [116] Systemair GmbH; Datenblatt EX 140A-4 ATEX Radialvent. EX (<https://shop.systemair.com/de-DE/ex--140a--4--atex--radialvent--ex/p102492>); 02.2023