

Jannik Grimm

**Entwicklung, Realisierung und
messtechnische Bewertung eines
Energiespeichers für makroverkapselte
Phasenwechsellmaterialien (PCM)**

Bachelorarbeit eingereicht im Rahmen der Bachelorprüfung

im Studiengang Maschinenbau/Energie- und Anlagensysteme
am Department Maschinenbau und Produktion
der Fakultät Technik und Informatik
der Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg

in Zusammenarbeit mit:
Imtech Deutschland GmbH & Co. KG
Forschung und Entwicklung
Hammer Str. 32
22041 Hamburg

Erstprüfer/in: Prof. Dr.-Ing. Heike Frischgesell
Zweitprüfer/in: Dipl.-Ing. Peter Thiel

Abgabedatum: 31.08.2015

Zusammenfassung

Jannik Grimm

Thema der Bachelorthesis

Entwicklung, Realisierung und messtechnische Bewertung eines Energiespeichers für makroverkapselte Phasenwechselmaterialien (PCM)

Stichworte

Latente Energiespeicher, Wärmespeicherung, Phasenwechselmaterial (PCM), Paraffin, Makroverkapselung, Speicherkapazität, Energiespeicherdichte, Wirtschaftlichkeit

Kurzzusammenfassung

Im Rahmen dieser Bachelorarbeit wird ein Speicherprototyp für makroverkapselte Phasenwechselmaterialien entwickelt, realisiert und hinsichtlich seiner Speicherkapazität sowie der Energiespeicherdichte messtechnisch bewertet. Zudem wird eine mögliche Verbesserung der Be- und Entladezeiten untersucht. Die Kapazitätssteigerung gegenüber einem konventionellen Kaltwasserspeicher gleichen Volumens und gleicher Kapazität soll sowohl für den Speicherprototyp sowie für einen hochskalierten PCM-Speicher theoretisch beleuchtet werden. Abschließend soll eine Wirtschaftlichkeitsanalyse die praktische Umsetzbarkeit des entwickelten Speichers klären.

Title of the Thesis

Development, implementation and metrological evaluation of a thermal energy storage for macroencapsulated Phase Change Materials (PCM)

Keywords

Thermal energy storage, heat storage, Phase Change Material (PCM), paraffin, macroencapsulation, energy storage capacity, energy storage density, economic analysis

Abstract

The scope of this bachelor thesis is to develop and implement an energy storage prototype for macroencapsulated phase change materials and to evaluate it metrological for its energy storage capacity and density. Furthermore the evaluation of possible improvements of loading and unloading times will be done. Afterwards the capacity enhancement compared with a conventional cold water storage of the equivalent volume and capacity will be analyzed for the prototype and an upscaled PCM energy storage. A concluding economic analysis will assess the potential practicability of the developed phase change energy storage.

Inhaltsverzeichnis

Zusammenfassung	I
Abbildungsverzeichnis	IV
Tabellenverzeichnis	VI
Formelzeichen	VII
Abkürzungen und Indizes	IX
1 Einleitung	1
1.1 Motivation	1
1.2 Aufgabenstellung	2
2 Stand der Technik – latente thermische Energiespeicher	3
2.1 Überblick – thermische Energiespeicher	3
2.1.1 Speichertechnologien	3
2.1.2 Kosten	5
2.1.3 Einsatz thermischer Energiespeicher in Kälteversorgungssystemen	6
2.2 Thermodynamische Grundlagen	8
2.3 Grundlagen der Wärmeübertragung	9
2.3.1 Allgemeines	9
2.3.2 Wärmeleitung	11
2.3.3 Wärmedurchgang in Verbindung mit konvektivem Wärmeübergang	12
2.4 Funktionsweise latenter thermischer Energiespeicher	14
2.5 Phasenwechselmaterial (PCM)	16
2.5.1 Allgemeines	16
2.5.2 Problematische Eigenschaften von PCM	18
2.5.3 Paraffine	20
2.6 Konzepte von PCM-Speichern	21
2.6.1 PCM-Vollspeicher	22
2.6.2 Mikroverkapselung (PCS)	22
2.6.3 Makroverkapselung	23
3 Versuchsaufbau	26
3.1 Phasenwechselmaterial	26

3.2	Auswahl der Makroverkapselung	27
3.2.1	Makrokapselvarianten.....	28
3.2.2	Ergebnisse der Voruntersuchungen.....	30
3.3	Speicherprototyp	32
3.3.1	Speicherbehälter	34
3.3.2	Speicherpatrone	35
3.4	Mess- und Regelstation	38
3.4.1	Durchflussmessung	40
3.4.2	Temperaturmessung.....	41
3.5	Voruntersuchungen	42
3.5.1	Untersuchung der Strömungsverhältnisse im Speicher.....	42
3.5.2	Thermographische Untersuchung des Speichers	43
4	Versuchsdurchführung und Berechnungen	45
4.1	Berechnungsgrundlagen.....	45
4.2	Vorgehensweise bei der Leistungsmessung.....	48
4.3	Berechnungsfunktion der Transmissionswärmeströme.....	50
4.4	Auswertungstabelle	54
5	Auswertung	57
5.1	Leistungsangaben	57
5.2	Vergleich mit einem konventionellen Kaltwasserspeicher	62
5.3	Untersuchung der Be- und Entladezeiten	65
5.4	Übertragung der Ergebnisse auf einen Speicher mit anwendungstypischem Volumen	68
5.5	Wirtschaftlichkeitsbetrachtung	71
6	Fazit und Ausblick	76
	Literaturverzeichnis.....	XI
	Selbstständigkeitserklärung	XIV
	Anhang	XV

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2.1 - Übersicht über die Technologien thermischer Energiespeicher	4
Abbildung 2.2 - Schematische Darstellung eines Kälteversorgungssystem.....	6
Abbildung 2.3 - Abdeckung von Spitzenlasten durch Kältespeicher	7
Abbildung 2.4 - Wärmeübertragung durch eine mehrschichtige Wand [1].....	13
Abbildung 2.5 - Wärmeübertragung durch einen mehrschichtigen Hohlzylinder [1].....	13
Abbildung 2.6 - Gespeicherte Wärmemenge verschiedener PCM in Abhängigkeit ihrer Temperaturen	15
Abbildung 2.7 - Überblick über die Schmelztemperaturen und Schmelzenergien verschiedener PCM [1]	17
Abbildung 2.8 - Schematische Darstellung von Hysterese und Unterkühlung bei PCM.....	19
Abbildung 2.9 - Abhängigkeit der Schmelztemperatur von der Anzahl der Kohlenstoffatome bei Paraffinen	20
Abbildung 2.10 - Phase Change Slurry (PCS) [22].....	23
Abbildung 2.11 - Anordnungen von makroverkapselten PCM in Speichern.....	23
Abbildung 2.12 - Links: verschiedene Makrokapselvarianten [23], rechts: Kugelschüttung in einem PCM-Speicher [24].....	25
Abbildung 3.1 - Spez. Wärmekapazität als Funktion der Temperatur beim Aufheizen und Abkühlen des Parafol 16-97 [27].....	27
Abbildung 3.2 - Versuchsaufbau zum Testen der Makrokapseln.....	27
Abbildung 3.3 - Zur Verfügung stehende Aludosen. Oben: <i>Aludose flach</i> , unten: <i>Aludose hoch</i>	28
Abbildung 3.4 - Zur Verfügung stehende Wellrohrvarianten	29
Abbildung 3.5 - Verschlusskomponenten des Wellrohrs DN 20	30
Abbildung 3.6 - Vergleich der Ergebnisse für die Wellrohre DN 8 bis DN 20.....	31
Abbildung 3.7 - PCM-Speicherprototyp an der Mess- und Regelstation	32
Abbildung 3.8- Eckdaten des Speicherprototyps und der einzelnen Bauteile	33
Abbildung 3.9 - Links: Speicherbehälter mit Kugelhähnen und aufgetragener Rostschutzgrundierung, rechts: schematische Darstellung des Speicherprototyps	34
Abbildung 3.10 - Links: Speicherpatrone, rechts: Speicherpatrone mit Styrodurprofilen.....	35
Abbildung 3.11 - Links: Wellrohre mit Epoxidharzverschluss und eingelassener DN 8 Mutter, rechts: Verschlussarten beider Wellrohrenden.....	36
Abbildung 3.12 - Dichte Packung der Wellrohre	37
Abbildung 3.13 - Halterungsplatte zur Befestigung der Wellrohre	37
Abbildung 3.14 - Fließschema der Mess- und Regelstation	38
Abbildung 3.15 - Funktionsprinzip des magnetisch-induktiven Durchflussmessers [31]	40
Abbildung 3.16 - Mantelwiderstandsthermometer [32]	41

Abbildung 3.17 - Bildabfolge der Strömung des aufsteigenden Wassers durch das obere Halterungsblech.....	42
Abbildung 3.18 - Thermographieaufnahme des Speicherprototyps.....	44
Abbildung 4.1 - Temperatur- und Volumenstromverläufe	55
Abbildung 4.2 - Temperaturdifferenz- und Leistungsverlauf	55
Abbildung 4.3 - Hysterese des Parafol 16-97	56
Abbildung 5.1 - Temperaturverläufe der unteren Ecktemperatur von 15 °C eines vollständigen Be- und Entladezyklus bei einem Volumenstrom von 30 l/h	58
Abbildung 5.2 - Temperaturverläufe der unteren Ecktemperaturen 14 °C und 16 °C eines vollständigen Be- und Entladezyklus bei einem Volumenstrom von 30 l/h	58
Abbildung 5.3 - Hysterese des Parafol 16-97 bei einem Volumenstrom von 30 l/h und dem Temperatursprung 16 °C → 22 °C ($\Delta T_{R_Sp} = 5,14$ K)	59
Abbildung 5.4 - Kumulierte Leistungen der untersuchten Temperatursprünge mit der unteren Ecktemperatur von 15 °C bei einem Volumenstrom von 30 l/h.....	60
Abbildung 5.5 - Kumulierte Leistungen der untersuchten Temperatursprünge mit den unteren Ecktemperaturen von 14 °C und 16 °C bei einem Volumenstrom von 30 l/h.....	60
Abbildung 5.6 - Theoretische und gemessene Speicherkapazität in Abhängigkeit der untersuchten Temperaturdifferenzen ΔT_{R_Sp} und einem Volumenstrom von 30 l/h.....	62
Abbildung 5.7 - Vergleich der Speicherkapazitäten in Abhängigkeit der untersuchten Temperaturdifferenzen ΔT_{R_Sp} und einem Volumenstrom von 30 l/h.....	64
Abbildung 5.8 - Speicherdichte $c^*_{Sp,i}$ und Speicherfaktor $S_{Sp,PCM}$ in Abhängigkeit der untersuchten Temperaturdifferenzen ΔT_{R_Sp} und einem Volumenstrom von 30 l/h.....	64
Abbildung 5.9 - Leistungsverläufe der untersuchten Temperatursprünge mit der unteren Ecktemperatur von 15 °C bei einem Volumenstrom von 30 l/h.....	66
Abbildung 5.10 - Leistungsverläufe der untersuchten Temperatursprünge mit den unteren Ecktemperaturen von 14 °C und 16 °C bei einem Volumenstrom von 30 l/h.....	66
Abbildung 5.11 - Variation der Volumenströme bei konstantem Temperatursprung 16 °C → 22 °C	67
Abbildung 5.12 - Hochskalierung des Speicherprototypen auf den <i>5m³-PCM-Speicher</i>	69
Abbildung 5.13 - Links: KWP5000 [38], rechts: dichteste Packung von DN 20 Wellrohren im <i>5m³-PCM-Speicher</i> [39]	70
Abbildung 5.14 - Kostenaufstellung für den PCM-Speicherprototyp	73
Abbildung 5.15 - Kostenabschätzung für den <i>5m³-PCM-Speicher</i>	73

Tabellenverzeichnis

Tabelle 2.1 - Typische Anwendungsbereiche und deren Temperaturbereiche in der Kältetechnik	7
Tabelle 2.2 - Physikalische, technische und ökonomische Eigenschaften von PCM	17
Tabelle 2.3 - Summenformel und thermische Stoffdaten von Reinparaffinen	21
Tabelle 2.4 - Kriterien für Makroverkapselungen von PCM	24
Tabelle 3.1 - Spezifikationen von Parafol 16-97	26
Tabelle 3.2 - Spezifikationen der Aludosen	28
Tabelle 3.3 - Spezifikationen der Wellrohre DN 8, DN 12, DN 16 und DN 20	29
Tabelle 3.4 - Anteil des Parafol 16-97 am Speicher	33
Tabelle 3.5 - Technische Spezifikationen des IFM 5080 K Durchflussmessers mit einem FC 090 IMoCom-Messumformer [30]	40
Tabelle 3.6 - Technische Spezifikationen des Mantelwiderstandsthermometers [32]	41
Tabelle 4.1 - Gewicht und spez. Wärmekapazitäten der Speicherkomponenten [27, 34]	46
Tabelle 5.1 - Kumulierte Leistung und theoretische Speicherkapazität bei den untersuchten Temperaturdifferenzen ΔT_{R_Sp} und einem Volumenstrom von 30 l/h	61
Tabelle 5.2 - Speicherdichte $c^*_{Sp,PCM}$ und Speicherfaktor $S_{Sp,PCM}$ bei den untersuchten Temperaturdifferenzen ΔT_{R_Sp}	63
Tabelle 5.3 - Be- und Entladezeiten der untersuchten Temperatursprünge bei einem Volumenstrom von 30 l/h	65
Tabelle 5.4 - Verschiedene Volumenanteile des Parafol 16-97 im $5m^3$ -PCM-Speicher	71
Tabelle 5.5 - Wirtschaftlichkeitsbetrachtung des $5m^3$ -PCM-Speichers	75

Formelzeichen

A	Fläche	m^2
B	Flussdichte des Magnetfelds	T
c	Geschwindigkeit	m/s
c_p	Spezifische Wärmekapazität	$\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
c_{Sp}^*	Energiespeicherdichte	Wh/m^3
d	Durchmesser	m
D	Durchmesser	m
\dot{E}	Strahlungsleistung	W
g	Erdbeschleunigung	m/s^2
H	Enthalpie	J
h	Spezifische Enthalpie	J/kg
H	Höhe	m
I	Strom	A
k	Wärmedurchgangskoeffizient	$\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$
K	Gerätekonstante	-
L	Länge	m
m	Masse	Kg
\dot{m}	Massenstrom	kg/s
p	Druck	N/m^2
P_t	Technische Leistung	W
Q	Wärme	J
\dot{Q}	Wärmestrom bzw. Leistung	W
\dot{q}	Wärmestromdichte	W/m^2
Q_{Sp}	Speicherkapazität	Wh
R_0	Widerstand des Widerstandsthermometers bei 0 °C	Ω
R_ϑ	Elektrischer Widerstand des Widerstandsthermometers	Ω
s	Wanddicke	m
s	Abstand	m
S_{Sp}	Speicherfaktor	-
T	Temperatur	K
t	Zeit	s
U	Innere Energie	J
U	Spannung	V
$U_{Sp,max}$	Maximaler Ladezustand	Wh
$U_{Sp,min}$	Minimaler Ladezustand	Wh

V	Volumen	m^3
v	Fließgeschwindigkeit	m/s
\dot{V}	Volumenstrom	l/h
W	Arbeit	J
z	Höhenänderung	m
α_w	Wärmeübergangskoeffizient	$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$
Δ	Differenz	-
ε	Emissionsgrad	-
ϑ	Temperatur	$^{\circ}\text{C}$
λ	Wärmeleitfähigkeit	$\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$
ρ	Dichte	Kg/m^3
σ	Stefan-Boltzmann-Konstante	$\text{W}/(\text{m}^2 \text{K}^4)$

Abkürzungen und Indizes

1,2,n,i	Nummerierung von Zuständen, Durchmessern, Stoffeigenschaften
3D	dreidimensional
5m ³ KW	5m ³ -KW-Speicher
5m ³ PCM	5m ³ -PCM-Speicher
a	außen
ab	abgeführt
Arma	Armaflex
bel	beladen
Betr	Betrieb
BMWi	Bundesministerium für Wirtschaft und Energie
DN	Normdurchmesser
ent	entladen
f	Fluid
fest	fester Zustand
fl	flüssiger Zustand
ges	gesamt
Gew	Gewindestange
GS	Gewindestutzen
Halt	Halterungsblech
IMP	Isolated Measurement Pod
innen	innen-
KM	Kältemaschine
KW	Kaltwasser
KWP5000	5000 l Kaltwasserpufferspeicher
L	Luft
lat	latent
Lo	Loch
ls	Schmelz-
m	Mittelwert
Mantel	Mantelfläche
max	maximal
min	minimal
o	oben
Par16-97	Parafol 16-97
Patr	Speicherpatrone
PCM	Phase Change Material (zu Deutsch: Phasenwechselmaterial)

prim	Primärkreislauf
R	Rücklauf
sek	Sekundärkreislauf
sens	sensibel
Sp	Speicher
SpB	Speicherbehälter
Stirn	Stirnfläche
Styr	Styrodur
SW	Stahlwolle
Sys	System
theo	theoretisch
Trans	Transmission
U	Umgebung
u	unten
ÜM	Überwurfmutter
V	Vorlauf
VA	Edelstahl
Ver	Verlust
W	Wasser
w	Wand
zu	zugeführt
Zyl	Zylinder

1 Einleitung

Diese Bachelorarbeit befasst sich mit latenten Energiespeichern in Form von konventionellen Kaltwasserspeichern, die mit makroverkapselten Phasenwechselmaterialien (PCM) als 3D-Struktur gefüllt sind. Sie nutzen zusätzlich zur sensiblen auch die latente Form der Energiespeicherung. Dadurch wird bei gleichem Volumen des Speicherbehälters eine Steigerung der Speicherkapazität und somit auch der Energiespeicherdichte gegenüber reinen Kaltwasserspeichern erzielt.

Betrachtet wird dabei die Anwendung des PCM-Speichers im Kälteversorgungssystem und in der Klimatechnik. Der untersuchte Temperaturbereich der zu speichernden Energie liegt dadurch im Bereich der Raumtemperatur. Thermische Energiespeicher dienen hierbei der Kältebereitstellung zu Kühlzwecken und zum Ausgleich der zeitlichen Verschiebung zwischen Energiebereitstellung und Nutzung.

Erarbeitet wird diese Bachelorthesis im strömungs- und wärmetechnischen Labor der Abteilung Forschung und Entwicklung der Firma *Imtech Deutschland GmbH & Co. KG* in Hamburg im Rahmen eines vom *BMWi* geförderten Verbundprojektes mit dem Titel „Kompakte und wirtschaftliche Latentwärmespeicher für Kühlprozesse im Niedertemperaturbereich“. *Imtech Deutschland* mit Hauptsitz in Hamburg ist mit seinen ca. 4.000 Mitarbeiter führend in der Energie- und Gebäudetechnik in Deutschland und zudem marktführend in der Forschung und Entwicklung mit patentierten Lösungen und eigenem Labor.

1.1 Motivation

In Zeiten des Energiewandels, steigt die Bedeutung einer effizienten Energiespeicherung zunehmend an. Der Wandel hin zu erneuerbaren Energien verlangt einen Ausgleich der fluktuierenden Energiebereitstellung von Wind und Sonne. Um überschüssige Energie in Flautezeiten bereitstellen zu können, ist eine Energiespeicherung in der jeweils benötigten Form notwendig. Überschüssig erzeugter Strom aus Solar- und Windenergie kann dabei mit Hilfe von Lastmanagement über Power-to-Heat auch in Wärmespeichern gespeichert werden [1].

Die Erderwärmung sorgt zudem weltweit für einen erhöhten Bedarf an Kälte für industrielle Kühlprozesse und in der Gebäudeklimatisierung. So erlangt z.B. das Thema *Solare Gebäudekühlung* einen immer höheren Stellenwert. Vor allem in Asien existiert hierfür ein großer Wachstumsmarkt. Laut einer Studie der IEA (International Energy Agency) wird ein Marktwachstum für Solaranlagen zur Bereitstellung von Raumkälte und damit auch der für den Bedarf an thermischen Energiespeichern um den Faktor 10 bis 2050 prognostiziert [1]. Außerdem ermöglicht der Einsatz von Kältespeichern eine effiziente Nutzung regenerativer

Energien, die Wärme auf einem niedrigen Temperaturniveau bereitstellen (z.B. Geothermie oder freie Kühlung), für die Gebäudeklimatisierung.

Eine vielversprechende Technologie zur Kältespeicherung ist die latente Energiespeicherung. Gerade in der Gebäudeklimatisierung hat diese auf Grund der Reduktion des benötigten Bauraums gegenüber sensiblen Kältespeichern großes Potenzial. Bisher kommen latente Energiespeicher jedoch vor allem in Spezialanwendungen zum Einsatz und mit Ausnahme von Eisspeichern, weniger zur Speicherung großer Energiemengen integriert in Kälteversorgungssystemen. Das ist vor allem darauf zurück zu führen, dass sich die Technologie noch im Entwicklungsstadium befindet und somit hohe spez. Investitionskosten verursacht.

Die Makroverkapselung von PCM verspricht vor allem im Bereich der Nutzung bestehender Kälteversorgungsanlagen Vorteile gegenüber anderen Konzepten der latenten Energiespeicherung. So kann ein konventioneller Kaltwasserspeicher in einem bestehenden Kreislauf gegen einen PCM-Makrokapselspeicher, der mit Wasser als Wärmeträgerfluid durchströmt wird, ausgetauscht werden, ohne dass ein zusätzlicher separater Speicherkreislauf samt Wärmeübertrager installiert werden muss. Für Makrokapselspeicher gibt es jedoch noch keine ausgereifte Lösung, sodass zu diesem Thema alleine in Deutschland eine Vielzahl an Forschungsvorhaben laufen. Untersucht werden die Entwicklung einer effizienten Makroverkapselung sowie die optimale Einbringung der Makrokapseln in den Speicherbehälter, um maximal mögliche Energiespeicherdichten zu erreichen. Dabei bedarf es einer Optimierung zahlreicher Parameter der Makrokapsel wie z.B. Geometrie, Material, Größe und Stabilität. Zudem muss stets die Wirtschaftlichkeit der späteren Umsetzung berücksichtigt werden.

1.2 Aufgabenstellung

Ziel dieser Bachelorarbeit ist es, eine geeignete Makrokapselstruktur zu entwickeln und zu testen und im Anschluss in einem Speicherprototyp thermisch-physikalisch zu untersuchen. Durch die Verwendung von makroverkapselten Phasenwechselmaterialien in Kaltwasserspeichern kann deren spezifisch gespeicherte Energie je m^3 Speichervolumen gegenüber einem konventionellen Wasserspeicher deutlich erhöht werden. Dazu gilt es, ein Speicherkonzept zu entwickeln und zu realisieren, welches eine hohe Energiedichte, aber auch praxisgerechte Be- und Entladezyklen zulässt. Der entwickelte Speicherprototyp soll gebaut und in einem bereits vorhandenen Mess- und Regelungssystem hinsichtlich der thermischen Eigenschaften und der Realisierbarkeit geprüft werden. Im Falle einer erfolgreichen Entwicklung soll eine Wirtschaftlichkeitsanalyse durchgeführt werden, indem ein grober Kostenrahmen für den entwickelten Speicher ermittelt und ein Kostenvergleich mit einem konventionellen Wasserspeicher gleichen Volumens und gleicher Speicherkapazität erstellt wird.

2 Stand der Technik – latente thermische Energiespeicher

Dieser Abschnitt soll einen Überblick über den aktuellen Stand der Technik von latenten thermischen Energiespeichern geben. Dazu wird zunächst ein Vergleich der verschiedenen Speichertechnologien thermischer Energiespeicher angestellt. Anschließend sollen die Grundlagen zur Thermodynamik und Wärmeübertragung geschaffen werden, die zur Auslegung und Berechnung latenter Energiespeicher notwendig sind, bevor auf die Funktionsweise latenter Energiespeicher eingegangen wird. Abschließend wird der aktuelle Stand der Entwicklung verschiedener Konzepte von PCM-Speichern und vor allem der Makroverkapselung von PCM dargestellt.

2.1 Überblick – thermische Energiespeicher

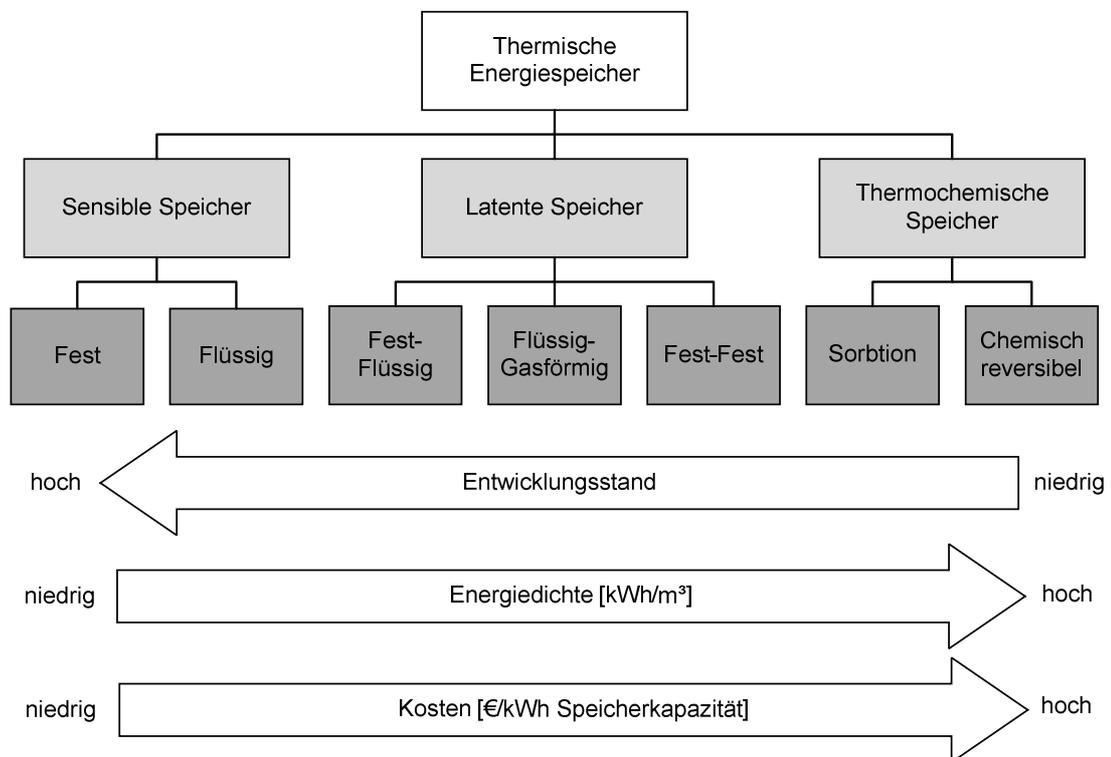
In thermischen Energiespeichern wird Wärme bzw. Kälte nach thermodynamischen Prinzipien gespeichert. Eine Einteilung zwischen Wärme- und Kältespeicherung geschieht anhand des Temperaturniveaus bei der die gespeicherte Energie in Bezug auf die Umgebungstemperatur vorliegt. Wärme- und Kältespeicher unterscheiden sich dabei in der anschaulichen Betrachtung ihrer Funktionsweisen. Bei der Speicherbeladung mit Energie nimmt der Wärmespeicher Wärme auf, wogegen der Kältespeicher bei diesem Vorgang Kälte abgibt. Von einer Speicherung von Wärme zu sprechen, ist aus thermodynamischer Sicht eigentlich nicht korrekt (vgl. Abschnitt 2.3), wird aber im Zusammenhang mit thermischen Energiespeichern üblicherweise so gehandhabt [1, 2].

2.1.1 Speichertechnologien

Innerhalb der thermischen Energiespeicherung gibt es drei unterschiedliche Speichertechnologien. Diese sind sensible Wärmespeicherung, latente Wärmespeicherung und thermochemische Wärmespeicherung. Abbildung 2.1 zeigt eine Übersicht über die verschiedenen Technologien [1].

Sensible Wärme wird auch als fühlbare Wärme bezeichnet. Die *sensible Wärmespeicherung* erfolgt also über die fühlbare Erwärmung oder Abkühlung des Speichermediums, eine Erhöhung des thermisch-kinetischen Anteils der inneren Energie. Die spezifische Wärmekapazität des Speichermediums bestimmt dabei die speicherbare Energiemenge des Speichers. Wasser ist ein sehr beliebtes Wärmespeichermedium zur sensiblen Wärmespeicherung, da es die höchste spezifische Wärmekapazität aller gängigen Speicherstoffe hat. Außerdem ist es sehr gut umweltverträglich, kostengünstig und weist eine hohe Verfügbarkeit auf. Pufferspeicher in der Heizungstechnik sind hierbei der typische Anwendungsbereich. Die Technologie der sensiblen Wärmespeicherung wird aber auch bei Langzeitspeichern angewandt. Hier werden neben Wasser auch Feststoffe wie Kies oder Eisenoxidsteine als Wärmespeicher-

medium verwendet. Im Vergleich der drei Technologien zur Wärmespeicherung weisen sensible Energiespeicher die niedrigsten Energiedichten auf, verfügen aber über die ausgereifteste Technik [1, 3, 4].



**Abbildung 2.1 - Übersicht über die Technologien thermischer Energiespeicher
(Quelle: Eigene Darstellung nach [1])**

Latente Wärme bezeichnet die Energie, die einem Medium zugeführt bzw. entzogen werden muss, um einen Phasenwechsel durchzuführen. Sie wird auch als versteckte Wärme bezeichnet, da dieser Vorgang isotherm, also ohne fühlbare Temperaturänderung des Speichers, abläuft. Hierbei wird der Phasenwechsel des Speichermediums ausgenutzt, um zusätzlich zur sensiblen Wärme auch latente Wärme zu speichern. Latente Wärmespeicher haben dadurch eine hohe Energiedichte und können vor allem bei kleinen Temperaturunterschieden mehr thermische Energie speichern als sensible Wärmespeicher vergleichbaren Volumens (vgl. Abschnitt 2.4). Das Speichermedium eines Latentwärmespeichers wird Phasenwechselmaterial (engl.: Phase Change Material = PCM) genannt. Dazu zählen zum Beispiel Paraffine oder Salzhydrate, aber auch Wasser wird aufgrund der hohen Schmelzenthalpie, geringen Kosten und der guten Umweltverträglichkeit in sogenannten Eisspeichern oft verwendet. Der größte Vorteil gegenüber den anderen Speichertechnologien ist, dass durch eine passende Auswahl des PCM, je nach Anwendung die gewünschte Phasenwechseltemperatur ausgewählt werden kann, bei der die Energie eingespeichert werden soll (vgl. Abschnitt 2.5) [1, 2, 3, 4].

Die *thermochemische Wärmespeicherung* bedient sich chemisch reversibler Reaktionen, um thermische Energie zu speichern. Hierbei werden durch Zuführung von Reaktions-

produkte voneinander getrennt, was eine Energiespeicherung über lange Zeit und ohne Speicherverluste erlaubt. Wird der Speicher entladen, wird die gespeicherte Energie durch eine exotherme Reaktion wieder freigegeben. Zu den thermochemischen Energiespeichern werden auch Sorptionsspeicher gezählt, obwohl diese nicht nach chemischen, sondern nach den physikalischen Prinzipien der Ab- und Adsorption funktionieren. Dabei wird durch Aufnahme- oder Anlagerungsvorgänge von Gasen in Flüssigkeiten oder an Feststoffen Wärme freigesetzt, die für den Umkehrvorgang, die Desorption, wieder zugeführt werden muss. Thermochemische Wärmespeicher finden in der Praxis bisher kaum Anwendung, da sie sich noch in der Grundlagenforschung befinden. Der größte Vorteil von thermochemischen Wärmespeichern ist die sehr hohe theoretische Speicherdichte. Die tatsächlichen Energiedichten und praktisch erreichbaren Ladegrade sind allerdings deutlich kleiner und liegen etwa im Bereich von sensiblen Wärmespeichern, wenn Volumina der zusätzlich erforderlichen Aggregate, wie z.B. Wärmeübertrager, Behälter für Kondensat und Verrohrung in die Betrachtung mit eingeschlossen werden [1, 2, 3].

2.1.2 Kosten

Ein entscheidender Faktor für die Auswahl und den Einsatz einer Speichertechnologie sind die Kosten (vgl. Abbildung 2.1). Bei thermischen Energiespeichern geschieht ein Vergleich über die spezifischen Investitionskosten. Dabei werden die Investitionskosten auf die Speicherkapazität bezogen. Ein alleiniger Vergleich der Kosten des Speichermaterials würde vernachlässigen, dass gerade bei latenten und thermochemischen Speichern die Kosten für Wärmeübertrager und Austauschflächen über denen des Speichermaterials liegen. Eine Aussage über die Wirtschaftlichkeit eines thermischen Speichers kann aber erst im Zusammenhang mit dem System in dem er eingesetzt wird und der gefahrenen Zyklenzahl pro Zeit, welche den Nutzungsgrad des Speichers beschreibt, eindeutig getroffen werden. Außerdem spielt bei einem Einsatz thermischer Energiespeicher in der Gebäudeklimatisierung der benötigte Bauraum und die damit verbundenen Kosten pro m² Nutzfläche eine entscheidende Rolle [1].

Sensible Speicher stellen die kostengünstigste Technologie, thermische Energie zu speichern, dar. Das Speichermaterial (Wasser, Steine, Erdreich) ist sehr günstig und weist eine hohe Verfügbarkeit auf. Behälter und Isolationsmaterial sind ein verhältnismäßig großer Kostenfaktor. Die Kosten liegen für saisonale Wärmespeicher mit Volumina von 5.000 m³ bis 10.000 m³ in einem Bereich von 0,5 €/kWh bis 3 €/kWh [1].

Latente Speicher weisen deutlich höhere Kosten als sensible Speicher auf. Vor allem die Speichermaterialien (PCM) und die aufwendigere Konstruktion (Verkapselung von PCM usw.) treiben die Kosten in die Höhe. Der aktuelle Forschungsstand latenter Speicher, mit Ausnahme von Eisspeichern, liegt hinter dem der sensiblen Speicher zurück. Als Folge ist

eine geringe Marktdurchdringung von latenten Energiespeichern zu beobachten. Je nach Kundenwunsch müssen häufig individuelle Speicher angefertigt werden. Die Kosten für Eisspeicher liegen im Bereich der sensiblen Speicher. Bei den übrigen PCM-Speichern liegen die Kosten bei 10 €/kWh bis 50 €/kWh, können aber auch deutlich höher sein [1].

Thermochemische Speicherung von Energie ist die teuerste der drei Technologien. Die Preise für die Speichermaterialien liegen im Bereich der latenten Speicher, jedoch ist die zusätzliche Bearbeitung der Stoffe komplex und teuer. Reaktoren für den Stoff- und Wärmeübergang und zusätzliche Peripherie für den Betrieb (z.B. Kondensator, Befeuchter) sorgen außerdem für hohe Kosten. Diese liegen für thermochemische Speicher im Bereich von 8 €/kWh bis 100 €/kWh [1].

2.1.3 Einsatz thermischer Energiespeicher in Kälteversorgungssystemen

Die Kälteversorgung hat die Aufgabe der Kühlung auf der Verbraucherseite. Kälteversorgungssysteme durchlaufen dabei typischerweise die Prozessschritte der Erzeugung bzw. Bereitstellung durch Nutzung von Kältequellen, Speicherung, Transport, Verteilung, Übertragung und Anwendung. Die Systemtemperatur liegt dabei unter der Temperatur der zu kühlenden Verbraucherseite. So kann der Wärmetransport in Richtung der Kälteerzeugung erfolgen (vgl. Abbildung 2.2) [2].

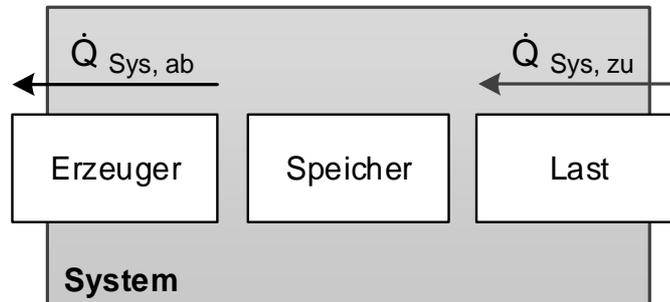


Abbildung 2.2 - Schematische Darstellung eines Kälteversorgungssystems
(Quelle: Eigene Darstellung nach [2])

Grundsätzlich ermöglicht ein Speicher die Energieerzeugung bzw. den Energieanfall vom Energiebedarf zu entkoppeln, da thermische Leistungen zeitlich versetzt aufgenommen oder abgegeben werden können. Eine weitere Aufgabe von Kältespeichern in Systemen mit hohen Sicherheitsanforderungen kann das Vorhalten einer Notreserve sein, um z.B. hohe Produktionsausfallkosten zu vermeiden [2].

Kälteversorgung findet in vielen Bereichen Anwendung und kann dort verschiedene Ziele verfolgen. Die Kältetechnik ist dabei eine Schlüsseltechnologie, da sie günstige oder sogar notwendige Bedingungen bei Produktionsprozessen, Spezialanwendungen und im alltäglichen Leben bereitstellt. Tabelle 2.1 zeigt typische Anwendungsbereiche und die dazugehörigen Temperaturbereiche der Kältetechnik [2].

Tabelle 2.1 - Typische Anwendungsbereiche und deren Temperaturbereiche in der Kältetechnik
(Quelle: eigene Darstellung nach [2])

Bereich	Temperaturbereich	Typische Anwendungsbereiche
Höhere Temperaturen	-5 °C bis 60 °C	Klimatisierung, Trocknung, Wärmepumpen
Mittlere Temperaturen	-50 °C bis -5 °C	Gefrier- und Lebensmitteltechnik
Tieftemperaturen I	-90 °C bis -40 °C	Verfahrenstechnik, Prüfwesen
Tieftemperaturen II	-120 °C bis -80 °C	Verfahrenstechnik, chemische und mechanische Technologien
Tiefsttemperaturen	< -100 °C	Gasverflüssigung, Kryotechnik, Supraleitung, Raumfahrt

In einem Kälteversorgungssystem werden vor allem Kurzzeitspeicher eingesetzt, denen die Aufgabe zukommt, Leistungen auf Erzeuger- bzw. Quellenseite und Lasten auf Verbraucher- bzw. Bedarfsseite auszugleichen. So kommt es in Kälteversorgungssystemen zur Klimatisierung oft zu starken Schwankungen des Kältebedarfs. Die Differenzen zwischen der Kältemaschinenleistung und der zyklischen Last kann ein Kältespeicher ausgleichen. Ein typisches Beispiel ist der Tag-Nacht-Zyklus. Nachts bzw. zu Zeiten, in denen ein Leistungsüberschuss bereitsteht, wird der Speicher beladen. Tagsüber bzw. zu Spitzenlastzeiten wird der Speicher entladen und unterstützt die Kältemaschine bei der Bedarfsabdeckung [2].

Für den Einsatz von Speichern zum Lastausgleich in Kälteversorgungssystem gibt es zwei grundsätzliche Betriebsweisen. Bei der *Speicher-Teillastabdeckung* übernehmen Speicher und Kältemaschine gemeinsam die Versorgung der Spitzenlastzeit (vgl. Abbildung 2.3). Weiter wird hier unterschieden zwischen dem Lastausgleich und der Bedarfsbegrenzung. Beim *Lastausgleich* fährt die Kältemaschine zur Spitzenlastzeit auf Volllast mit konstanter Kälteleistung und der Speicher übernimmt die Deckung des Spitzenlastbereichs mit einer variablen Leistung. Bei der *Bedarfsbegrenzung* arbeitet die Kältemaschine zur Spitzenlastzeit mit reduzierter Leistung. Der Speicher stellt dann die restliche benötigte Leistung zur Verfügung. Die zweite Betriebsweise ist die *Speicher-Volllastabdeckung*, bei der der Speicher in der Spitzenlastzeit die komplette Versorgung übernimmt [2].

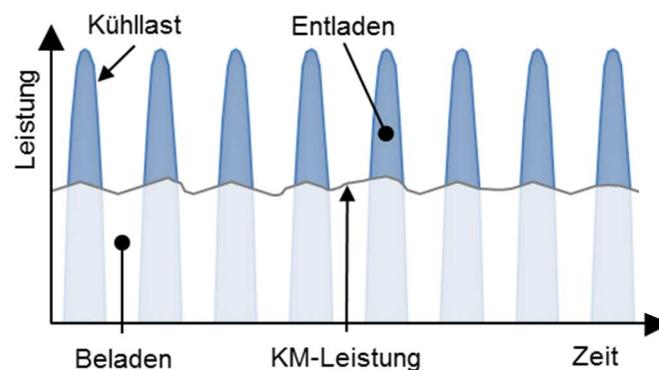


Abbildung 2.3 - Abdeckung von Spitzenlasten durch Kältespeicher
(Quelle: Eigene Darstellung nach [2])

2.2 Thermodynamische Grundlagen

Die Thermodynamik beschreibt und untersucht Energiewandlungsprozesse. Dabei analysiert sie die verschiedenen Energieerscheinungsformen und deren Zusammenhänge in Energiebilanzgleichungen und bildet die Grundlage aller Vorgänge in thermischen Energiespeichern.

Bei einer thermodynamischen Untersuchung von Objekten, werden diese als *thermodynamisches System* betrachtet. Das thermodynamische System ist von einer Systemgrenze umschlossen und wird in drei verschiedene Arten unterschieden. Beim *abgeschlossenen System* findet kein Austausch von Wärme Q , Masse m oder Arbeit W statt. Es ist also materie- und energieundurchlässig, wodurch keine Wechselwirkung zwischen System und Umgebung stattfindet. Das *geschlossene System* lässt den Transport von Energie in Form von Wärme und Arbeit über die Systemgrenze zu. Masse kann aber nicht über die Systemgrenze treten. Beim *offenen System* kann sowohl Energie in Form von Wärme und Arbeit als auch Masse die Systemgrenze überschreiten [5, 6].

Befindet sich ein thermodynamisches System im Gleichgewicht, verändern sich seine Zustandsgrößen (Temperatur T , Druck p , Volumen V , Masse m usw.) ohne äußere Einwirkungen nicht. Das *thermodynamische Gleichgewicht* besteht also dann, wenn ein oder mehrere Systeme sich mechanisch, thermisch und chemisch im Gleichgewichtszustand befinden. Durch äußere Einwirkungen auf das System im Gleichgewicht kann ein *Prozess*, also eine Änderung des Systemzustandes bewirkt werden. *Prozessgrößen* treten dabei über die Systemgrenze und führen zu einer Änderung der Zustandsgrößen. Hierzu gehören unter anderem Wärme und Arbeit. Das Ergebnis des Prozesses wird *Zustandsänderung* genannt. Ein Prozess verläuft *reversibel*, wenn das System und seine Umgebung ohne bleibende Veränderungen wieder auf den Ausgangszustand zurückführbar sind. Ist dies nicht der Fall, handelt es sich um einen *irreversiblen* Prozess. Die Zustandsänderung eines Systems führt zu einer Veränderung seiner Energie. Diese wird durch die Hauptsätze der Thermodynamik beschrieben [7, 8, 9].

Der *erste Hauptsatz der Thermodynamik* beschreibt das Prinzip der Energieerhaltung. Demnach kann Energie weder erzeugt noch vernichtet werden. In einem ruhenden *geschlossenen System* erfolgt eine Veränderung der inneren Energie U nur durch Transport in Form von Wärme oder Arbeit über die Systemgrenze. Für ruhende geschlossene Systeme lautet der 1. Hauptsatz somit

$$U_2 - U_1 = Q_{12} + W_{12} \quad (1)$$

wobei Q_{12} die übertragene Wärme und W_{12} die gesamte zugeführte mechanische Arbeit darstellen. In *offenen Systemen* findet zusätzlich ein stoffgebundener Energieaustausch durch den über die Systemgrenze tretenden Massenstrom statt. Unter der Annahme, dass nur ein

Stoffstrom über die Systemgrenze fließt, lautet der 1. Hauptsatz für das offene System im stationären Fall, auch stationärer Fließprozess genannt,

$$\dot{Q}_{12} + P_{t12} = \dot{m} \left[h_2 - h_1 + \frac{1}{2} (c_2^2 - c_1^2) + g(z_2 - z_1) \right]. \quad (2)$$

Kann die Geschwindigkeit c des Stoffstroms als konstant angenommen und die Höhenänderung z vernachlässigt werden und wird über die Systemgrenze keine technische Leistung zu- oder abgeführt, gilt für den Wärmestrom bzw. die Leistung des Systems:

$$\dot{Q}_{12} = \dot{m}[h_2 - h_1] \quad (3)$$

Die Enthalpie h ist eine intensive Zustandsgröße, die von Druck und Temperatur abhängig ist.

$$h = h(T, p) \quad (4)$$

Dieser Zusammenhang wird auch kalorische Zustandsgleichung genannt und ergibt, ausgedrückt als vollständiges Differenzial,

$$dh = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p dT + \left(\frac{\partial h}{\partial p} \right)_T dp. \quad (5)$$

Herrscht im betrachteten System ein konstanter Druck d.h. $dp = 0$, folgt mit der Definition der spezifischen Wärmekapazität bei konstantem Druck $c_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p$ für die Enthalpieänderung

$$dh = c_p dT \quad (6)$$

und somit für den Wärmestrom mit der Einheit W/s [5, 7, 10]

$$\dot{Q}_{12} = \dot{m} c_p (T_2 - T_1). \quad (7)$$

2.3 Grundlagen der Wärmeübertragung

„Die Wärmeübertragung ist ein Teilgebiet der Wärmelehre. Sie beschreibt die Gesetzmäßigkeiten, nach denen der Transport von Wärme zwischen Systemen unterschiedlicher Temperatur erfolgt“ [1, S. 1]. Die Kenntnis der Wärmeübertragung ist Voraussetzung für das Verständnis und die Berechnung der Vorgänge in thermischen Energiespeichern. Im Folgenden sollen die dafür benötigten Grundlagen der Wärmeübertragung erarbeitet werden.

2.3.1 Allgemeines

Nach dem 1. Hauptsatz der Thermodynamik wird die Energie eines abgeschlossenen Systems durch Zufuhr von Wärme und Arbeit geändert (vgl. Abschnitt 2.2). Wärme ist somit eine Energietransportform über eine thermodynamische Systemgrenze. Das bedeutet, dass mit

der Wärmeübertragung nicht die Wärme, sondern die Energie in einem System erhöht wird [12].

Der 2. Hauptsatz der Thermodynamik besagt, dass Wärme immer in Richtung fallender thermodynamischer Temperatur über eine Systemgrenze fließt. Wärmeübertragung ist ein irreversibler entropiebehafteter Prozess, dessen Wärmestrom vom treibenden Temperaturgefälle zwischen dem System und seiner Umgebung abhängt. Dabei geschieht die Wärmeübertragung allein auf Grund des Temperaturgradienten ohne zusätzliche Arbeitsleistung. Bei einem thermischen Gleichgewicht oder adiabaten System gibt es keinen Wärmefluss [10, 12, 13].

Die Wärmeübertragung wird in drei Arten unterschieden. In Festkörpern und ruhenden Fluiden geschieht der innere Wärmetransport stoffgebunden durch *Wärmeleitung*. In bewegten Fluiden und Gasen tritt neben der Wärmeleitung der ebenfalls stoffgebundene *konvektive Wärmeübergang* auf, bei emittierenden Fluiden oder Körpern die nicht stoffgebundene *Wärmestrahlung* [12, 14].

Die Berechnung der Wärmeübertragung durch *Kontakt*, also durch Wärmeleitung und Konvektion, geschieht auf Grundlage des Grundgesetzes der Wärmeleitung nach *Fourier*.

$$\dot{q} = -\lambda \frac{\partial \vartheta}{\partial n} \quad (8)$$

Dabei gibt die *Wärmestromdichte* \dot{q} mit der Einheit W/m^2 an, welcher lokale Wärmestrom pro Flächeneinheit übertragen wird. Der Normalenvektor n zeigt an, dass die Wärmestromdichte senkrecht zur Durchtrittsfläche steht. Die *Wärmeleitfähigkeit* λ mit der Einheit $W/(m \text{ K})$ ist eine der wichtigsten Materialeigenschaften der Wärmeübertragung und hängt von Druck und Temperatur ab.

$$\lambda = \lambda(T, p) \quad (9)$$

Allerdings ist die Druckabhängigkeit nur bei Fluiden relevant und die Temperaturabhängigkeit bei den meisten Materialien nur schwach ausgeprägt, sodass diese meistens vernachlässigt werden kann [12, 15].

Die *Wärmestrahlung* beschreibt den Austausch von Energie durch elektromagnetische Strahlung nach dem *Stefan-Boltzmann-Gesetz*.

$$\dot{E} = \varepsilon \sigma T^4 \quad (10)$$

Die emittierte flächenbezogene Strahlungsleistung \dot{E} mit der Einheit W setzt sich zusammen aus dem Emissionsgrad ε , der absoluten Temperatur T der Oberfläche und der empirisch ermittelten *Stefan-Boltzmann-Konstanten* σ . Die Energie wird dabei zwischen Objekten oder

strahlungsaktiven Fluiden mit unterschiedlicher Temperatur ausgetauscht. Im Gegensatz zur Wärmeleitung, die einen Stoff als Träger der inneren Energie benötigt, tritt Wärmestrahlung auch im Vakuum auf [13, 15].

2.3.2 Wärmeleitung

Die *Wärmeleitung* beruht auf einem leitungsbasierten Energietransport zwischen benachbarten Molekülen. Der Transport von Energie geschieht in einem ruhenden Festkörper oder Fluid in Richtung abnehmender Temperatur, gekennzeichnet durch das negative Vorzeichen der Wärmestromdichte im Gesetz nach Fourier. Die Wärmeübertragung ist dabei nur von der molekularen Wärmeleitfähigkeit λ des Festkörpers oder Fluid und der treibenden Temperaturdifferenz abhängig (vgl. Gleichung (8)) [12, 14, 15].

Die Temperaturen im Körper ändern sich mit dem Ort und der Zeit, sodass der Temperaturgradient einen zeitlich veränderlichen Wärmestrom zur Folge hat. Es wird von *instationärer Wärmeleitung* gesprochen. Durch Aufnahme oder Abgabe des Wärmestroms erwärmt sich der Körper oder kühlt sich ab. Es findet ein Temperaturngleich statt. Der Energietransport im Material wird durch das orts- und zeitabhängige Vektorfeld der Wärmestromdichte

$$\dot{q} = \dot{q}(x, t) \quad (11)$$

und das Temperaturfeld der örtlich und zeitlich veränderlichen Temperaturen

$$\vartheta = \vartheta(x, t) \quad (12)$$

beschrieben. Das Grundgesetz der Wärmeleitung nach Fourier (vgl. Gleichung (8)) stellt eine Proportionalität zwischen dem Temperaturgradienten und der Wärmestromdichte her. Demzufolge ist der Wärmestrom $d\dot{Q}$ im Material durch ein beliebig orientiertes Flächenelement dA [12]:

$$d\dot{Q} = -\lambda \frac{\partial \vartheta}{\partial n} dA. \quad (13)$$

Der Anwendungsfall der *stationären Wärmeleitung* setzt an jedem Ort zeitlich konstante Temperaturen voraus. Dazu bedarf es eines zeitlich konstanten Wärmestroms durch eine ruhende Schicht, z.B. eine ebene Wand. Der Wärmestrom fließt dabei in geometrisch eindimensionaler Richtung senkrecht zur Oberfläche des betrachteten Körpers. Mit dem linearen Ansatz des *Fourier'schen* Grundgesetzes kann der übertragene Wärmestrom bei stationärer eindimensionaler Wärmeleitung beschrieben werden als

$$\dot{Q} = \frac{\lambda}{s} A (\vartheta_1 - \vartheta_2) \quad (14)$$

wobei der Wärmestrom \dot{Q} direkt proportional zur Wärmeleitfähigkeit λ , zur Durchtrittsfläche A und zum Differenz der Temperaturen ϑ_1 und ϑ_2 auf beiden Seiten der Wand ist. Die Wärmeleitfähigkeit bezogen auf die Wanddicke s bildet den Wärmeübergangskoeffizienten der Wand α_w [11, 14, 15]:

$$\alpha_w = \frac{\lambda}{s} \quad (15)$$

2.3.3 Wärmedurchgang in Verbindung mit konvektivem Wärmeübergang

In einem strömenden Fluid ist der Wärmestrom durch Konvektion, zusätzlich zur Wärmeleitung, auch an den Transport durch Stoffteilchen gebunden. Findet ein Wärmetransport von einem Fluid an die Oberfläche eines festen Körpers oder umgekehrt statt, wird von konvektivem Wärmeübergang gesprochen. Dabei wird zwischen freier und erzwungener Konvektion unterschieden. *Freie Konvektion* bezeichnet das Auftreten einer freien Strömung verursacht durch einen natürlichen Auftrieb, als Folge von Dichteunterschiede durch Temperaturunterschiede bei der Wärmeübertragung. Wird die Strömung im Fluid durch eine aufgeprägte Druckdifferenz durch Ventilatoren oder Pumpen erzeugt, handelt es sich um *erzwungene Konvektion* [12, 14, 15].

Der Wärmestrom beim Übergang von einem Fluid an einen festen Körper wird durch das *Newton'sche Wärmeübergangsgesetz* beschrieben

$$\dot{Q} = \alpha_f A (\vartheta_w - \vartheta_f), \quad (16)$$

wobei A die Fläche des Wärmeübergangs, ϑ_w die Wandtemperatur und ϑ_f die Temperatur des Fluid ist. Der *Wärmeübergangskoeffizient* α_f des Fluids an die Wand ist von den Stoffwerten, der Geometrie der Wärmeübergangsfläche und dem Strömungs- und Temperaturprofil des Fluids abhängig [14].

In technischen Anwendungen (z.B. Wärmeübertrager) tritt meistens eine direkte Kombination von konvektivem Wärmeübergang und Wärmedurchgang auf. Bei der Betrachtung einer ein- oder mehrschichtigen Wand (vgl. Abbildung 2.4), die an beiden Seiten mit Fluiden unterschiedlicher Temperaturen in Kontakt steht, kann der Wärmestrom von Fluid 1 zu Fluid 2 direkt bestimmt werden.

$$\dot{Q} = kA(\vartheta_{f1} - \vartheta_{f2}) \quad (17)$$

Der Wärmedurchgangskoeffizient k ermöglicht eine Zusammenfassung der Wärmeübergangskoeffizienten von Fluid 1 an die Wand α_{f1} , der Wärmeleitung durch die Wandschichten $\alpha_{w,i}$ und von der Wand zum Fluid 2 α_{f2} . Die Berechnung erfolgt über die Kehrwerte der angegebenen Größen [10, 11]:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_{f1}} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{\alpha_{w,i}} + \frac{1}{\alpha_{f12}} \quad (18)$$

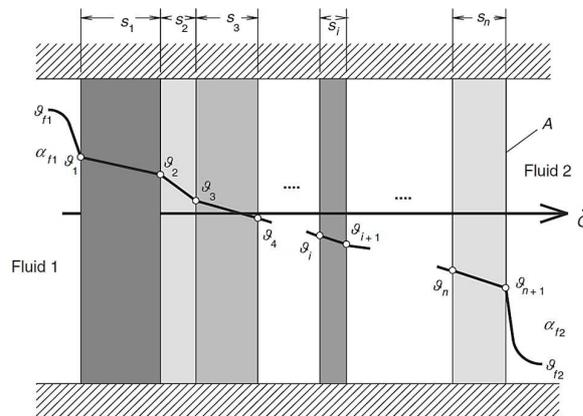


Abbildung 2.4 - Wärmeübertragung durch eine mehrschichtige Wand [1]

Im Gegensatz zur flachen Wand sind bei einem ein- oder mehrschichtigen Hohlzylinder (z.B. Wärmeübertragerrohre) die Querschnittsflächen zur Wärmeübertragung nicht konstant, sondern eine Funktion des Radius. Somit verändert sich für den konstanten übertragenen Wärmestrom mit der Veränderung der Querschnittsflächen auch die Wärmestromdichte. Berücksichtigt wird dieser Umstand in der Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten der einzelnen Schichten. Zur Berechnung des Wärmestroms wird dieser üblicherweise auf die Außenfläche A_a des Hohlzylinders bezogen.

$$\dot{Q} = k A_a (\vartheta_{f1} - \vartheta_{f2}) \quad (19)$$

Auch die Berechnung der Wärmedurchgangszahl erfolgt in Bezug auf die äußere Austauschfläche und somit auf den Außendurchmesser d_{n+1} [10, 11].

$$\frac{1}{k} = \frac{d_{n+1}}{d_1} \cdot \frac{1}{\alpha_{f1}} + \sum_{i=1}^n \frac{d_{n+1}}{2\lambda_i} \cdot \ln\left(\frac{d_{i+1}}{d_i}\right) + \frac{1}{\alpha_{f2}} \quad (20)$$

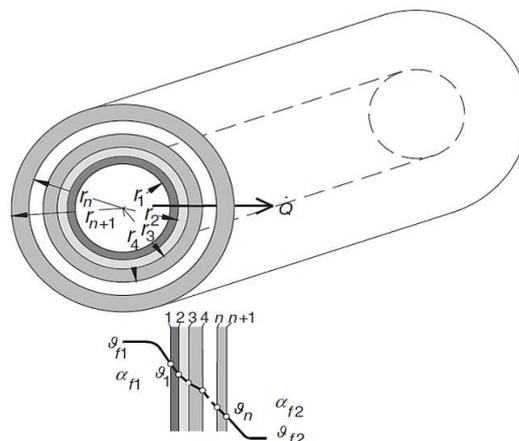


Abbildung 2.5 - Wärmeübertragung durch einen mehrschichtigen Hohlzylinder [1]

2.4 Funktionsweise latenter thermischer Energiespeicher

Die Speicherung von Energie in einem latenten Energiespeicher setzt sich aus der Speicherung latenter Wärme im Phasenwechsel des Phasenwechselmaterials (PCM), sowie der Speicherung sensibler Wärme zusammen. Latente Energiespeicher werden auch PCM-Speicher genannt [1].

Bei *sensibler Wärmespeicherung* nimmt die innere Energie des Speichermediums durch eine Temperaturerhöhung im Speicher zu. Die sensibel gespeicherte Wärme berechnet sich folglich durch:

$$Q_{sens} = \int_{T_1}^{T_2} m_{Sp} c_p dT \quad (21)$$

Bei *latenter Wärmespeicherung* findet die Änderung der inneren Energie u bzw. Enthalpie h während des Phasenwechsels bei konstanter Phasenwechseltemperatur statt. Für die Änderung des Aggregatzustandes wird die Phasenwechselenthalpie aufgebracht bzw. freigesetzt. Der in latenten thermischen Energiespeichern vorwiegend verwendete Phasenwechsel fest-flüssig (vgl. Abschnitt 2.5.1) nutzt die Änderung der *Schmelzenthalpie* Δh_{ls} zwischen dem festen Zustand h_{fest} und dem flüssigen Zustand h_{fl} :

$$\Delta h_{ls} = h_{fl} - h_{fest} \quad (22)$$

Die Phasenwechselenthalpie beim Phasenübergang flüssig-gasförmig ist zwar höher, jedoch sind die großen Volumenänderungen und die damit einhergehenden großen Drücke bei der technischen Umsetzung eines Speichers schwer beherrschbar. Der Phasenwechsel fest-flüssig hat dagegen nur eine Volumenänderung von ca. 10 %, verfügt aber ebenfalls über eine ausreichend hohe Phasenwechselenthalpie [1, 2, 3, 4, 16].

Da der Phasenwechsel isotherm verläuft, wird die Änderung des latenten Anteils der inneren Energie des Speichers beschrieben durch:

$$\Delta U_{Sp} = m_{Sp} \cdot \Delta h_{ls} = \Delta H_{ls} \quad (23)$$

Die Berechnung der gesamten gespeicherten Wärme Q_{Lat} eines latenten Energiespeichers, der ausschließlich Phasenwechselmaterial beinhaltet, erfolgt durch:

$$Q_{lat} = \int_{T_1}^{T_2} m_{Sp} c_p dT + \Delta H_{ls} \quad (24)$$

Um die exakte gespeicherte Energie des latenten Energiespeichers $Q_{lat,exakt}$ zu ermitteln, müssen die sensiblen Energiemengen vor und nach dem Phasenübergang unterschieden werden, da sich Dichte ρ und spezifische Wärmekapazität c_p des Speicherstoffes mit dem Wechsel des Aggregatzustandes ändern.

$$Q_{lat,exakt} = V_{Sp} \cdot (\rho c)_{p,fl} \cdot \Delta T_{Sp,fl} + m_{Sp} \cdot \Delta h_{ls} + V_{Sp} \cdot (\rho c)_{p,fest} \cdot \Delta T_{fest} \quad (25)$$

Dabei stellt der mit *fl* gekennzeichnete Term den sensiblen Energieanteil der flüssigen Phase und der mit *fest* gekennzeichnete Term den Anteil der festen Phase bei Temperaturänderung dar [1, 2].

Ein Vergleich der speicherbaren Wärmemengen von sensiblen (vgl. Gleichung (21)) und latenten Speichern (vgl. Gleichung (24)) zeigt, dass der latente thermische Energiespeicher bei kleinen Temperaturdifferenzen mehr Wärme speichern kann als ein sensibler Energiespeicher. Q_{Lat} ist gegenüber Q_{sens} um die Schmelzenthalpie ΔH_{ls} erhöht. Je kleiner der von dT abhängige sensible Anteil ist, desto größer ist der Vorteil des latenten Energiespeichers [1, 2].

$$Q_{lat} = \int_{T_1}^{T_2} m_{Sp} c_p dT + \Delta H_{ls} > Q_{sens} = \int_{T_1}^{T_2} m_{Sp} c_p dT$$

Den Zusammenhang zwischen der eingespeicherten Wärme und der Temperatur des Speichermediums, bei der die Energie eingespeichert wird, macht Abbildung 2.6 schematisch deutlich. Verglichen werden Wasser und zwei PCM mit unterschiedlichen Schmelzpunkten oberhalb der Schmelztemperatur von Wasser. Die Steigung der Geraden stellt die spezifischen Wärmekapazitäten ausgehend von konstanter Speichermasse dar (vgl. Gleichung (7)) [1].

Abbildung 2.6 - Gespeicherte Wärmemenge verschiedener PCM in Abhängigkeit ihrer Temperaturen (Quelle: Eigene Darstellung nach [1])

Zu erkennen ist ein idealisiert dargestellter Phasenwechsel der PCM, der isotherm, also bei konstanter Schmelztemperatur, abläuft. Außerdem wird erneut deutlich, dass ein sinnvoller Einsatz eines PCM-Speichers bei kleinen Temperaturdifferenzen, die den Schmelzpunkt des PCM einschließen, stattfindet. Das ist vor allem dann der Fall, wenn das PCM nur eine geringe Schmelzenthalpie und geringe spezifische Wärmekapazität aufweist, die unterhalb der des Wassers liegt. Das Wasser gleicht sonst durch seine hohe spezifische Wärmekapazität bei zu großen Temperaturdifferenzen die durch die Schmelzenthalpie zusätzlich eingespeicherte Energie des PCM wieder aus. Die materialbezogene Speicherdichte des latenten Wärmespeichers ist also vor allem bei kleinen Temperaturdifferenzen größer als bei sensiblen Wärmespeichern, da sensible Speichermedien hier nur geringe Wärmemengen pro Volumeneinheit speichern können. Aufgrund dieser Eigenschaft sind latente Energiespeicher sehr gut geeignet für die Anwendung in der Klimatechnik. So wird in der Gebäudekühlung üblicherweise mit Systemen gearbeitet, die Temperaturdifferenzen im Bereich von 6 K ausnutzen. Durch die große Auswahl an verfügbaren Phasenwechselmaterialien mit unterschiedlichen Schmelztemperaturen ist es möglich, den latenten thermischen Energiespeicher ideal an das System, in das er integriert wird, anzupassen [1, 2, 3, 17].

2.5 Phasenwechselmaterial (PCM)

In den folgenden Abschnitten werden die grundlegenden Eigenschaften von Phasenwechselmaterialien und die mit den Eigenschaften einhergehenden Schwierigkeiten dargestellt. Abschließen wird Paraffin als PCM eingehend behandelt, da im entwickelten Speicherprototyp Paraffin als PCM eingesetzt wird.

2.5.1 Allgemeines

Als Phasenwechselmaterial wird ein Material bezeichnet, das „in einem definierten Temperaturbereich reproduzierbar einen weitgehend druckunabhängigen Phasenübergang ohne signifikante Volumenänderung vollzieht, der wärmetechnisch nutzbar ist“ [2, S. 3]. Interessant sind dabei besonders solche Materialien, die über eine hohe Phasenwechselenthalpie verfügen. Das entscheidende Kriterium bei der Auswahl des geeigneten PCM ist aber die zur Anwendung passende Phasenwechseltemperatur. Außerdem gibt es weitere wichtige physikalische, technische und ökonomische Eignungskriterien für Phasenwechselmaterialien. In Tabelle 2.2 sind die Eigenschaften dargestellt, die bei der Auswahl des geeigneten Speichermediums gegeneinander abgewogen werden müssen [1, 4].

Tabelle 2.2 - Physikalische, technische und ökonomische Eigenschaften von PCM
(Quelle: Eigene Darstellung nach [1, 4])

Physikalische Kriterien	Technische Kriterien	Ökonomische Kriterien
<ul style="list-style-type: none"> • Geeignete Schmelztemperatur • Hohe Phasenwechselenthalpie • Gute Wärmeleitfähigkeit • Hohe spezifische Wärmekapazität • Hohe Dichte bzw. hohes volumenbezogenes Speichervermögen • Reproduzierbarer Phasenübergang • Beherrschbare Unterkühlung 	<ul style="list-style-type: none"> • Zyklenstabilität • Physikalische und chemische Stabilität • Geringer Dampfdruck • Beherrschbare Volumenänderung • geringe Korrosivität gegenüber Konstruktionswerkstoffen • geeignetes Schmelz und Erstarrungsverhalten 	<ul style="list-style-type: none"> • Umweltverträglichkeit • Niedriger Preis • geringe Toxizität • Verfügbarkeit • Recyclingfähigkeit bzw. Wiederverwendbarkeit

Auf Grund der Handhabbarkeit der Volumenänderungen wird in latenten Energiespeichern weitestgehend der Phasenwechsel fest-flüssig verwendet (vgl. Abschnitt 2.4). Abbildung 2.7 gibt einen Überblick über verschiedene Materialklassen von PCM und stellt anschaulich die dazugehörigen Bereiche der Schmelztemperaturen und Schmelzenergien dar. Auf Grund der großen Auswahl kann für viele Anwendungen ein PCM im gewünschten Temperaturbereich gefunden werden. Außerdem können die Schmelztemperaturen von vielen der dargestellten Materialien durch Variation der chemischen Zusammensetzung weiter an die gewünschte Anwendung angepasst werden (vgl. Abschnitt 2.5.3) [1, 2, 18].

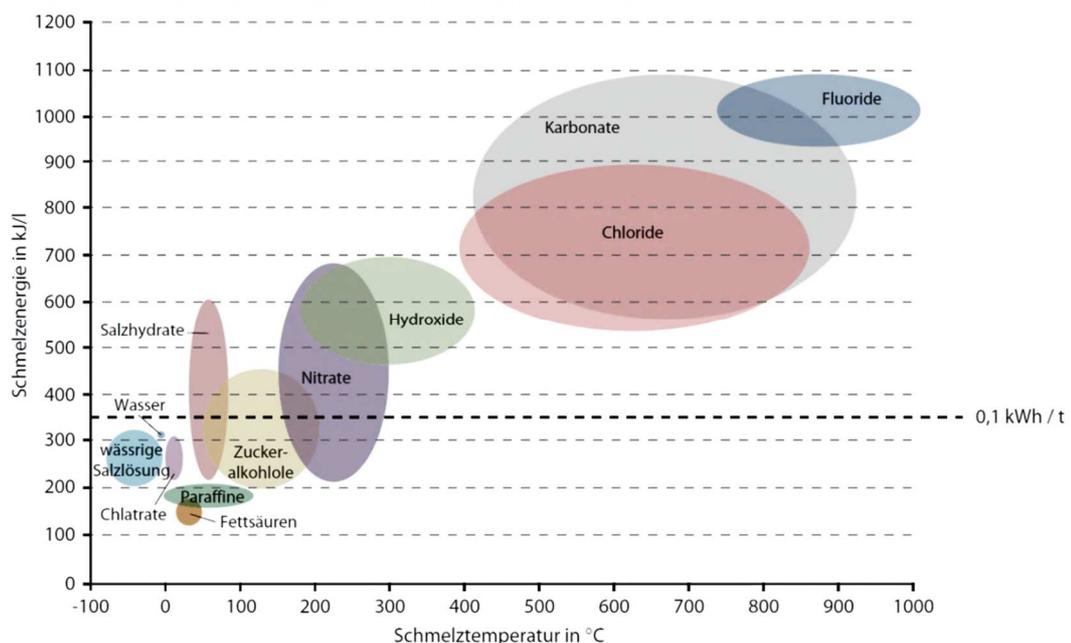


Abbildung 2.7 - Überblick über die Schmelztemperaturen und Schmelzenergien verschiedener PCM [1]

Ein häufig eingesetztes PCM ist Wasser. Es wird als sogenannter Eisspeicher in Kälteversorgungssystemen und in der Klimatechnik eingesetzt. Es erfüllt fast ausnahmslos alle gewünschten Eigenschaften und hat zudem eine der höchsten Schmelzenthalpien aller Phasenwechselmaterialien, die für den Einsatz als Kältespeicher in Frage kommen. Die Einschränkung auf die Schmelztemperatur von 0 °C ist der große Nachteil von Wasser. Deshalb kommen neben Wasser vor allem Salzhydrate und Paraffine in latenten Energiespeichern zum Einsatz. *Salzhydrate* sind Salze, die Wasser in stöchiometrisch festen Anteilen gebunden haben. *Paraffin* ist ein organisches Gemisch aus Kohlenwasserstoffen (vgl. Abschnitt 2.5.3). Diese beiden PCMs verfügen ebenfalls über hohe Schmelzenthalpien. Ihr Vorteil gegenüber Wasser ist jedoch die Bandbreite an verfügbaren Schmelztemperaturen. Je nach chemischer Zusammensetzung wird ein Temperaturbereich von ca. -10 °C bis 120 °C abgedeckt. Sie sind somit variabel einsetzbar und für den Bereich der Gebäudeklimatisierung besser geeignet als Wasser [1, 2].

2.5.2 Problematische Eigenschaften von PCM

Die Vorgänge beim Phasenwechsel der Materialien sind sehr komplex. Vor allem der Erstarungsvorgang bzw. die Kristallisation muss näher betrachtet werden. Ein idealer Latentwärmespeicher zeichnet sich dadurch aus, dass bei Erreichen der Schmelztemperatur der Phasenwechsel isotherm verläuft und erst hinterher die Temperatur des Speichers wieder ansteigt. Außerdem sind hier Schmelz- und Erstarrungstemperatur identisch. Viele PCM, unter anderem Salzhydrate und Paraffine, weisen aber keine diskrete Phasenwechseltemperatur, sondern einen Schmelzbereich auf, der bei bestimmten Stoffen bis zu 10 K betragen kann. Dieser Effekt, die Abweichung von Schmelz- und Kristallisationsverhalten, wird als *Hysterese* bezeichnet. Abbildung 2.8 zeigt eine schematische Darstellung der Hysterese von PCM [1, 18].

Auch der zweite Effekt, zu dem einige Materialklassen neigen, wird in Abbildung 2.8 dargestellt. Beim Abkühlen zeigt sich, vor allem bei Salzhydraten, in der flüssigen Phase die sogenannte *Unterkühlung*. Dabei bleibt der Phasenwechsel fest zu flüssig beim Erreichen der Phasenwechseltemperatur aus und das PCM kühlt weiter runter. Das Ausbleiben der Kristallisation ist auf das Fehlen von Kristallisationskeimen zurückzuführen. Oberflächeneffekte, wie das Anlagern von Molekülen, Transport von Molekülen an der Oberfläche und Moleküleinbau in das Kristall, sorgen für das Kristallwachstum und brauchen dafür Energie. Nur wo genügend dieser Aktivierungsenergie vorliegt, können Kristallisationskeime entstehen, was bei diesen Phasenwechselmaterialien erst nach ausreichender Unterkühlung der Schmelze der Fall ist (vgl. Abbildung 2.8). Die Temperatur zum Auslösen der Kristallisation heißt Nukleationstemperatur. Die Behebung des Problems wird üblicherweise durch eine chemische Initialisierung der Kristallisation über das Zusetzen von Keimbildnern aber auch

durch gezielte lokale Unterkühlung (z.B. Peltier-Element), mechanische Beanspruchung (Erschütterung, Druckwellen, Ultraschall) oder elektrische Aktivierung versucht [1, 2, 18].

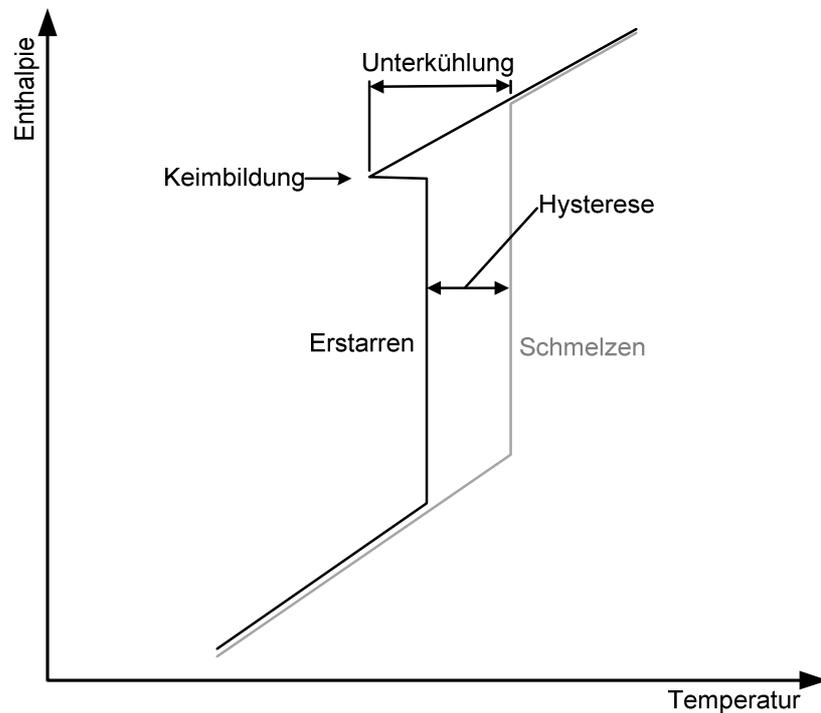


Abbildung 2.8 - Schematische Darstellung von Hysterese und Unterkühlung bei PCM
(Quelle: Eigene Darstellung nach [1, 2])

Die Unterkühlung sorgt für Probleme, da die Kristallisation und somit die Energiefreisetzung erst bei wesentlich niedrigeren Temperaturen einsetzt. Dadurch wird ein Teil der latenten Wärme beim Entladen auf niedrigerem Temperaturniveau bereitgestellt, als für die Beladung des PCM-Speichers notwendig war. Das hat eine thermodynamische Entwertung der gespeicherten Energie zur Folge [1, 4, 19].

Eine weitere problematische Eigenschaft von Phasenwechselmaterialien für den Einsatz in latenten Energiespeichern ist die schlechte Wärmeleitfähigkeit. Diese verringert sich in der erstarrten Schmelze noch weiter und sorgt für geringe Wärmedurchgangskoeffizienten des kristallisierten PCM. In der Folge führt dies zu einer starken Beeinträchtigung der Be- und Entladezeiten des Speichers [1, 4, 19].

Bei einigen Phasenwechselmaterialien (z.B. Salzhydrate) kommt es während des Phasenwechsels zur Separierung bzw. Entmischungserscheinung. Hierbei bilden sich auf Grund von Dichteunterschieden mehrere Phasen aus, die sich räumlich trennen. Unterschieden wird zwischen semikongruentem Schmelzen, bei dem sich der Ausgangszustand langsam wieder einstellt, und inkongruentem Schmelzen, bei dem eine dauerhafte Trennung der Phasen erfolgt. Durch diesen Vorgang sinkt die Energiedichte und die Wärmekapazität nimmt mit zunehmender Zyklenzahl ab. Das PCM ist nicht zyklenstabil [1, 4, 19].

2.5.3 Paraffine

Paraffine sind aus Erdöl gewonnene Kohlenwasserstoffverbindungen, die sich größtenteils aus langkettigen Alkanen zusammensetzen. Die chemische Struktur wird durch folgende Formel beschrieben:



Eine Variation der Kettenlänge ermöglicht eine Veränderung und bedarfsgerechte Anpassung des Schmelzpunktes des Paraffins. Eine steigende Anzahl von Kohlenstoffatomen bedeutet eine steigende Schmelztemperatur (vgl. Abbildung 2.9). In Kältespeichern kommen folglich Paraffine mit einer niedrigen Kohlstoffanzahl im Molekül zum Einsatz. Die Kohlenstoffanzahl kann zwischen C12 und C50 variiert werden, wodurch sich die verfügbaren Schmelztemperaturen in einen Bereich von -9,6 °C bis 120 °C bewegen. Auch durch Mischen von Paraffinen mit verschiedenen langen Alkanketten kann die Phasenwechseltemperatur angepasst werden [1, 2, 4].

Paraffine sind nicht gesundheitsschädlich, ökologisch unbedenklich, nicht korrosiv gegenüber Metallen und erfahren beim Erstarren eine Volumenkontraktion von ca. 10 %. Ein großer Vorteil von Paraffinen ist, dass sie keine oder nur geringe Unterkühlungserscheinungen zeigen. Außerdem zeichnen sie sich durch kongruentes Schmelzverhalten und Zyklenstabilität aus, da selbst Paraffingemische nur aus Paraffinen verschiedener Kettenlängen bestehen. Das Mischen von reinen/technischen Paraffinen bewirkt aber häufig ein Herabsetzen der Phasenübergangsenthalpie und eine Vergrößerung des Schmelzbereichs, der dann bis zu 20 K betragen kann. Paraffingemische sind aber, anders als sehr teure Reinparaffine, im Vergleich zu anderen PCM relativ kostengünstig [1, 2, 4].

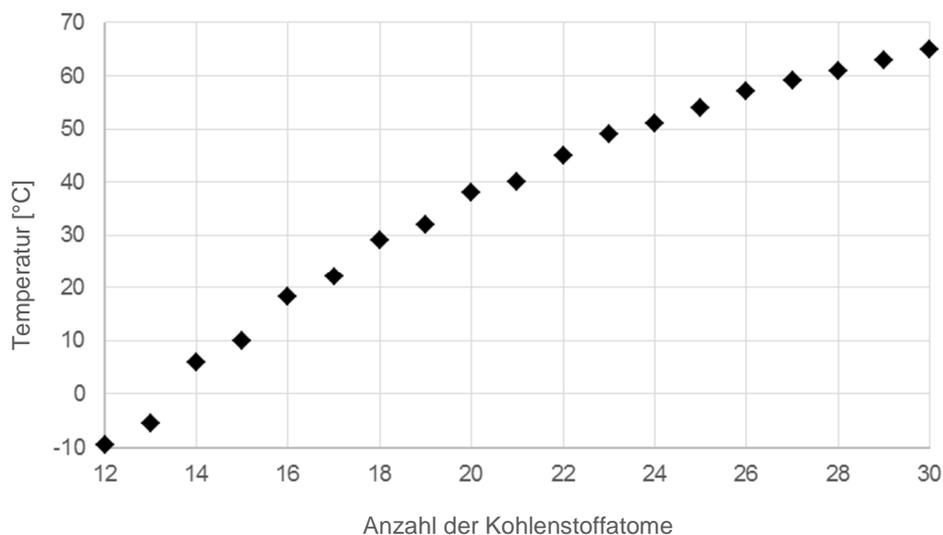


Abbildung 2.9 - Abhängigkeit der Schmelztemperatur von der Anzahl der Kohlenstoffatome bei Paraffinen (Quelle: Eigene Darstellung nach [2])

Tabelle 2.3 zeigt einige Reinparaffine mit verschiedenen Kohlenstoffanzahlen im Bereich C12 bis C17 und erlaubt einen Vergleich ihrer thermischen Eigenschaften.

Tabelle 2.3 - Summenformel und thermische Stoffdaten von Reinparaffinen
(Quelle: Eigene Darstellung nach [2])

Stoff	Formel	ϑ_{ls} in °C	Δh_{ls} in kJ/kg	ρ_{fl} in kg/m ³	c_{fl} in kJ/(kg K)	λ_{fl} in W/(m K)
Dodekan (0 °C)	$C_{12}H_{26}$	-9,6	216,3	759,7	2,145	0,141
Tridekan (0 °C)	$C_{13}H_{28}$	-5,4	154,6	768,1	2,148	0,143
Tetradekan (20 °C)	$C_{14}H_{30}$	5,9	227,2	760,1	2,174	0,139
Pentadekan (20 °C)	$C_{15}H_{32}$	9,9	162,8	765,3	20181	0,142
Hexadekan (20 °C)	$C_{16}H_{34}$	18,2	235,6	769,8	2,168	0,143
Heptadekan (50 °C)	$C_{17}H_{36}$	22,0	167,0	755,3	2,277	0,138

Der größte Nachteil von Paraffinen ist die niedrige Wärmeleitfähigkeit von ca. 0,14 W/(m K), die im kristallisierten Zustand noch weiter sinkt. Des Weiteren ist ihre Brennbarkeit für einige Anwendungen problematisch [1, 2].

2.6 Konzepte von PCM-Speichern

Theoretisch verheißt der Einsatz von PCM-Speicher gegenüber konventionellen Wasserspeichern bei gleichem Speichervolumen große Vorteile durch die Anpassbarkeit des Temperaturbereichs, die beträchtliche Steigerung der Speicherkapazität und der Speicherdichte. Die in Abschnitt 2.5.2 dargestellten Problembereiche von Phasenwechselmaterialien:

- Hysterese
- Unterkühlung
- schlechte Wärmeleitfähigkeit
- schlechte Zyklenstabilität

sorgen jedoch auch für Probleme bei der Umsetzung latenter Energiespeicher. Diese Probleme müssen in den Herstellungsverfahren der PCM oder konstruktiv gelöst werden, was die Entwicklung von PCM-Speichern kompliziert macht und somit zu gesteigerten Kosten gegenüber vergleichbaren sensiblen thermischen Speichern führt [1, 2].

Eine Vielzahl von Forschungsprojekten befasst sich mit der Ausarbeitung verschiedener Konzepte von PCM-Speichern, um die Probleme zu minimieren und die Vorteile praxisgerecht nutzbar zu machen, damit die höheren Kosten gerechtfertigt werden können. Darüber hinaus ist es jedoch für einen wirtschaftlichen Einsatz und eine Marktdurchdringung von latenten Speichern notwendig, die spez. Investitionskosten weiter zu verringern [1, 3, 4].

2.6.1 PCM-Vollspeicher

In PCM-Vollspeichern wird der Speicherbehälter vollkommen mit Phasenwechselmaterial gefüllt und indirekt über Wärmeübertrager be- und entladen. Die schlechte Wärmeleitung des PCM führt allerdings zu einer schlechten Ausnutzung der verfügbaren Speicherkapazität. Aufgrund der zusätzlich isolierenden Wirkung der Kristallisation, wird nur eine verhältnismäßig dünne Schicht um die Wärmeübertragerrohre innerhalb üblicher Be- und Entladezyklen erreicht. Das hat schlechte Be- und Entladeleistungen sowie lange Be- und Entladezeiten zur Folge. Lösungen, um die schlechte Wärmeleitfähigkeit des PCM zu beheben bzw. den inneren Wärmeübergang in diesem Speicherkonzept zu verbessern, arbeiten mit einer Vergrößerung der spezifischen Oberfläche. Dabei kommen Rohr-Rippen-Geometrien oder fein strukturierte Wärmeübertrager (Kapillarrohre) zum Einsatz. Auch Materialien hoher Porosität, wie Drahtgeflechte, Metallschäume und Kohlenfaserbürsten werden in den PCM-Speicher eingebracht, um die innere Wärmeleitung zu erhöhen. Je größer die Anzahl der Wärmeübertragerbauteile wird, desto geringer wird jedoch der PCM-Anteil im Speicher und somit die Speicherdichte. Darüber hinaus werden dadurch sehr hohe Kosten hervorgerufen, da die Wärmeübertragermaterialien oft teurer als die Phasenwechselmaterialien sind [1, 2, 20].

2.6.2 Mikroverkapselung (PCS)

Bei der *Mikroverkapselung* werden PCM mit 1 μm bis 1000 μm Durchmesser in einem chemischen oder physikalischen Prozess eingeschlossen. Dadurch ist es möglich eine Suspension mit einem sehr gut wärmeleitenden flüssigem Medium wie z.B. Wasser herzustellen und als Phase Change Slurries (PCS) wie ein Wärmeträgerfluid zu nutzen. Auf Grund der PCM-Eigenschaften, haben PCS im Bereich des Phasenwechsels eine hohe Wärmekapazität und können bei gleichem Volumenstrom größere Energiemengen als andere Wärmeträgerfluide transportieren. Der Speicher wird somit wie ein konventioneller Kaltwasserspeicher betrieben, mit dem Unterschied, dass ein PCS anstatt des Wassers zum Einsatz kommt. Bisher gab es allerdings erst wenige erfolgreiche Versuche stabile Mikroverkapselungen herzustellen und im Langzeitversuch als Suspension über mehrere Monate mit ausreichender Stabilität zu pumpen. Dabei kann ein Massenanteil des mikroverkapselten PCM von ca. 30 - 40 % momentan als praktikabler Grenzwert gesehen werden, womit bei einem Schmelzbereich zwischen 22 °C und 28 °C Kapazitätssteigerungen um das 1,6- bis 2,2-fache gegenüber einem konventionellen Wasserspeicher erreicht wurden. Kommt es auf Grund der Instabilität der Suspension des PCS zu Absetz- und Ablagerungsvorgängen innerhalb der Anlagenkomponenten auf Grund des Dichteunterschied der separierten Suspensionskomponenten, kann dies durch die daraus folgende steigende Viskosität zu Kapazitätsverlust und schlimmstenfalls zu Ausfällen der Anlagenteile kommen [1, 2, 17, 21].



Abbildung 2.10 - Phase Change Slurry (PCS) [22]

2.6.3 Makroverkapselung

Als Makroverkapselung wird das Verfüllen von PCM in kleine Behälter oder Kapseln in der Größenordnung Zentimeterbereich bezeichnet. Diese können aus verschiedenen Materialien wie Kunststoff, Metall oder Verbundmaterial bestehen. Sie werden in die Speicherbehälter von latenten Energiespeichern gegeben und von einem Wärmeträgerfluid umströmt (Abbildung 2.11). Das Ziel der Makroverkapselung ist vor allem die Vergrößerung der Wärmeübertrageroberfläche, um die schlechte Wärmeleitfähigkeit des PCM auszugleichen und so die Be- und Entladeleistung des PCM-Speichers zu verbessern. So stellt die Makroverkapselung eine vielversprechende Lösung dar, die Nachteile eines PCM-Vollspeichers zu beseitigen. Bisher gibt es noch keine ausgereifte Lösung für die Makroverkapselung von PCM, sodass in diesem Bereich momentan viel Forschungsarbeit betrieben wird [1, 2].

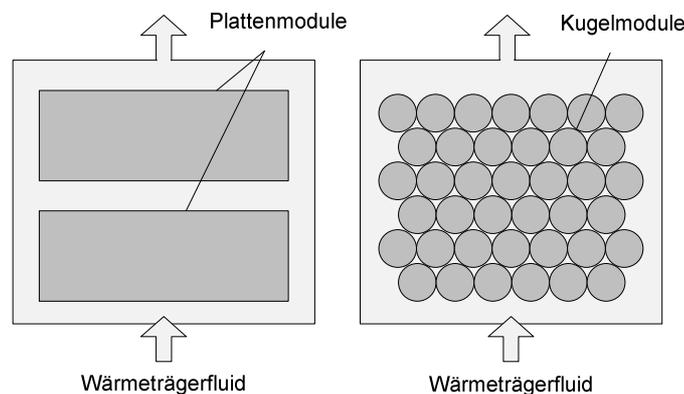


Abbildung 2.11 - Anordnungen von makroverkapselten PCM in Speichern
(Quelle: Eigene Darstellung nach [1])

Die Makroverkapselung muss einigen Anforderungen gerecht werden und dabei auf das zu verkapselnde PCM abgestimmt sein, um die stoffliche Trennung gegenüber dem Wärmeträgerfluid zu garantieren. Sie muss mechanisch stabil sein und thermische Expansionen beim Phasenübergang des PCM aushalten können. Außerdem muss eine Diffusionssicherheit der Hülle gegen das eingesetzte PCM gewährleistet sein. Tabelle 2.4 fasst die Kriterien für die Entwicklung einer Makroverkapselung stichpunktartig zusammen [1, 2, 21].

Tabelle 2.4 - Kriterien für Makroverkapselungen von PCM
(Quelle: Eigene Darstellung nach [1, 2, 17, 22])

Mechanische Kriterien	Funktionelle Kriterien	Wirtschaftliche Kriterien
<ul style="list-style-type: none"> • Mechanische Stabilität • Drucksicherheit gegen inneren und äußeren Überdruck • Stoffliche Trennung von PCM und Wärmeträgerfluid garantieren • Diffusionsdichtigkeit gegenüber dem PCM 	<ul style="list-style-type: none"> • Gute Wärmeleitfähigkeit der Hülle • Große Wärmeübertrageroberfläche • Große Oberfläche zu Volumen Verhältnis • Möglichst geringe Wanddicke der Makrokapsel • Hohe Speicherbelegung ermöglichen 	<ul style="list-style-type: none"> • Kostengünstig • Möglichst wenig teure Spezialteile • Möglichst kommerziell verfügbare Massenprodukte

Bei einer Makroverkapselung von PCM sollte der PCM-Volumenanteil im Verhältnis zum Gesamtvolumen der befüllten Makrokapsel möglichst hoch sein. Mit steigendem PCM-Volumen nimmt die Speicherkapazität zu. Nimmt im Verhältnis zum steigenden PCM-Volumen aber die Wärmeübertragerfläche ab, kann das die Be- und Entladung der Makrokapsel beeinträchtigen. Auch Makrokapselmaterial und Wandstärke müssen eine gute Be- und Entladung gewährleisten. Bei der Anordnung der Makrokapseln muss ebenfalls darauf geachtet werden, dass eine maximale Speicherdichte erreicht wird. Gleichzeitig müssen die Makrokapseln aber auch ausreichend gut und gleichmäßig umströmt werden, um eine hohe Be- und Entladeleistung und Ausnutzung der Kapazität aller Makrokapseln zu erreichen [17, 20, 21].

Um die Wärmeleitung ins Innere der Makrokapsel zu verbessern, kann mit Additiven gearbeitet werden. Das können zum Beispiel stabförmige Zusätze aus Metall oder Graphitelemente sein, die in die Makrokapsel eingebracht werden. Dadurch konnten bei aktuellen Studien durch eine Zugabe stabförmiger Kupfer- oder Aluminiumzusätzen von 10 Gewichts-% eine Verkürzung des Ladezyklus von ca. 40 % erzielt werden. Ob die Methode der Additive gegenüber der Oberflächenvergrößerung wirtschaftlich vorteilhaft ist, muss aber noch geklärt werden [17, 20, 21].

Bisher wurden verschiedene Formen von Makroverkapselungen erprobt. Die am häufigsten vorkommenden Formen sind dabei Kugeln bzw. kugelförmige Makroverkapselungen aber auch Rohre aus Kunststoff oder Metall [2, 21].

Die kugelförmigen Makroverkapselungen haben einem Durchmesser bis ca. 100 mm. Häufig kommt es zu Problemen durch Verformungen, sodass diese aus Stabilitätsgründen zusätzliche Vertiefungen haben können. Außerdem wird zur Vermeidung von Problemen durch die Volumenveränderung beim Phasenwechsel des PCM eine Lufttasche vorgesehen, wodurch jedoch der PCM-Anteil im Speicher sinkt [1, 2, 21].



Abbildung 2.12 - Links: verschiedene Makrokapselvarianten [23], rechts: Kugelschüttung in einem PCM-Speicher [24]

Die sogenannte chemische Makroverkapselung nutzt poröse Strukturen als inneres Trägermaterial, die mit PCM gefüllt und mit Kunststoff- und Metallbeschichtungen verschlossen werden. In Plattenform werden sie in PCM-Speichern eingesetzt. Diese *Kompositmaterialien* werden z.B. auf Basis von Carbon und Paraffin hergestellt, wobei das Carbon als expandierte Graphitstruktur vorliegt und die Wärmeleitfähigkeit im Speichermaterial deutlich verbessert. Beim Einsatz in einem Testspeicher zeigte sich jedoch, dass die Form der Plattenmodule ungünstige rechteckige Bauformen für den Speicherkörper erzwingt, die keine zufriedenstellende Speicherbelegung und eine schlechte Druckfestigkeit des Speichers zur Folge hat. Die Aluminiumhülle der Graphit-Paraffin-Verbundplatten, ist zudem anfällig gegenüber mechanischer Beschädigung. Die Versuchsreihen ergaben Kapazitätserhöhungen gegenüber einem konventionellen Wasserspeicher um das 1,5- bis 1,8-fache [1, 4, 17, 18].

3 Versuchsaufbau

In diesem Abschnitt wird der Versuchsaufbau zur Leistungsermittlung des Speicherprototyps vorgestellt. Dazu wird zuerst der PCM-Speicherprototyp mitsamt der Konstruktion des Speicherbehälters und der Speicherpatrone erläutert. Außerdem wird die Mess- und Regelstation dargestellt, in der der Speicher integriert ist. Abschließend wird der Speicherprototyp einigen Voruntersuchungen unterzogen.

3.1 Phasenwechselmaterial

Passend zur möglichen späteren Anwendung des PCM-Speicherprototyps als Kältespeicher in der Raumklimatisierung, steht als Phasenwechselmaterial ein Paraffin mit einem Schmelzpunkt knapp unterhalb der Raumtemperatur zur Verfügung. Das Paraffin mit der Bezeichnung Parafol 16-97 des Herstellers SASOL ist ein n-Hexadecan, also ein Alkan mit einer Kettenlänge von 16 C-Atomen, entwickelt für die industrielle Verwendung [25, 26].

**Tabelle 3.1 - Spezifikationen von Parafol 16-97
(Quelle: Eigene Darstellung nach [25, 26])**

Stoffeigenschaften		
Onset der Schmelzkurve		17,4 °C
Grenzwerte des Onsets der Schmelzkurve		15,0 – 18,0 °C
Siedepunkt/Siedebereich		ca. 287 °C
Dichte	bei 15 °C	0,870 g/cm ³
	bei 25 °C	0,773 g/cm ³
	bei 40 °C	0,759 g/cm ³
Wasserlöslichkeit		unlöslich
Viskosität, dynamisch	bei 40 °C	ca. 2,2 mPas
Viskosität, kinematisch	bei 40 °C	3 mm/s
Schmelzwärme		236 kJ/(kg K)
Paraffinanteil		99,88 %

Tabelle 3.1 fasst die relevanten technischen Eigenschaften zusammen. Das Parafol 16-97 ist durch den Onset der Schmelzkurve bei 17,4 °C sehr gut geeignet für die Anwendung in einem latenten Energiespeicher im Bereich der Klimatechnik. Außerdem hat es eine hohe Schmelzenthalpie von 236 kJ/kg, was daran liegt, dass es mit einem Paraffinanteil von 99,88 % ein sehr reines Paraffin ist [25].

In Abbildung 3.1 ist die spez. Wärmekapazität als Funktion der Temperatur des Parafol 16-97 beim Aufheizen und beim Abkühlen dargestellt. Entsprechend dem Schmelzpunkt bei 17,4 °C wird die latente Wärme beim Vorgang der Erwärmung fast ausschließlich in diesem Temperaturbereich freigesetzt. Für eine optimale Ausnutzung der latent speicherbaren

Wärme, muss im Betrieb des latenten Energiespeichers, in dem das Parafol 16-97 eingesetzt wird, der Temperaturbereich des Systems möglichst eng um diesen Schmelzpunkt liegen (vgl. Abschnitt 2.4).

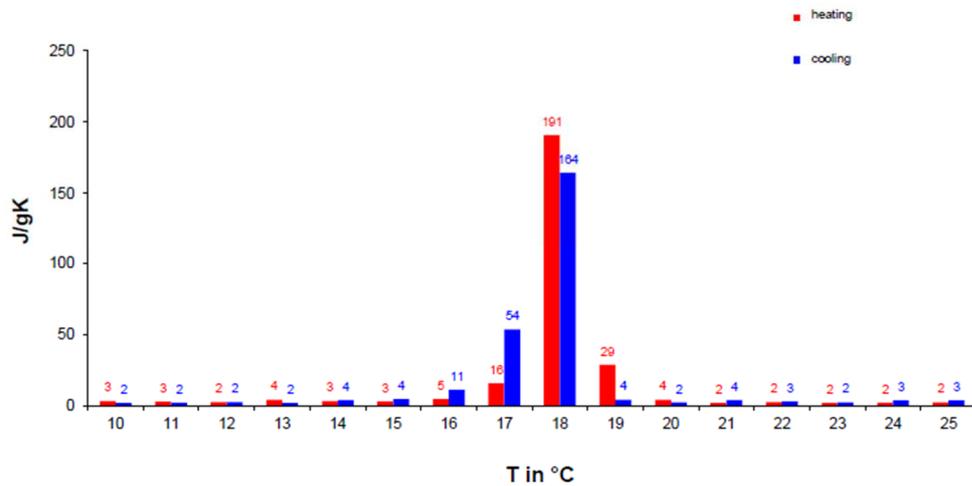


Abbildung 3.1 - Spez. Wärmekapazität als Funktion der Temperatur beim Aufheizen und Abkühlen des Parafol 16-97 [27]

3.2 Auswahl der Makroverkapselung

Für den geplanten Prototyp des PCM-Speichers galt es im Vorfeld eine passende Makroverkapselung für das in Abschnitt 3.1 vorgestellte Phasenwechselmaterial zu finden. Um die Makrokapselvarianten auf die mechanischen und funktionellen Kriterien (vgl. Abschnitt 2.6.3) hin zu untersuchen, wurden verschiedene Versuche durchgeführt. Dazu stand ein Teststand bestehend aus einer Kältemaschine und zwei angeschlossenen Kältebecken zur Verfügung (vgl. Abbildung 3.2).

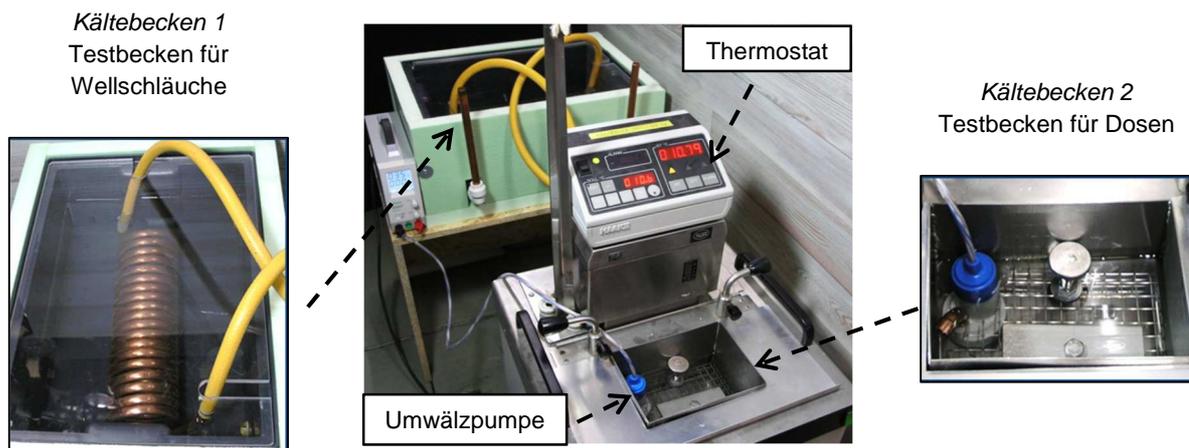


Abbildung 3.2 - Versuchsaufbau zum Testen der Makrokapseln

Ziel der Versuchsreihen in den Kältebecken war es, die Erstarrungszeit des Paraffins in den unterschiedlichen Makrokapseln zu bestimmen, um diese im Hinblick auf spätere Be- und Entladezeiten beim Einsatz im PCM-Speicher bewerten zu können. Die Durchführung erfolgte unter Variation der Solltemperatur der Kältebecken von 13 °C und 15 °C.

3.2.1 Makrokapselvarianten

Für die Makroverkapselung des Parafol 16-97 wurden von *Imtech* bereits verschiedene potenzielle Lösungen zur Verfügung gestellt. Dabei handelt es sich um zwei unterschiedliche Dosen, sowie Wellrohre unterschiedlicher Normdurchmesser (DN). Die Dosen, die Wellrohre und alle zusätzlich verwendeten Komponenten sind kommerziell beziehbare Massenprodukte.

Die beiden Dosen sind aus Aluminium und unterscheiden sich in ihren Abmessungen und einigen ihrer Eigenschaften voneinander (vgl. Abbildung 3.3). Tabelle 3.2 vergleicht die Spezifikationen von *Aludose flach* und *Aludose hoch*. Der Vergleich der Eigenschaften zeigt, dass die *Aludose flach* ein höheres max. Füllvolumen und eine größere Oberfläche aufweist. Außerdem unterscheiden sich die beiden Dosen vor allem in der jeweils integrierten Dichtung. Während die *Aludose flach* eine Papiereinlage im Deckel als Dichtung hat, wird die *Aludose hoch* mittels einer Silikonraupe in der Innenseite des Deckels abgedichtet.

Tabelle 3.2 - Spezifikationen der Aludosen

Spezifikationen	Aludose flach	Aludose hoch
Abmessungen ($d_{\text{innen}} \times h_{\text{innen}}$) in mm	39,5 x 16	29 x 27,5
Gewicht in g	4,6	4,6
Oberfläche innen in mm ²	4435	3705
Wandstärke in mm	0,2	0,2
max. Füllvolumen in ml	19,6	18,16
Dichtung	Papierdichtung im Deckel	Silikonraupe im Deckel



Abbildung 3.3 - Zur Verfügung stehende Aludosen. Oben: *Aludose flach*, unten: *Aludose hoch*.

Die Dosen haben großes Potenzial als Makroverkapselung von PCM, da durch die Wärmeübertragerfläche aus sehr gut wärmeleitendem Material mit der geringen Wanddicke eine gute Be- und Entladung des PCM realisiert werden könnte. Zur weiteren Steigerung der Wärmeleitung ins Innere können problemlos Additive hinzugegeben werden. Außerdem sind die Dosen sehr flexibel in einen Wärmespeicher einsetzbar, zum Beispiel in Form einer Schüttung. Zu klären ist jedoch, ob die integrierten Dichtungen gegen Paraffin und unter Druckbelastung dichthalten.

Die *Wellrohre* sind aus Edelstahl und unterscheiden sich in ihren Durchmessern. Zur Verfügung stehen DN 8, DN 12, DN 16 und DN 20 (vgl. Abbildung 3.4). Die Wellrohre sind als Meterware erhältlich und können auf die gewünschte Länge gekürzt werden. Tabelle 3.3 vergleicht die technischen Spezifikationen der Wellrohre.

Tabelle 3.3 - Spezifikationen der Wellrohre DN 8, DN 12, DN 16 und DN 20
(Quelle: Eigene Darstellung nach [28])

Spezifikationen	DN 8	DN 12	DN 16	DN 20
Werkstoff	1.4404	1.4404	1.4404	1.4404
Wärmeübertragerfläche pro m in mm ²	0,052	0,078	0,112	0,134
Wasserinhalt pro m in l	0,083	0,164	0,264	0,394
Wandstärke in mm	0,18	0,18	0,18	0,18
Rohr Ø innen in mm	8	12	16	20
Rohr Ø außen in mm	12	17	20	25
Berstdruck in bar	140-220	140-220	140-220	140-220
Betriebsdruck in bar	10	10	10	10
Betriebstemperatur in °C	-50...+200	-50...+200	-50...+200	-50...+200
Verschraubungsgröße in Zoll	3/8	1/2	3/4	1
Biegeradius in mm	13	17	22	27
Gewicht pro m in g	84	105	182	179

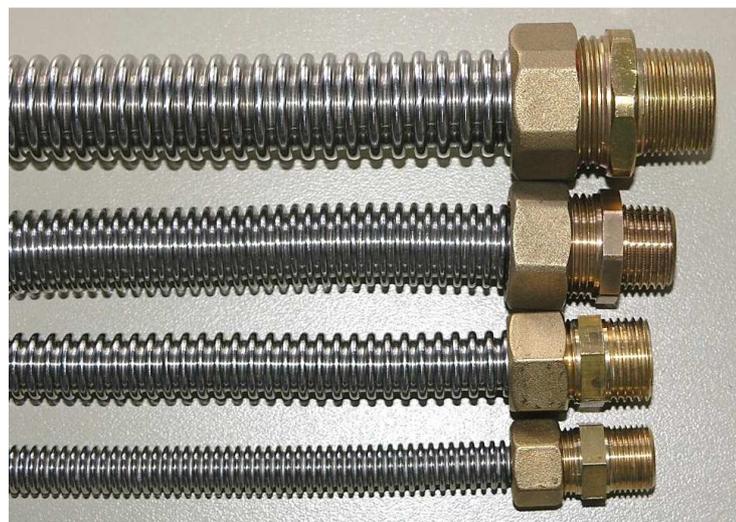


Abbildung 3.4 - Zur Verfügung stehende Wellrohrvarianten

Verschlossen werden die Wellrohre mit Überwurfmutter und Gewindestutzen. Als Dichtung werden Flachdichtungen aus Aramidfaser verwendet. Am Ende des Wellrohres wird durch das Zusammenpressen eines Rohrsegments eine Dichtfläche erzeugt, auf der die Flachdichtung aufliegen kann. Da die Gewindestutzen über eine Durchgangsbohrung verfügen, wird eine Metallrunde als Abschluss auf den Dichtungsring gesetzt. Die Überwurfmutter wird von einem Sicherungsring gehalten und mit dem Gewindestutzen verschraubt (vgl. Abbildung 3.5).



Abbildung 3.5 - Verschlusskomponenten des Wellrohrs DN 20

Die Wellrohre scheinen als Makroverkapselung von PCM sehr geeignet. Ihre Wellenstruktur sorgt für eine sehr große Wärmeübertragerfläche bei kleinen Durchmessern, sodass eine gute Wärmeleitung ins Innere gewährleistet wird. Außerdem sind sie mechanisch sehr stabil und materialtechnisch beständig gegen Paraffine.

3.2.2 Ergebnisse der Voruntersuchungen

Bereits nach der ersten Befüllung der *Aludose flach* stellte sich heraus, dass diese ungeeignet für die Verkapselung von Paraffin ist, da die im Deckel vorhandene Papierdichtung einen Paraffinaustritt nicht verhindern kann. Die Papierdichtung saugt sich mit dem flüssigen Paraffin voll, quillt auf und lässt das Paraffin aus der Dose entweichen. Das mechanische Kriterium der stofflichen Trennung des Inhalts der Makroverkapselung gegenüber der Umgebung ist nicht erfüllt. Somit schied die *Aludose flach* als potenzielle Makroverkapselung aus.

Die Wellrohre mit oben dargestelltem Verschlussmechanismus sind für einen Betriebsdruck von 10 bar ausgelegt, wodurch die Dichtigkeit gegenüber der Umgebung bis zu diesem Druck garantiert ist (vgl. Tabelle 3.3). Die *Aludose hoch* hielt bei Untersuchungen im drucklosen Wasserbad dicht. Da der Speicherprototyp aber in einem druckbeaufschlagten System eingesetzt wird, sollte ein gesonderter Drucktest im Wärmebad die *Aludose hoch* auf Dichtigkeit unter Druckbelastung untersuchen. Dabei wurde die Volumenausdehnung des Paraffins beim Schmelzvorgang ausgenutzt, um inneren Überdruck in der Dose zu erzeugen. Die Untersuchung des Verhaltens der Dose bei innerer Druckbelastung hat ergeben, dass bei einem Druckunterschied zwischen dem Inneren der Dose und der Umgebung die Dichtigkeit nicht gegeben ist. Die Dose „atmet“, es findet ein Druckausgleich statt. Obwohl die Dose

weiterhin fest verschlossen ist, trat während des Versuchs Paraffin aus der Dose aus und hat das Wasserbad milchig-trüb gefärbt. Außerdem hat sich das Gewicht der untersuchten Proben bis auf ein hundertstel Gramm angeglichen. Vorher unterschieden sich die Dosen in Ihrem Gewicht um mehrere zehntel Gramm. Die Dose hoch erfüllt somit für druckbeaufschlagte Systeme die mechanischen Kriterien nicht und schied als potenzielle Makroverkapselung für den Speicherprototyp aus.

Für die Bewertung der funktionellen Kriterien der Wellrohre wurde die Erstarrungsdauer des Parafol 16-97 in den verschiedenen Wellrohrvarianten untersucht. In den Versuchsreihen wurde dabei mit einem Entnahmeintervall der Proben aus dem Kältebad von 15 min gearbeitet. Abbildung 3.6 vergleicht die Ergebnisse der Wellrohre mit den verschiedenen Normdurchmessern miteinander. Erwartungsgemäß zeigt sich, je kleiner der Durchmesser des Wellrohrs, desto kürzer ist die Dauer bis zur vollständigen Erstarrung des Parafol 16-97. Aber auch die Erstarrungsdauer beim Wellrohr DN 20 von max. 90 min gewährleistet immer noch sehr gute Be- und Entladezeiten. Bei größer werdendem Durchmesser der Wellrohre steigt nicht nur die speicherbare PCM-Menge pro Meter Wellrohr, sondern auch das Masseverhältnis Paraffins zum Wellrohr, welches möglichst groß sein sollte, um eine hohe Speicherbeladung zu erreichen.

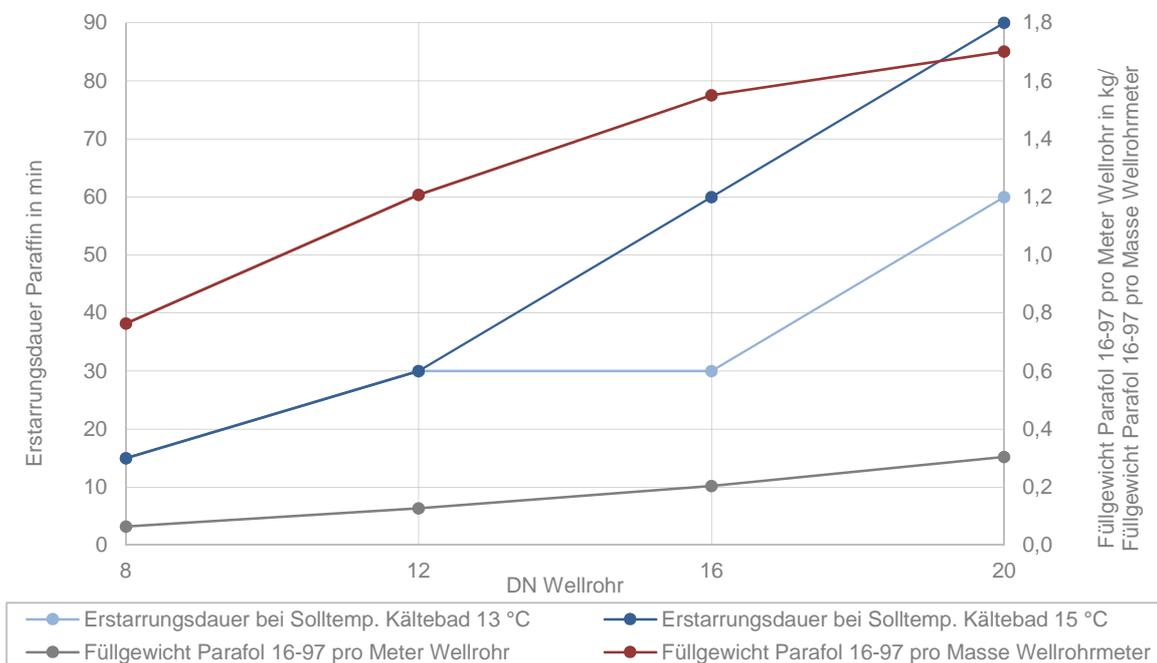


Abbildung 3.6 - Vergleich der Ergebnisse für die Wellrohre DN 8 bis DN 20

Da das Wellrohr DN 20 das größte Füllgewicht Paraffin pro Masse Wellrohrmeter aufweist und außerdem die Erstarrungszeiten des eingefüllten Parafol 16-97 für die Anwendung in einem latenten Energiespeicher ausreichend gering sind, um gute Be- und Entladeleistungen zu erreichen, wurde das DN 20 Wellrohr für Makroverkapselung des Parafol 16-97 im PCM-Speicherprototyp ausgewählt.

3.3 Speicherprototyp

Der Prototyp des latenten Energiespeichers (s. Abbildung 3.7) ist als konventioneller Kaltwasserspeicher mit direkter Be- und Entladung konstruiert. Zur Steigerung der Speicherdichte sind Makrokapseln in der Form von DN 20 Wellrohren, die mit dem Phasenwechselmaterial Parafol 16-97 gefüllt sind, in den Speicherbehälter integriert. Die Makrokapseln sind parallel zur Längsachse des Speicherbehälters in einer dichten Packung angeordnet. Umströmt werden die Makrokapseln von Wasser, welches als Wärmeträgerfluid fungiert. Die Be- und Entladung des PCMs in den Makrokapseln findet dabei indirekt über die Wärmeübertragungsfläche der Wellrohre statt.

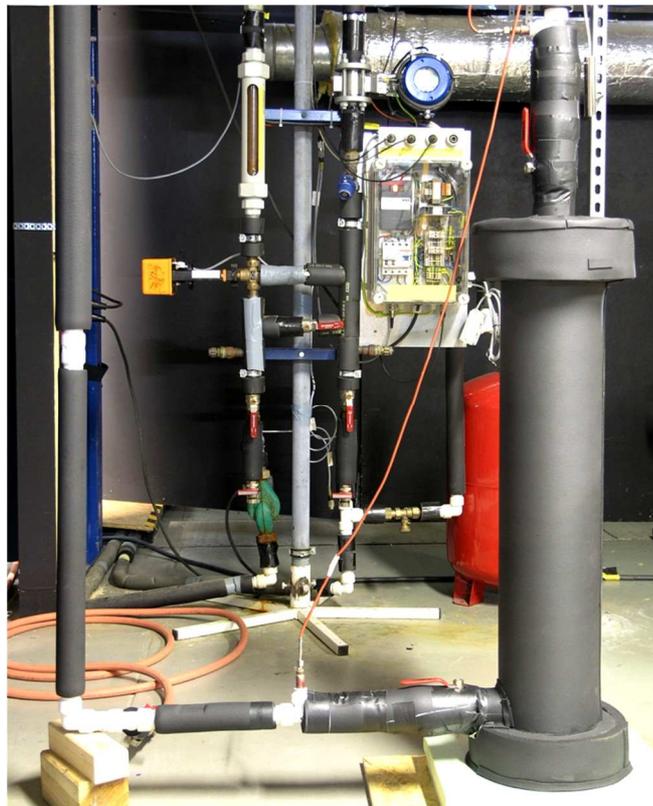


Abbildung 3.7 - PCM-Speicherprototyp an der Mess- und Regelstation

Der Speicher besteht aus dem Speicherbehälter und der Speicherpatrone. Die Speicherpatrone beinhaltet die Makrokapseln und kann in den Speicherbehälter variabel eingesetzt und herausgenommen werden. Dadurch ist ein einfacher Austausch der Speicherpatrone und somit das Testen verschiedener Varianten möglich.

Die Konstruktion des Speicherprototyps geschah nach der Vorgabe, eine möglichst kostengünstige Lösung zu entwickeln. Der verwendete Anteil der bei Imtech Forschung und Entwicklung vorhanden „Bordmittel“ sollte dabei möglichst groß sein. Folglich wurde der Speicherbehälter aus einem vorhandenen DN 125 Stahlrohr gefertigt, welches mit zwei Vorschweißflanschen versehen und durch Blindflansche verschlossen wird. Angaben zum Speicher, samt verwendeter Materialien, können Abbildung 3.8 entnommen werden.

Eckdaten Speicher		Speicherpatrone		
Speichervolumen gesamt	0,0123 m ³	<i>Wellrohre</i>	<i>DN 20</i>	<i>DN 8</i>
Füllvolumen Wellrohre	0,0019 m ³	Anzahl	9 Stk	4 Stk
Speicherinhalt Wasser	0,0097 m ³	Länge	0,500 m	0,500 m
Speicherinhalt Wasser	9,642 kg	Volumen pro m	0,394 l	0,083 l
Freie Strömungsfläche Speicher	0,007 m ²	<i>Materialien</i>	Gewicht	Volumen
Wärmetauscherfläche Wellrohre	1,724 m ²	VA	2,470 kg	0,000313 m ³
		Rotguss	1,718 kg	0,000197 m ³
		Kupfer	0,045 kg	0,000005 m ³
		Epoxidharz		0,000035 m ³
		Styrodurprofile		0,000156 m ³

Speicherbehälter	
Ø Speicherbehälter innen	0,1317 m
Höhe Speicherbehälter innen	0,900 m
Gewicht Speicherbehälter	35,564 kg

Parafol 16-97	ΔH	236 kJ/kg		
	<i>fest bei 15 °C</i>	<i>flüssig bei 20 °C</i>	<i>Mittelwert</i>	
Gewicht in kg	1,656	1,473	1,565	
Dichte in kg/m ³	870,0	773,9	821,95	
spez. Wärmekapazität in kJ/(kg K)	3,5	3,0	3,25	

Abbildung 3.8- Eckdaten des Speicherprototyps und der einzelnen Bauteile

Insgesamt neun Wellrohre (DN 20) sind in der Speicherpatrone untergebracht. Zusätzlich sind vier Wellrohre (DN 8) in freien Randbereichen der Speicherpatrone integriert, um den Volumenanteil des Parafol 16-97 weiter zu steigern. Der Speicherprototyp erreicht damit einen Volumenanteil des Parafol 16-97 am Gesamtvolumen von 15,82 Vol-%. Der Gewichtsanteil des Parafol 16-97 am Gesamtgewicht der Speicherpatrone beträgt 26,99 Gewichts-% und der Gewichtsanteil am Gesamtgewicht des Speicher, inklusive des Gewichts der Speicherpatrone und der Masse des Wasseranteils im Speicher, beträgt 3,07 Gewichts-% (vgl. Tabelle 3.4). In den nachfolgenden Abschnitten wird die Konstruktion des Speicherbehälters und der Speicherpatrone näher erläutert.

Tabelle 3.4 - Anteil des Parafol 16-97 am Speicher

Speicher	
Speichervolumen	$V_{Sp} = 0,01226 \text{ m}^3$
Volumen Parafol 16-97 (flüssig)	$V_{Par16-97} = 0,00194 \text{ m}^3$
Volumenanteil Parafol 16-97	15,82 Vol – %
Speichergewicht gesamt	$m_{Sp} = 51,004 \text{ kg}$
Mittleres Gewicht Parafol 16-97	$m_{Par16-97,m} = 1,565 \text{ kg}$
Gewichtsanteil Parafol 16-97	3,07 Gewichts – %
Speicherpatrone	
Gewicht Speicherpatrone	$m_{Patr,ges} = 5,798 \text{ kg}$
Mittleres Gewicht Parafol 16-97	$m_{Par16-97,m} = 1,565 \text{ kg}$
Gewichtsanteil Parafol 16-97	26,99 Gewichts – %

3.3.1 Speicherbehälter

Der Speicherbehälter besteht aus einem DN 125 Stahlrohr, dessen Enden mit DN 125 PN 6 Vorschweißflanschen versehen sind. Verschlussen wird der Speicherbehälter an beiden Enden mit DN 125 PN 6 Blindflanschen (vgl. Abbildung 3.9). Dadurch lässt sich der Speicherbehälter öffnen, um die Speicherpatrone herausnehmen und austauschen zu können. Die Austauschbarkeit der Speicherpatrone war bei der Konstruktion des Speicherprototyps zu gewährleisten, um die Möglichkeit zu haben, Varianten testen zu können.

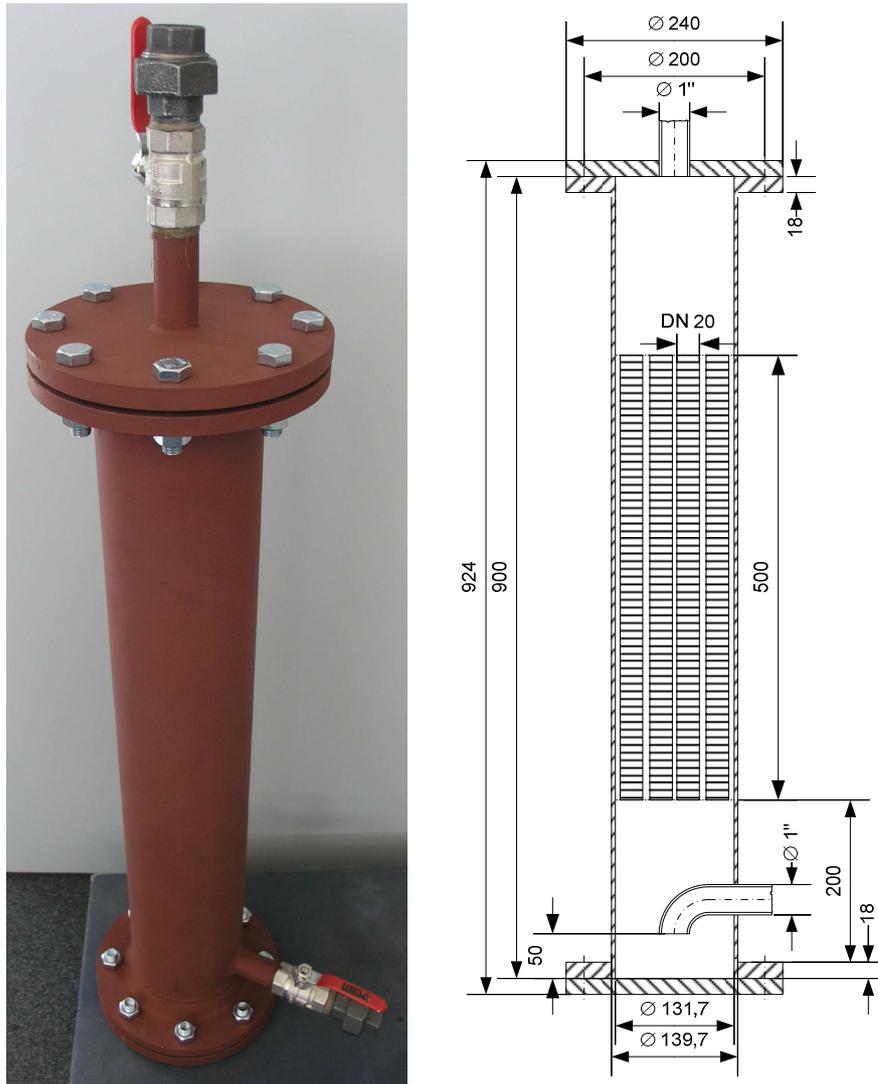


Abbildung 3.9 - Links: Speicherbehälter mit Kugelhähnen und aufgetragener Rostschutzgrundierung, rechts: schematische Darstellung des Speicherprototyps

Das Wasser strömt durch den unteren 1"-Stutzen in den Speicherbehälter. Im Inneren wird die Strömung durch einen 90° Rohrbogen zentriert gegen den Behälterboden gelenkt um eine gleichmäßige Strömungsverteilung über den gesamten Querschnitt zu erreichen. Das Wasser steigt im Speicher aufwärts, umströmt die Wellrohre und verlässt den Speicherbehälter durch den 1" Stutzen im oberen Blindflansch. Durch die Kugelhähne kann der Speicher vom System getrennt werden (vgl. Abbildung 3.9).

Um den Speicherbehälter gegen Korrosion zu schützen, wurde auf der Innenseite eine kratz- und stoßfeste Zweikomponenten-Grundierung auf Basis von Epoxidharz mit einem Polyamid-Härter versehen. Auf der Außenseite des Speichers ist eine einfache Rostschutzgrundierung aufgetragen. Isoliert wird der Speicherbehälter mit Armaflex AF-19, einem hochflexiblen geschlossenzelligen Dämmmaterial auf Basis eines synthetischen Kautschuks mit der Stärke $s_{Arma} = 19 \text{ mm}$ [29].

3.3.2 Speicherpatrone

Die Speicherpatrone ist ein kompaktes Bauteil, hauptsächlich bestehend aus den Makrokapseln und einer Halterungskonstruktion, die eine definierte Anordnung der Makrokapseln und somit auch definierte Abstände zwischen den Wellrohren garantiert. Dadurch ist eine gleichmäßige Umströmung aller Wellrohre garantiert.



Abbildung 3.10 - Links: Speicherpatrone, rechts: Speicherpatrone mit Styrodurprofilen

Die Halterungskonstruktion besteht aus zwei Lochblechen und vier Gewindestangen. Die Lochbleche mit dem Außendurchmesser $d_{Halt} = 130 \text{ mm}$ und einem Lochdurchmesser $d_{Lo} = 8 \text{ mm}$ dienen als Halterungsblech für die Makrokapseln. Die vier Gewindestangen (DN 8) mit der Länge $L_{Gew} = 850 \text{ mm}$ halten die Halterungsbleche auf Distanz und dienen gleichzeitig als Füße der Speicherpatrone. Die Lochbleche und die Gewindestangen werden mittels Sechskantmutter (M 8) und innengezahnnten Zahnscheiben (D 8,4) verbunden. Alle

Komponenten der Halterungskonstruktion sind aus Edelstahl, damit diese im Wasserspeicher nicht korrodieren.

Die Wellrohre sind parallel zur Längsachse des Speichers angeordnet. Sie werden zwischen die Halterungsbleche fest eingespannt, wodurch der definierte gleichmäßige Abstand zwischen den Wellrohren erreicht und außerdem eine Bewegung der Wellrohre bei Umströmung verhindert wird. Über eine dichte Packung bei der Anordnung der Wellrohre soll eine möglichst hohe Speicherbeladung und Speicherdichte erreicht werden. Problematisch sind in diesem Zusammenhang die sehr breiten Überwurfmutter (DN 20) und Gewindestutzen (DN 20 G1xR1), mit denen die Wellrohre verschlossen sind. Sie verhindern ein enges aneinanderfügen der Wellrohre. Die Überwurfmutter und der Gewindestutzen haben einen maximalen Durchmesser von $D_{\text{ÜM}} = D_{\text{GS}} = 39 \text{ mm}$. Dadurch beträgt der minimale Abstand der Wellrohräußendurchmesser zueinander $s = 10 \text{ mm}$, was eine sehr schlechte Ausnutzung des verfügbaren Raumes bedeutet.

Die Lösung des Problems ist ein einseitiger permanenter Verschluss der Wellrohre mit Epoxidharz. In das Epoxidharz wird eine Mutter eingelassen (vgl. Abbildung 3.11), um eine Fixierung des Wellrohrendes mittels Gewindestange, Muttern und Zahnscheiben an den Lochblechen zu ermöglichen. Für die Fixierung des anderen Wellrohrendes wird der Gewindestutzen mit dem freien Ende durch ein ausgestanztes Loch im Halterungsblech geschoben, gegen die Auflage gesetzt und mit Hilfe einer 1/2" Gegenmutter fixiert.



Abbildung 3.11 - Links: Wellrohre mit Epoxidharzverschluss und eingelassener DN 8 Mutter, rechts: Verschlussarten beider Wellrohrenden

Die Dichtigkeit des Wellrohrverschlusses mittels Epoxidharz unter Druckbelastung wurde in einem kurzen Versuch überprüft. Dazu wurde das Wellrohr an einen Druckluftkompressor angeschlossen und ein innerer Druck von 6 bar erzeugt. Da kein Luftaustritt festzustellen war, ist die Dichtigkeit des Epoxidharzverschlusses auch bei druckbeaufschlagten Systemen gegeben.

Der Verschluss des einen Wellrohrendes mit Epoxidharz ermöglicht es, die Wellrohre mit den permanent verschlossenen Enden ineinander zu schieben und somit eine dichte Pa-

ckung zu erzeugen (vgl. Abbildung 3.12). Der minimale Abstand der Wellrohre zueinander in der erzeugten dichten Packung beträgt $s = 2,5 \text{ mm}$. Zusätzlich können in den Randbereichen der Speicherpatrone vier weitere DN 8 Wellrohre untergerbacht werden, um den vorhanden Platz optimal auszunutzen und eine möglichst hohe Speicherdichte zu erreichen.

Das freie Volumen in den Randbereichen der Speicherpatrone sind mit Dreiecksprofilen aus Styrodur ausgefüllt. So wird gewährleistet, dass das Wärmeträgerfluid an den Wellrohren entlang und nicht in den Randbereichen des Speichers fließt, sodass eine gleichmäßige und gleichzeitige Be- und Entladung aller Makrokapseln realisiert wird.

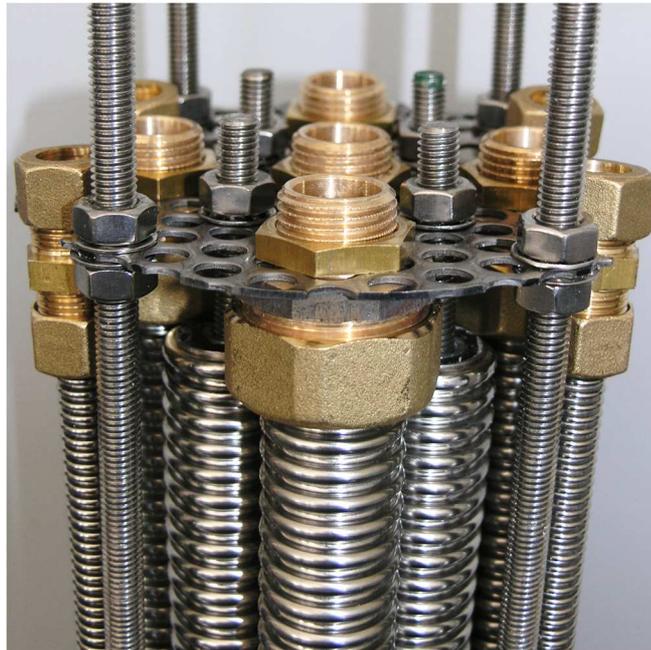


Abbildung 3.12 - Dichte Packung der Wellrohre

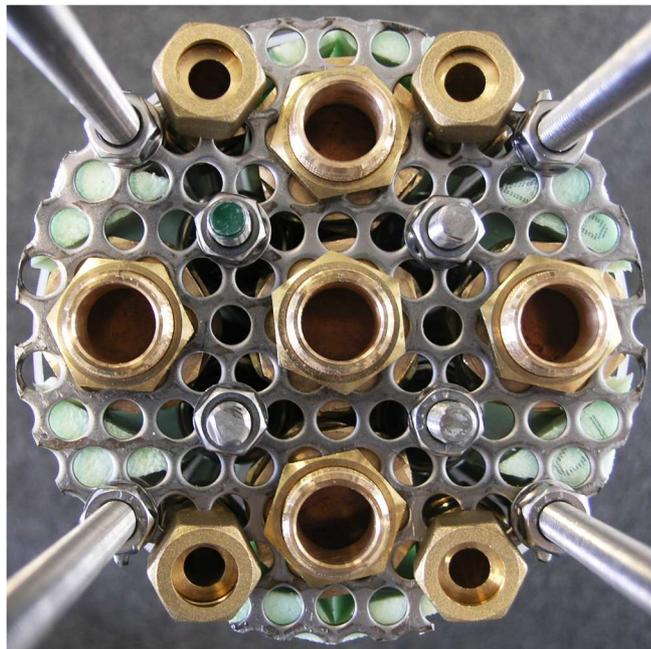


Abbildung 3.13 - Halterungsplatte zur Befestigung der Wellrohre

3.4 Mess- und Regelstation

Der PCM-Speicherprototyp ist für die Leistungsmessungen an eine Mess- und Regelstation angeschlossen, welche in Abbildung 3.14 als Fließschema dargestellt ist.

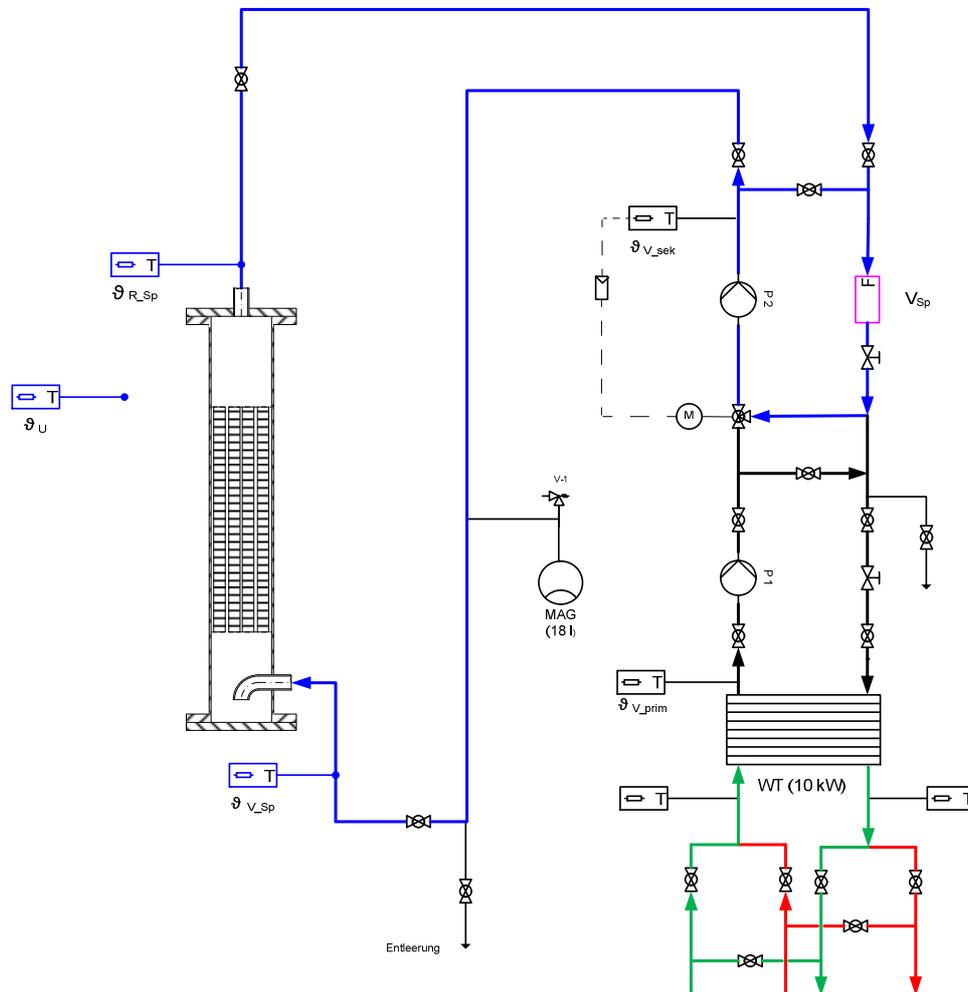


Abbildung 3.14 - Fließschema der Mess- und Regelstation

Die Station besteht aus Primär- und Sekundärkreislauf, welche über ein 3-Wege-Ventil miteinander verbunden sind. Jeder Kreislauf verfügt über eine eigene Pumpe, um eine konstante und unabhängige Umwälzung der Kreisläufe herzustellen. Der Primärkreislauf steht über den Wärmeübertrager mit der Warmwasserversorgung bzw. der Kältemaschine in Kontakt.

Um Leistungsmessungen am PCM-Speicherprototyp durchzuführen, können Temperatursprünge auf das System gegeben werden. Über die Umschaltvorrichtung vor dem Wärmeübertrager wird je nach gewünschter Richtung des Sprungs (Heizen oder Kühlen) auf Wärme- oder Kälteversorgung umgeschaltet. Die Umschaltung geschieht per Hand mit Hilfe der installierten Kugelhähne.

Das 3-Wege-Ventil wird elektronisch über die Vorlauftemperatur des Sekundärkreises T_{V_sek} geregelt. Über die Beimischung von Wasser aus dem Primär- in den Sekundärkreislauf wird die gewünschte Temperatur im Sekundärkreislauf eingestellt. Die Regelung wird über einen Regelcomputer mit Hilfe der Regelsoftware *SAIA* des Herstellers *SBC* umgesetzt.

Die Volumenströme im Primär- sowie im Sekundärkreislauf werden per Hand über die Drehzahl der Pumpe geregelt. Im Sekundärkreislauf kann der Volumenstrom zusätzlich per Hand über ein Drosselventil feinjustiert werden. Der Bypass im Primärkreislauf bewirkt eine hydraulische Entkopplung der beiden Kreisläufe. Über den Kurzschluss wird gewährleistet, dass eine konstante Temperatur im Primärkreislauf vorhanden ist, um eine hohe Regelgüte zu erhalten. Außerdem ist dadurch sichergestellt, dass die Pumpe des Primärkreislaufs P1 nicht gegen das 3-Wege-Ventil arbeiten muss, da der von der Pumpe erzeugte überschüssige und nicht vom Ventil durchgelassenen Volumenstrom über den Bypass weiter im Primärkreislauf zirkulieren kann.

Für die Auswertung der Speicherleistung werden der Volumenstrom und verschiedene Temperaturen im System gemessen. Für die Durchflussmessung im Sekundärkreislauf, also im Speicherkreislauf, ist ein magnetisch-induktiver Durchflussmesser installiert. Dessen Funktionsweise wird in Abschnitt 3.4.1 näher erläutert. Zur Messung der Temperaturen des strömenden Fluids sind PT-100 Mantelwiderstandsthermometer (vgl. Abschnitt 3.4.2) in die Rohrleitungen eingesetzt. Über die Temperaturfühler werden die Vorlauftemperatur ϑ_{V_Sp} und die Rücklauftemperatur ϑ_{R_Sp} des Speichers sowie die Vorlauftemperatur des Primärkreislaufs ϑ_{V_prim} und des Sekundärkreislaufs ϑ_{V_sek} gemessen. Außerdem zeichnet ein weiterer Temperaturfühler die Umgebungstemperatur ϑ_U zur Berechnung der Transmissionswärmeströme vom Speicher zur Umgebung auf.

Alle Messgeräte sind über einen Isolated Measurement Pod (IMP) mit einem Messcomputer verbunden. Der IMP sorgt für die Kommunikation zwischen den Messgeräten und dem Messcomputer. Der Messcomputer nimmt mit Hilfe der Software *Klimamessstand* des Herstellers *VisiConsult GmbH* die Messreihen auf, zeigt graphisch den Verlauf der Messreihen an und stellt die aufgenommenen Daten in einer *.txt-Datei für weitere Auswertungen zur Verfügung. Innerhalb der Messsoftware erfolgt vorab die Konfiguration der einzelnen Messgeräte. Jedes Messgerät liegt auf einem eigenen Kanal, in dem Signalart und Korrekturfaktoren aus einer vorangegangenen Kalibrierungen hinterlegt werden.

3.4.1 Durchflussmessung

Zur Durchflussmessung des Speicherkreislaufes ist in der Mess- und Regelstation ein magnetisch induktiver Durchflussmesser in Kompaktbauweise des Herstellers *Krohne Messtechnik GmbH & Co. KG* installiert.

Der Durchflussmesser ist vom Typ *IFM 5080 K mit einem FC 090 IMoCom-Messumformer*, dessen technische Spezifikationen in Tabelle 3.5 dargestellt sind.

Tabelle 3.5 - Technische Spezifikationen des IFM 5080 K Durchflussmessers mit einem FC 090 IMoCom-Messumformer [30]

Messwertbereich	$\dot{V} = 0 \dots 1200 \text{ l/h}$
Nennweite	$DN 25$
Messunsicherheit	$\leq 0,3 \%$
Eingepprägter Strom	$I = 4 \dots 20 \text{ mA}$
Ausgangssignal	$U = 2 \dots 10 \text{ V}$

Abbildung 3.15 zeigt schematisch das Funktionsprinzip des magnetisch-induktiven Durchflussmessers.

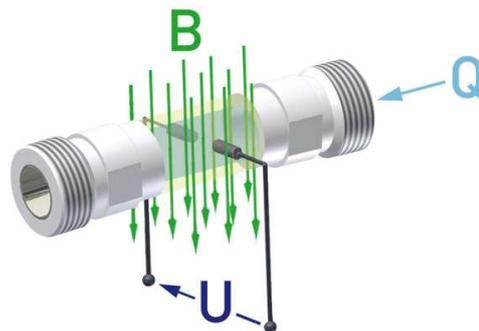


Abbildung 3.15 - Funktionsprinzip des magnetisch-induktiven Durchflussmessers [31]

Der elektrisch leitfähige Messstoff, in diesem Fall das Wasser, bewegt sich durch ein, welches senkrecht zur Fließrichtung des Wasser steht. Dadurch wird im Messstoff eine Spannung U induziert, welche direkt proportional zur mittleren Fließgeschwindigkeit v und somit zum Volumenstrom des Messstoffs ist. Dabei ist K die Gerätekonstante, B die Stärke des Magnetfelds und D der Messrohrdurchmesser bzw. der Elektrodenabstand [30].

$$U = K \cdot B \cdot v \cdot D \quad (27)$$

Für die Leistungsmessungen des Speichers werden sehr kleine Volumenströme benötigt, die sehr nahe am unteren Rand des Messwertbereichs liegen. Um eine ausreichend große Genauigkeit sicherzustellen, wurde eine Korrektur des Messwertbereichs des Durchflussmessers vorgenommen. Der werkseitig eingestellte Volumenstrombereich $\dot{V} = 0 - 1200 \text{ l/h}$ für das Ausgangssignal $U = 2 - 10 \text{ V}$ wurde dahingehend verändert, dass das Ausgangssignal nun einen Messwertbereich des Volumenstroms von $\dot{V} = 0 - 200 \text{ l/h}$ abdeckt.

3.4.2 Temperaturmessung

Die Temperatur im Primär- und Sekundärkreislauf der Mess- und Regelstation sowie die Umgebungstemperatur werden mit Mantelwiderstandsthermometern des Herstellers *Temperatur Messelemente Hettstedt GmbH* aufgenommen (vgl. Tabelle 3.6).

Tabelle 3.6 - Technische Spezifikationen des Mantelwiderstandsthermometers [32]

Temperaturbereich	bis ca. 400°C einsetzbar
Toleranzklasse	B
Abweichung bei 0 °C (+/-)	0,3 °C
Anschlussart	4-Leiterschaltung

Die verwendete Ausführung ist ein Kabelfühler, versehen mit einem Schutzrohr (vgl. Abbildung 3.16).



Abbildung 3.16 - Mantelwiderstandsthermometer [32]

Die verwendeten Widerstandsthermometer sind mit einem Platinwiderstand versehen, dessen elektrischer Widerstand von der absoluten Temperatur abhängt. In der DIN EN 60751 sind Platinwiderstände mit einem Nennwiderstand von 100Ω bei 0 °C genormt. Sie werden als PT-100 bezeichnet. Mit steigender Temperatur nimmt ihr elektrischer Widerstand zu. Nach der DIN EN 60751 ist dieser Zusammenhang für den Bereich oberhalb von 0 °C durch ein Polynom 2. Grades beschrieben, wobei R_0 der Widerstand bei 0 °C ist.

$$R_{\vartheta} = R_0(1 + 3,90802 \cdot 10^{-3} \text{ °C}^{-1} \cdot \vartheta - 5,802 \cdot 10^{-7} \text{ °C}^{-2}) \quad (28)$$

Für industrielle Messzwecke wird definiert verunreinigtes Platin verwendet. Dadurch ist die Langzeitstabilität des Messwiderstandes garantiert, da sich die elektrischen Eigenschaften des Platins aufgrund bereits vorhandener Fremdatome durch Diffusion praktisch nicht verändern [33].

3.5 Voruntersuchungen

In diesem Abschnitt soll der fertiggestellte Speicherprototyp Voruntersuchungen unterzogen werden. Dabei werden zunächst die Strömungsverhältnisse im Speicher bewertet und anschließend der Speicher auf der Basis von Thermographieaufnahmen auf Transmissionswärmeströme untersucht.

3.5.1 Untersuchung der Strömungsverhältnisse im Speicher

Anhand eines einfachen, qualitativen Versuchs soll im Folgenden untersucht werden, ob eine gleichmäßige Strömungsverteilung im Speicher herrscht. Abbildung 3.17 zeigt eine zeitliche Abfolge von Momentaufnahmen des Versuchs aus einem Video. Es wird das Strömungsverhalten über den Speicherquerschnitt des aufsteigenden Wassers (braun verfärbt) durch das Halterungsblech in einem Zeitabstand von 0,001 sek dargestellt.

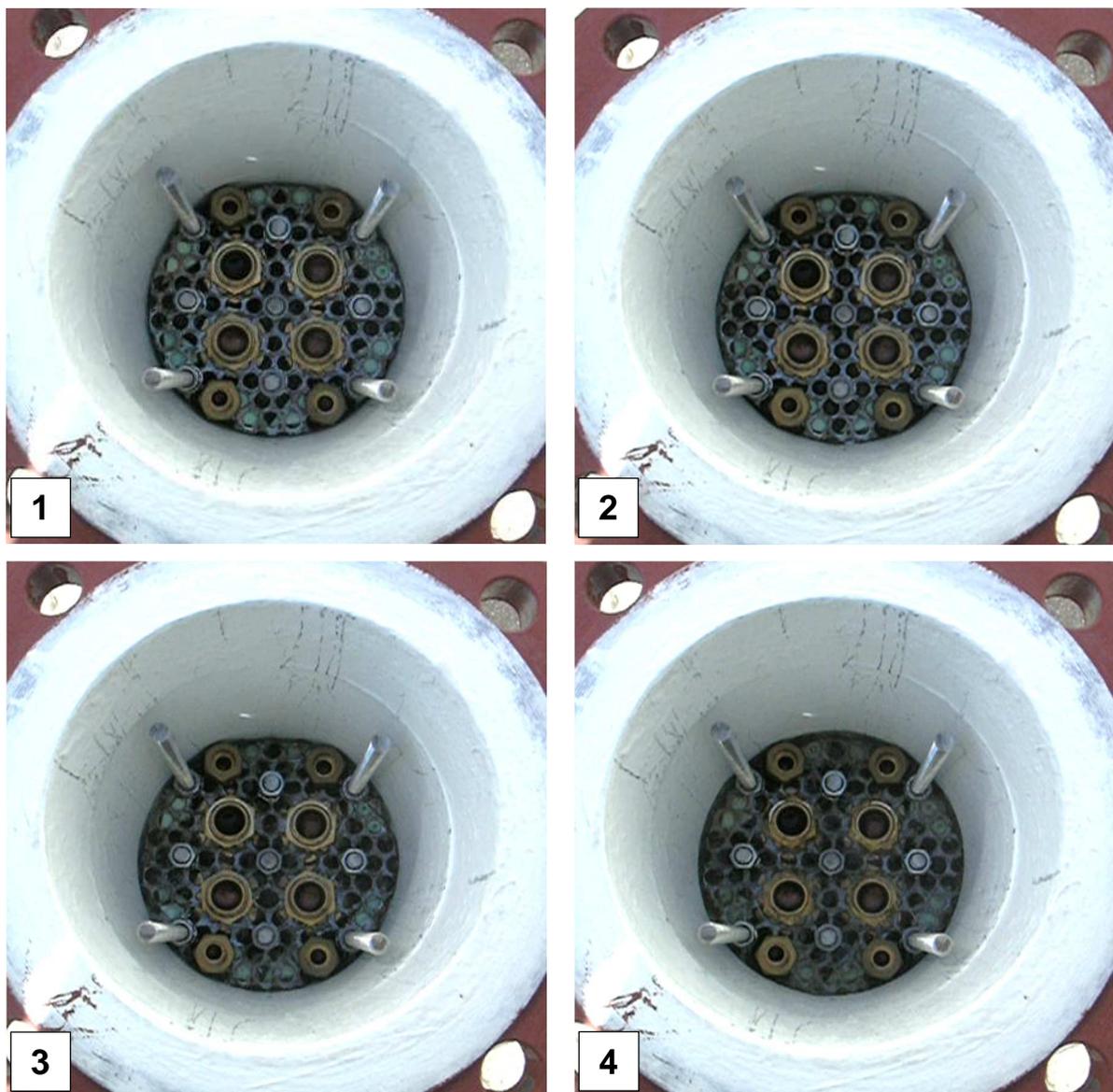


Abbildung 3.17 - Bildabfolge der Strömung des aufsteigenden Wassers durch das obere Halterungsblech

Der Speicherbehälter wird, wie im späteren Betrieb vorgesehen, durch den Einlassstutzen mit Wasser durchströmt. Über den Kugelhahn am Einlaufstutzen lässt sich der Volumenstrom und somit die Geschwindigkeit der Strömung über den freien Querschnitt im Speicher grob regulieren. Dadurch kann die Strömungsverteilung bei verschiedenen Geschwindigkeiten untersucht werden.

Bei geöffnetem oberem Flansch wird beobachtet, ob das Wasser gleichmäßig über den Speicherquerschnitt verteilt aufsteigt. Gleichzeitig wird auf diese Weise überprüft, ob das Einsetzen der Styrodurprofile in die Randbereiche der Speicherpatrone den gewünschten Effekt erzielt, die Strömung an den Wellrohren entlang zu leiten (vgl. Abschnitt 3.3.2). Ist zu beobachten, dass das Wasser zuerst punktuell in einzelnen Bereichen des Speicherquerschnitts „hochsprudelt“, muss über neue Lösungen nachgedacht werden, eine gleichmäßige Strömungsverteilung zu realisieren.

Bei der Versuchsdurchführung war keine ungleichmäßige Strömungsverteilung zu erkennen. Das Wasser stieg gleichmäßig durch alle Bohrungen des Lochblechs. Außerdem waren keine Unterschiede im beschriebenen Verhalten zwischen verschiedenen gefahrenen Strömungsgeschwindigkeiten festzustellen. Nach dieser qualitativen Untersuchung ist somit eine ausreichend gleichmäßige und gleichzeitige Be- und Entladung der Makrokapseln gewährleistet.

3.5.2 Thermographische Untersuchung des Speichers

Um einen ersten Eindruck bzgl. der Transmissionswärmeströme über die Speicheroberfläche zu erhalten, werden Thermographieaufnahmen mit einer Infrarotkamera des Herstellers FLIR vom Typ T620 vom Speicher gemacht. Zum Zeitpunkt der Aufnahmen beträgt die mittlere Speichertemperatur $\vartheta_{m,Sp} = 16,2 \text{ }^\circ\text{C}$ und die Umgebungstemperatur $\vartheta_U = 21,3 \text{ }^\circ\text{C}$. Somit sind zu diesem Zeitpunkt die gesamten auftretenden Transmissionswärmeströme gleich Transmissionseinträge in den Speicher, da ein Wärmestrom immer vom höheren zum niedrigeren Temperaturniveau fließt. Der Speicher befindet sich in einem stationären Zustand, also nicht in einer Phase, in der ein Temperatursprung auf das System gegeben wird. Abbildung 3.18 zeigt eine Thermographieaufnahme des gesamten Speicherprototyps mit mehreren gesetzten Messpunkten, um gezielt Temperaturen an verschiedenen Stellen des Speichers zu ermitteln.

Alle gesetzten Messpunkte der Oberflächentemperaturen am Speicher, Sp1 bis Sp7, weisen Temperaturen unterhalb der Umgebungstemperatur auf. Somit treten dort überall Transmissionswärmeströme auf, da andernfalls die Oberflächentemperaturen der Umgebungstemperatur entsprechen müssten.

Die kältesten Stellen treten direkt vor und nach dem Speicher an den Messpunkten Sp1 und Sp7 mit den Temperaturen $\vartheta_{Sp1} = 17,3\text{ }^{\circ}\text{C}$ und $\vartheta_{Sp7} = 17,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ auf. Hier befinden sich die Temperaturmessfühler für die Vor- und Rücklauftemperaturen $\vartheta_{V,Sp}$ und $\vartheta_{R,Sp}$ in nicht isolierten Formstücken. Am Speicher selber treten die größten Wärmeeinträge an den Nahtstellen der Armaflex-AF19 Kälteisolierung auf, beispielhaft zu sehen am Messpunkt Sp2 mit $\vartheta_{Sp2} = 20,1\text{ }^{\circ}\text{C}$, wo die Nahtstelle der Isolierung des unteren Flansches zur Isolierung der Mantelfläche des Speichers ist.

Die Temperaturen der Messpunkte Sp3 bis Sp6 sind jeweils 0,1 K erhöht. Dadurch ist zu erkennen, dass die Transmissionseinträge die Temperatur im Speicher in Fließrichtung des Wassers erhöhen.

Die Temperatur des Fußbodens in Speichernähe $\vartheta_{Sp8} = 21,2\text{ }^{\circ}\text{C}$ unterscheidet sich um 0,1 K von der Umgebungstemperatur $\vartheta_U = 21,3\text{ }^{\circ}\text{C}$. Diese Angabe ist für eine spätere Berechnung der Transmissionswärmeströme von Bedeutung.



Abbildung 3.18 - Thermographieaufnahme des Speicherprototyps

4 Versuchsdurchführung und Berechnungen

Um eine Leistungsmessung am PCM-Speicherprototyp durchzuführen, wird ein Temperatursprung auf das System gegeben. In der Ausgangssituation befindet sich der Speicher in einem stationären Zustand. Das bedeutet, dass das im Speicherkreislauf fließende Wasser mit Hilfe der Regelung auf konstanter Temperatur gehalten wird und somit der Speicher einen konstanten Beladungszustand hat. Die Temperatur befindet sich unterhalb der Phasenwechseltemperatur des Parafol 16-97, sodass das PCM theoretisch vollständig erstarrt ist. Der Speicher ist somit für dieses Temperaturniveau vollständig entladen.

Nun wird mit Hilfe der Umschaltvorrichtung der Temperatursprung auf das System gegeben (vgl. Abschnitt 3.4). Die eingestellte Temperatur liegt oberhalb der Phasenwechseltemperatur des Parafol 16-97. Dadurch durchläuft das PCM den Phasenwechsel und wird mit Energie beladen. Der Beladevorgang ist beendet, wenn der Speicher sich wieder in einem stationären Zustand befindet.

Um einen vollständigen Be- und Entladezyklus zu messen, wird nach dem Beladevorgang des Speichers erneut ein Temperatursprung mit der Ausgangstemperatur auf das System gegeben. Somit wird der Speicher wieder vollständig entladen. Der minimale Ladezustand hat sich eingestellt, wenn erneut ein stationärer Zustand bei der Ausgangstemperatur erreicht ist.

Der Messcomputer zeichnet für die Auswertung der Leistungsmessung mithilfe des Messprogramms die Verläufe der Temperaturen ϑ_{V_prim} , ϑ_{V_Sp} , ϑ_{R_Sp} und ϑ_U sowie des Volumenstroms \dot{V}_{Sp} auf (vgl. Abbildung 3.14). Dabei ist das Messprogramm so eingestellt, dass alle zwei Sekunden ein Messpunkt aufgenommen wird, um eine hohe Genauigkeit bei der Auswertung zu erreichen. Die Messpunkte der einzelnen Messreihen werden vom Messprogramm in einer *.txt - Datei gespeichert, um eine weitere externe Verarbeitung der Messwerte zu ermöglichen.

4.1 Berechnungsgrundlagen

Die theoretische Speicherkapazität des Speicherprototyps $Q_{Sp,theo,ges}$ setzt sich aus der gespeicherten latenten Wärme Q_{lat} und sensiblen Wärme Q_{sens} zusammen

$$Q_{Sp,theo,ges} = Q_{sens,i} + Q_{lat} \quad (29)$$

Die sensible Wärme $Q_{sens,i}$ besteht aus folgenden Anteilen:

$$Q_{sens,i} = \sum m_i \cdot c_{p,i} \cdot \Delta T_{R_Sp} \quad (30)$$

- Sensible Wärme des Speicherbehälters $Q_{sens,SpB}$
- Sensible Wärme des Wasserinhalts im Speicher $Q_{sens,W}$
- Sensible Wärme der Konstruktionsteile der Speicherpatrone inkl. Makrokapselmateri-
alien $Q_{sens,Patr}$
- Sensible Wärme des Parafol 16-97 $Q_{sens,Par16-97}$. Theoretisch muss hier für eine
exakte Berechnung zwischen der flüssigen und der festen Phase unterschieden wer-
den (vgl. Abschnitt 2.5.1). Da die jeweiligen Anteile in den Makrokapseln im Rahmen
dieser Arbeit nicht bestimmbar sind, wird mit dem Mittelwert der Dichte $\rho_{par16-97,m}$
zur Bestimmung der Masse $m_{par16-97,m}$ gerechnet.

Tabelle 4.1 - Gewicht und spez. Wärmekapazitäten der Speicherkomponenten [27, 34]

Bauteil	Material	Masse	Spez. Wärmekapazität
Speicherbehälter	Stahl	$m_{Stahl} = 35,564 \text{ kg}$	$c_{p,Stahl} = 0,490 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$
	Wasser	$m_W = 9,328 \text{ kg}$	$c_{p,W} = 4,175 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$
Speicherpatrone	VA	$m_{VA} = 2,470 \text{ kg}$	$c_{p,VA} = 0,477 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$
	Rotguss	$m_{Rotguss} = 1,718 \text{ kg}$	$c_{p,Rotguss} = 0,389 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$
	Parafol 16-97 (mittel)	$m_{Par16-97,m} = 1,473 \text{ kg}$	$c_{p,Par16-97,m} = 3,25 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$

Die latente Wärme Q_{lat} ist die im Phasenwechsel des Parafol 16-97 speicherbare Wärme
 $Q_{lat,Par16-97} = \Delta H_{ls}$.

Für die Berechnung der theoretischen Speicherkapazität werden die sensiblen und latenten
Wärmeanteil des Parafol 16-97 zusammengefasst zu

$$Q_{Par16-97,ges}(\vartheta) = Q_{sens,Par16-97} + Q_{lat,Par16-97} = m_{Par16-97,m} \cdot c_{p,Par16-97,m}(\vartheta). \quad (31)$$

Dadurch kann die gesamte im Parafol 16-97 speicherbare Wärme mit Hilfe des Verlaufs der
spezifischen Wärmekapazität in Abhängigkeit von Temperatur des Materials nach Abbildung
3.1 bestimmt werden, indem die spezifische Wärmekapazität für den gesamten Temperatur-
bereich des Temperatursprung aufsummiert wird.

Somit berechnet sich die gesamte theoretische Speicherkapazität mit der Einheit Wh des
Speicherprototyps zu

$$Q_{Sp,theo,ges} = Q_{sens,SpB} + Q_{sens,W} + Q_{sens,Patr} + Q_{Par16-97,ges}(\vartheta) \quad (32)$$

$$= (m_{Stahl} \cdot c_{p,Stahl} + m_W \cdot c_{p,W} + m_{VA} \cdot c_{p,VA} + m_{Rotguss} \cdot c_{p,Rotguss} \\ + m_{Par16-97,m} \cdot c_{p,Par16-97,m}(\vartheta)) \cdot \Delta T_{RSp} \quad (33)$$

wobei $\Delta T_{R,Sp} = \vartheta_{R,Sp,max} - \vartheta_{R,Sp,min}$ die maximale Temperaturdifferenz der Rücklauftemperatur des Systems ist.

Die theoretische Speicherkapazität wird benötigt, um nach erfolgter Leistungsmessungen die Ergebnisse der tatsächlichen Leistung des Speicherprototyps bewerten zu können. Die Berechnung der *Be- und Entladeleistung* mit der Einheit W erfolgt nach Gleichung (7) über die Betrachtung des Be- und Entladesystem des Speichers [2]

$$\dot{Q}_{Sp} = \dot{m}_W \cdot c_{p,W} \cdot (\vartheta_{R,Sp} - \vartheta_{V,Sp}) \quad (34)$$

mit der spez. Wärmekapazität $c_{p,W}$ und dem Massenstrom \dot{m}_W des durchströmenden Wassers

$$\dot{m}_W = \dot{V}_W \cdot \rho_W \quad (35)$$

Die Kumulation der Beladeleistungen über die gesamte Dauer der Beladung des Speichers ergibt die tatsächlich speicherbare Wärme bzw. Speicherkapazität Q_{Sp} mit der Einheit Wh [1].

$$Q_{Sp} = \int_{t_1}^{t_2} \dot{Q}_{Sp} dt \quad (36)$$

Dabei ist t_1 der Zeitpunkt der minimalen Beladung und t_2 der Zeitpunkt der maximalen Beladung.

Um die aus den Leistungsmessungen ermittelte tatsächliche Kapazität mit der theoretischen Kapazität des Speichers vergleichen zu können, muss die gesamte Energiebilanz des Speichers betrachtet werden. Diese setzt sich der kumulierten Beladeleistung \dot{Q}_{Sp} und den kumulierten Speicherverlusten $\dot{Q}_{Sp,Ver}$ in Form von Transmissionswärmeströmen über die thermodynamische Systemgrenze des Speicherbehälters zusammen [2].

$$Q_{Sp} = \int_{t_1}^{t_2} \dot{Q}_{Sp} dt + \int_{t_1}^{t_2} \dot{Q}_{Sp,Ver} dt \quad (37)$$

Eine Kennzahl zur Bewertung des Speichers ist die *Energiespeicherdichte* c_{Sp}^* mit der Einheit Wh/dm^3 . Sie setzt die Speicherkapazität Q_{Sp} mit dem Volumen des Speicherbehälters V_{Sp} ins Verhältnis. Auf diese Weise können verschiedene Speicher oder Betriebsweisen eines Speichers miteinander verglichen werden [2].

$$c_{Sp}^* = \frac{Q_{Sp}}{V_{Sp}} \quad (38)$$

Eine dimensionslose Kennzahl, die Vergleiche verschiedener Speicher oder Betriebsweisen eines Speichers zulässt, ist der Speicherfaktor. Er setzt die Energiespeicherdichte des PCM-Speicher $c_{Sp,PCM}^*$ mit der Energiespeicherdichte desselben Speichers in der Ausführung als reinem Kaltwasserspeicher $c_{Sp,KW}^*$ ins Verhältnis.

$$S_{Sp} = \frac{c_{Sp,PCM}^*}{c_{Sp,KW}^*} \quad (39)$$

Durch den Speicherfaktor wird die Steigerung der Speicherkapazität des PCM-Speichers gegenüber dem konventionellen Kaltwasserspeicher ausgedrückt. Dabei wird die theoretische Energiespeicherdichte des Speicherprototyps in der Ausführung als konventioneller Kaltwasserspeicher $c_{Sp,KW,theo}^*$ berechnet durch [2]

$$c_{Sp,KW}^* = \frac{Q_{Sp,KW}}{V_{Sp}} = \frac{V_{Sp,W} \cdot \rho_W \cdot c_{p,W} \cdot \Delta T_{R-Sp}}{V_{Sp}} \quad (40)$$

4.2 Vorgehensweise bei der Leistungsmessung

Die Leistungsmessung am PCM-Speicherprototyp ist in zwei Phasen unterteilt. In der ersten Phase wird durch Variation der Temperatursprünge die ideale Einstellung für den Betrieb des Speicherprototyps gesucht. Um einen möglichst großen Vorteil gegenüber konventionellen Kaltwasserspeichern zu erlangen, ist es notwendig, mit einer möglichst kleinen Temperaturdifferenz zu arbeiten (vgl. Abschnitt 2.4), die dabei den gesamten Phasenwechselbereich des PCM einschließt. Wird der Phasenwechselbereich nur unvollständig abgedeckt, kommt es zu einer Teilschmelze bzw. Teilkristallisation und die Speicherkapazität wird unvollständig ausgenutzt. Der sensible Bereich muss dabei möglichst klein gehalten werden, da hier die spezifische Wärmekapazität des Parafol 16-97 geringer als die von Wasser ist. Der optimale Temperatursprung wird für die Verwendung des Parafol 16-97 nach Abbildung 3.1 voraussichtlich im Bereich von 15 °C bis 20 °C liegen, da in diesem Bereich das verwendete Parafol 16-97 die größte spez. Wärmekapazität hat.

Zur Bestimmung des optimalen Temperatursprungs wird sich der theoretischen Phasenwechseltemperatur des Parafol 16-97 von beiden Seiten angenähert, um die Veränderung folgender Werte zu beobachten:

- Differenz zwischen theoretischer und tatsächlicher Speicherkapazität
- Speicherdichte
- Speicherfaktor

Der Speicherfaktor ist bei der Bewertung den untersuchten Temperatursprüngen das entscheidende Kriterium, da er die Steigerung der Speicherkapazität gegenüber einem ver-

gleichbaren konventionellen Kaltwasserspeicher beschreibt. Die Temperaturdifferenz, die den größten Speicherfaktor zur Folge hat, stellt die gesuchte Lösung für den Betrieb des Speichers dar, selbst wenn dabei eine geringere reine Speicherleistung und damit auch eine geringere Speicherdichte gegenüber anderen Temperatursprüngen erreicht wird.

Da nur die Temperaturdifferenz des Systems variiert wird, finden alle Messreihen bei einem konstanten Volumenstrom statt. Dieser muss im Vorweg über eine praxisnahe Abschätzung bestimmt werden. Das geschieht über die Berechnung der theoretischen Speicherkapazität des Speicherprototyps. Als Temperaturdifferenz im System wird dafür eine Temperaturdifferenz $\Delta T_{Sys} = 6 \text{ K}$ angenommen. Das entspricht dem üblichen Temperaturbereich für den Phasenwechsel bei Paraffinen.

Die Berechnung der gesamten Kapazität im PCM-Speicherprototyp $Q_{Sp,theo,ges}$ erfolgt nach Gleichung (24) mit $\Delta T_{R,Sp} = \Delta T_{Sys}$ und ergibt

$$Q_{Sp,theo,ges} = 560,27 \text{ kJ} = 155,63 \text{ Wh} .$$

Um den benötigten Volumenstrom zum Abrufen der gesamten Speicherkapazität abschätzen zu können, wird als Ansatz für die weitere Berechnung die Speicherkapazität als Dauerleistung für eine Stunde festgelegt:

$$\dot{Q}_{Sp,theo,ges} = 155,63 \text{ W} .$$

Der für das Abrufen dieser Leistung benötigte kleinste Volumenstrom \dot{V}_{min} lässt sich ermitteln, indem die theoretische Dauerleistung $\dot{Q}_{Sp,theo,ges}$ mit der Be- und Entladeleistung \dot{Q}_{Sp} nach Gleichung (34) gleichgesetzt und nach dem Volumenstrom aufgelöst wird.

$$\dot{Q}_{Sp,theo,ges} = \dot{Q}_{Sp} = \dot{m}_W \cdot c_{p,W} \cdot \Delta T_{Sys}$$

Mit dem Massenstrom $\dot{m}_W = \dot{V}_{min} \rho_W$ und der Dichte $\rho_W(17,4^\circ\text{C}) = 999,154 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ des Wassers bei der Phasenwechseltemperatur des Parafol 16-97 folgt für den Volumenstrom

$$\dot{V}_{min} = \frac{\dot{Q}_{Sp}}{\rho_W c_{p,W} \Delta T_{Sys}} 3600 \text{ s} = 22,39 \frac{\text{l}}{\text{h}} \approx 22 \frac{\text{l}}{\text{h}} .$$

Bei ersten Testläufen, zeigte sich jedoch, dass dieser Volumenstrom in der Mess- und Regelstation nicht konstant gehalten werden kann. Er sackte im Verlauf der Testläufe kontinuierlich ab. Ein eindeutiger Grund war dafür nicht auszumachen. Somit wird nach einigen Tests zur Annäherung an \dot{V}_{min} mit höheren Volumenströmen von oben, der konstante Volumenstrom für die Leistungsmessung $\dot{V}_{Sp} = 30 \frac{\text{l}}{\text{h}}$ gewählt. Dieser Volumenstrom wird von Sys-

tem über den Verlauf einer gesamten Messung relativ konstant gehalten und sackt nur leicht ab, sodass gegebenenfalls minimal per Hand nachreguliert werden muss.

Ist in der ersten Phase der Leistungsmessungen der beste Temperatursprung bestimmt, wird in der zweiten Phase der Leistungsmessungen eine Variation des Volumenstroms bei konstanter idealer Temperaturdifferenz des Systems durchgeführt. Das Ziel hierbei ist es, die beste Einstellung hinsichtlich der Be- und Entladezeiten des Speichers zu ermitteln. Größere Volumenströme bedeuten auf Grund des verbesserten Wärmeübergangs kürzere Be- und Entladezeiten. Kleinere Volumenströme bedeuten dementsprechend längere Be- und Entladezeiten. Gesucht wird der Punkt, an dem mit möglichst wenig Aufwand der größte Nutzen erzielt wird. Die Be- und Entladezeiten sollen möglichst klein sein, jedoch soll der Volumenstrom nicht zu groß werden, da sonst zu viel Energie durch den elektrischen Antrieb der Pumpe aufgebracht werden muss. Der „Flaschenhals“ ist hierbei nicht der Wärmeübergang vom Fluid an die Makrokapsel, sondern die Wärmeleitung ins Innere der Kapsel auf Grund der schlechten Wärmeleitfähigkeit des PCM. Dadurch kann ab einem bestimmten Punkt, durch eine Steigerung des Volumenstroms, keine weitere Senkung des Be- und Entladezeiten bewirkt werden.

4.3 Berechnungsfunktion der Transmissionswärmeströme

Transmissionswärmeströme beschreiben den Energieverlust bzw. den Energieeintrag in Form von Wärme über die Speicher-Systemgrenze. Sie treten auf Grund von Wärmeleitung in der Speicherwandkonstruktion in Form von Wärmedurchgängen an der Speicheroberfläche auf (vgl. Gleichung (17) und Gleichung (19)).

$$\dot{Q}_{Sp,Ver} = (k \cdot A)_{Sp} \cdot (\vartheta_U - \vartheta_{Sp,m}) \quad (41)$$

Für eine genaue Betrachtung der Transmissionswärmeströme am Speicherprototyp werden im Folgenden die Wärmeverluste bzw. –Einträge des Speicherbehälters mit Hilfe der in Abschnitt 2.3 vorgestellten Grundlagen der Wärmeübertragung berechnet. Gesucht wird eine Funktion der Transmissionswärmeströme, die von der Temperaturdifferenz

$$\Delta T_{Trans} = \vartheta_U - \vartheta_{Sp,m} \quad (42)$$

zwischen mittlerer Speichertemperatur $\vartheta_{Sp,m} = \vartheta_{R,Sp} - \vartheta_{V,Sp}$ und der Umgebungstemperatur ϑ_U abhängig ist. Die Funktion findet Verwendung in der Auswertungstabelle zur Auswertung der Versuchsreihen.

Der Speicherbehälter wird in dieser Berechnung vereinfacht als idealer Zylinder betrachtet. Die Wärmeverluste bzw. -einträge finden dabei über die Mantelfläche und die beiden Stirnflächen des Zylinders statt. Die Mantelfläche und die obere Stirnfläche sind mit Armaflex

AF-19 isoliert. Der Zylinder steht zur Isolierung der unteren Stirnfläche auf zwei Styrodurplatten und auf einer Sperrholzplatte auf dem Hallenboden der Laborhalle. Nachfolgend sind die benötigten Daten zur Berechnung der Transmissionswärmeströme angegeben.

Zylinder

Höhe Zylinder	$h = 900 \text{ mm}$
Außendurchmesser Zylinder	$d_{a,Zyl} = 139,7 \text{ mm}$
Wanddicke Zylindermantel	$s_{Zyl} = 4 \text{ mm}$
Dicke Stirnflächen Zylinder	$s_{Stirn} = 18 \text{ mm}$
Wärmeleitfähigkeit Stahl [34]	$\lambda_{Stahl} = 50 \frac{W}{m \cdot K}$
Mantelfläche Zylinder	$A_{Mantel} = 0,502 \text{ m}^2$
Stirnfläche Zylinder	$A_{Stirn} = 0,0136 \text{ m}^2$

Isoliermaterialien

Dicke Armaflex AF-19	$s_{Arma} = 19 \text{ mm}$
Wärmeleitfähigkeit Armaflex AF-19 [29]	$\lambda_{Arma} = 0,033 \frac{W}{m \cdot K}$
Dicke Styrodurplatte	$s_{Styr} = 30 \text{ mm}$
Wärmeleitfähigkeit Styrodur [35]	$\lambda_{Styr} = 0,034 \frac{W}{m \cdot K}$
Dicke Holzplatte	$s_{Holz} = 20 \text{ mm}$
Wärmeleitfähigkeit Sperrholz [34]	$\lambda_{Holz} = 0,17 \frac{W}{m \cdot K}$

Wärmeübergangszahlen

Wärmeübergangszahl Wasser zur Wand in Rohrleitungen [36]	$\alpha_W = 100 \dots 1000 \frac{W}{m^2 \cdot K}$
Wärmeübergangszahl Luft zur Isolierung [36, 37]	$\alpha_L = 7,8 \dots 9 \frac{W}{m^2 \cdot K}$

Durchmesser für die Berechnung

Innendurchmesser Zylinder	$d_1 = 131,7 \text{ mm}$
Außendurchmesser Zylinder	$d_2 = 139,7 \text{ mm}$
Außendurchmesser Isolierung	$d_3 = 177,7 \text{ mm}$

Die realen Verhältnisse der Strömung im Speicher und der Wärmeübergänge zur Umgebungsluft auf der Außenseite des Speichers können im Rahmen dieser Arbeit nicht eingehend untersucht werden. Deshalb müssen Annahmen für die Wärmeübergangszahlen getroffen werden. Aufgrund des in Abschnitt 4.2 errechneten minimalen Volumenstroms für den Betrieb des Speichers $\dot{V}_{min} = 22,39 \frac{l}{h}$ wird für die Wärmeübergangszahl von Wasser zur Wand der Wertebereich $\alpha_W = 100 \dots 1000 \frac{W}{m^2 \cdot K}$ für kleine Strömungsgeschwindigkeiten in einem Rohr angenommen [36]. Für die Wärmeübergangszahl von der Luft zur Isolierung wird ebenfalls ein Wertebereich verwendet. Das untere Ende des Wertebereichs bildet die in der Klimatechnik üblicherweise verwendete Wärmeübergangszahl für durch Luft angeströmte ebene Flächen $\alpha_L = 7,8 \frac{W}{m^2 \cdot K}$ [36]. Das obere Ende des Wertebereichs bildet die Angabe des Armaflex-Herstellers *Armacell* für den Wärmeübergangskoeffizienten des Materials AF/Armaflex zu Luft $\alpha_L = 9 \frac{W}{m^2 \cdot K}$ [37]. Die Funktion der Transmissionswärmeströme in Abhängigkeit von ΔT_{Trans} wird demzufolge für die Wertebereiche der Wärmeübergangskoeffizienten berechnet und ebenfalls in einem Ergebnisbereich dargestellt.

Die Berechnung der Wärmeströme über die Flächen des Zylinders erfolgt nach Gleichung (17). Der Wärmestrom über die Mantelfläche des Zylinders $\dot{Q}_{V,Mantel}$

$$\dot{Q}_{Sp,Ver,Mantel} = k_{Mantel} \cdot A_{Mantel} \cdot \Delta T_{Trans}$$

mit dem Kehrwert des Wärmedurchgangskoeffizienten der Mantelfläche nach Gleichung (20)

$$\frac{1}{k_{Mantel}} = \frac{d_3}{d_1} \cdot \frac{1}{\alpha_W} + \frac{d_3}{2\lambda_1} \cdot \ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right) + \frac{d_3}{2\lambda_2} \cdot \ln\left(\frac{d_3}{d_2}\right) + \frac{1}{\alpha_L} = 0,7896 \dots 0,7603 \frac{m^2 \cdot K}{W}$$

beträgt in Abhängigkeit von ΔT_{Trans}

$$\dot{Q}_{Sp,Ver,Mantel} = 0,6358 \dots 0,6603 \frac{W}{K} \cdot \Delta T_{Trans} \cdot$$

Der Wärmestrom über die obere Stirnfläche $\dot{Q}_{Sp,Ver,Stirn,o}$ (in Kontakt mit Umgebungsluft)

$$\dot{Q}_{Sp,Ver,Stirn,o} = k_{Stirn,o} \cdot A_{Stirn} \cdot \Delta T_{Trans}$$

mit dem Kehrwert des Wärmedurchgangskoeffizienten nach Gleichung (18)

$$\frac{1}{k_{Stirn,o}} = \frac{1}{\alpha_W} + \frac{s_{Stirn}}{\lambda_{Stahl}} + \frac{s_{Arma}}{\lambda_{Arma}} + \frac{1}{\alpha_L} = 0,6882 \dots 0,7143 \frac{m^2 \cdot K}{W}$$

berechnet sich in Abhängigkeit von ΔT_{Trans} zu

$$\dot{Q}_{Sp,Ver,Stirn,o} = 0,0190 \dots 0,0198 \frac{W}{K} \cdot \Delta T_{Trans} \cdot$$

Der Wärmestrom durch die untere Stirnfläche $\dot{Q}_{Sp,Ver,Stirn,u}$ (in Kontakt mit Hallenboden über Styrodur- und die Sperrholzplatten) berechnet sich durch

$$\dot{Q}_{Sp,Ver,Stirn,u} = k_{Stirn,u} \cdot A_{Stirn} \cdot \Delta T_{Trans}.$$

Der Hallenboden hat annähernd die Temperatur der Umgebung (vgl. Abbildung 3.18), so dass die Hallenbodentemperatur in einer Vereinfachung mit der Umgebungstemperatur gleichgesetzt werden kann. Außerdem wird unterhalb der Holzplatte die Bodentemperatur als konstant angenommen und damit der Wärmestrom nach dem Prinzip der stationären Wärmeleitung berechnet. Da der Wärmestrom in Abhängigkeit von ΔT_{Trans} über die untere Stirnfläche im Bereich von $10^{-3} W$ liegt und die Temperaturdifferenz zur Umgebung $\leq 10 K$ beträgt, sind die Abweichungen zu einer instationären Berechnung der Wärmeleitung sehr gering, wodurch die getroffene Vereinfachung zulässig ist.

Der Wärmedurchgangskoeffizient für die untere Stirnfläche des Zylinders $k_{Stirn,u}$ wird bestimmt über seinen Kehrwert nach Gleichung (18):

$$\frac{1}{k_{Stirn,u}} = \frac{1}{\alpha_w} + \frac{S_{Stirn}}{\lambda_{Stahl}} + 2 \cdot \frac{S_{Styr}}{\lambda_{Styr}} + \frac{S_{Holz}}{\lambda_{Holz}} = 1,8927 \dots 1,8837 \frac{m^2 \cdot K}{W}$$

Der Wärmestrom durch die untere Stirnfläche des Zylinders $\dot{Q}_{Ver,Stirn,u}$ abhängig von ΔT_{Trans} berechnet sich damit zu

$$\dot{Q}_{Sp,Ver,Stirn,u} = 0,0072 \dots 0,0072 \frac{W}{K} \cdot \Delta T_{Trans}.$$

Der gesamte Transmissionswärmestrom $\dot{Q}_{Sp,Ver,ges}$ in Abhängigkeit von ΔT_{Trans} berechnet sich als Summe der Einzelwärmeströme:

$$\dot{Q}_{Sp,Ver,ges} = \dot{Q}_{Ver,Mantel} + \dot{Q}_{Ver,Stirn,o} + \dot{Q}_{Ver,Stirn,u} = 0,6619 \dots 0,6873 \frac{W}{K} \cdot \Delta T_{Trans}.$$

Mit Hilfe der berechneten Funktion der Wärmeströme $\dot{Q}_{Ver,ges}$ in Abhängigkeit von ΔT_{Trans} werden die aufgenommenen Messreihen zur Leistungsbestimmung des PCM- Speicherprototypen ausgewertet. So lassen sich über den zeitlichen Verlauf mit sich veränderndem ΔT_{Trans} die kumulierten Transmissionswärmeströme berechnen. Im Folgenden wird in der Auswertungstabelle für die Berechnung der Transmissionswärmeströme die Funktion $\dot{Q}_{Sp,Ver,ges} = 0,6873 \frac{W}{K} \cdot \Delta T_{Trans}$ verwendet, um die größten möglichen Transmissionswärmeströme, also den „worst case“ zu betrachten.

4.4 Auswertungstabelle

Die Auswertung der Leistungsmessungen erfolgt mittels einer eigens mit *Microsoft Excel* erstellten Auswertungstabelle. Die von der Messsoftware aufgenommenen Messdaten werden in die Vorlage der Auswertungstabelle eingefügt. Daraufhin berechnet die Tabelle automatisch folgende Größen:

- spez. Wärmekapazität und Dichte des Wasser
- Massenstrom des Wassers
- Be- und Entladeleistungen
- mittlere Temperatur im Speicher
- transmissionswärmeströme
- theoretische Speicherkapazität
- theoretische Speicherkapazität des Speicherprototyps als reiner Kaltwasserspeicher
- theoretische Speicherdichte des Speicherprototyps als reiner Kaltwasserspeicher

Nach der manuellen Herstellung einiger Zellbezüge werden außerdem folgende Werte ausgegeben:

- Speicherkapazität (kumulierte Leistung)
- kumulierte Transmissionswärmeströme
- Be- und Entladezeit
- Speicherdichte
- Speicherfaktor

Auf diese Weise können die großen Datenmengen, die bei den Versuchen anfallen, schnell und einheitlich verarbeitet werden. Die Tabelle stellt außerdem die Verläufe der Messreihen und Auswertungsergebnisse für einen vollständigen Be- und Entladezyklus graphisch dar. Die graphischen Verläufe der durchgeführten Versuchsreihen befinden sich im Anhang dieser Arbeit. Im Folgenden werden in einer beispielhaften Darstellung die Graphen für eine beliebige Versuchsreihe gezeigt.

Die aufgezeichneten Temperaturverläufe und der Verlauf des Volumenstroms werden in einem Diagramm über der Versuchszeit dargestellt (vgl. Abbildung 4.1). Der Verlauf der Vorlauf-temperatur des Primärkreislaufs ϑ_{V_prim} beschreibt das manuelle Umschalten von der Kälteversorgung auf die Wärmeversorgung an der Umschaltvorrichtung vom Wärmeüber-träger. Die Vorlauf-temperatur des Speichers ϑ_{V_sp} zeigt die Temperatursprünge, die mit der Regelung auf das System gegeben werden. Die Rücklauf-temperatur ϑ_{R_sp} folgt der Vorlauf-temperatur verzögert und gibt dadurch das Be- und Entladeverhalten des Speichers an. Au-

ßerdem sind die Verläufe des Volumenstroms \dot{V}_{Sp} und der Umgebungstemperatur ϑ_U dargestellt (vgl. Abschnitt 3.4).

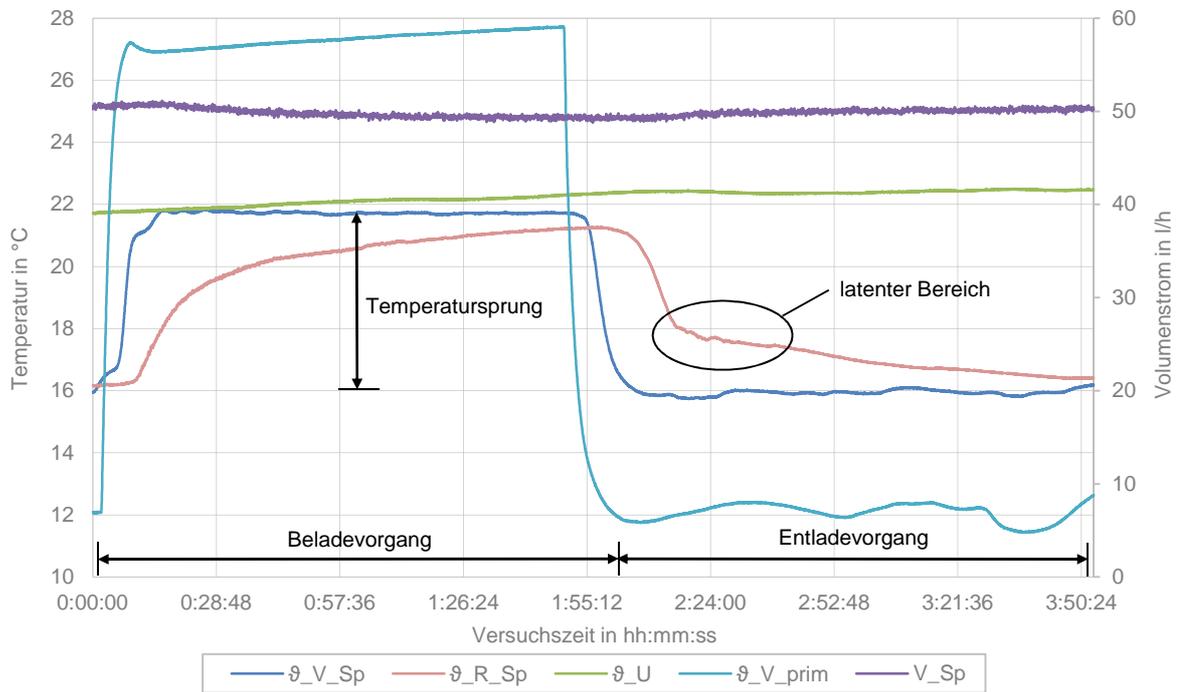


Abbildung 4.1 - Temperatur- und Volumenstromverläufe

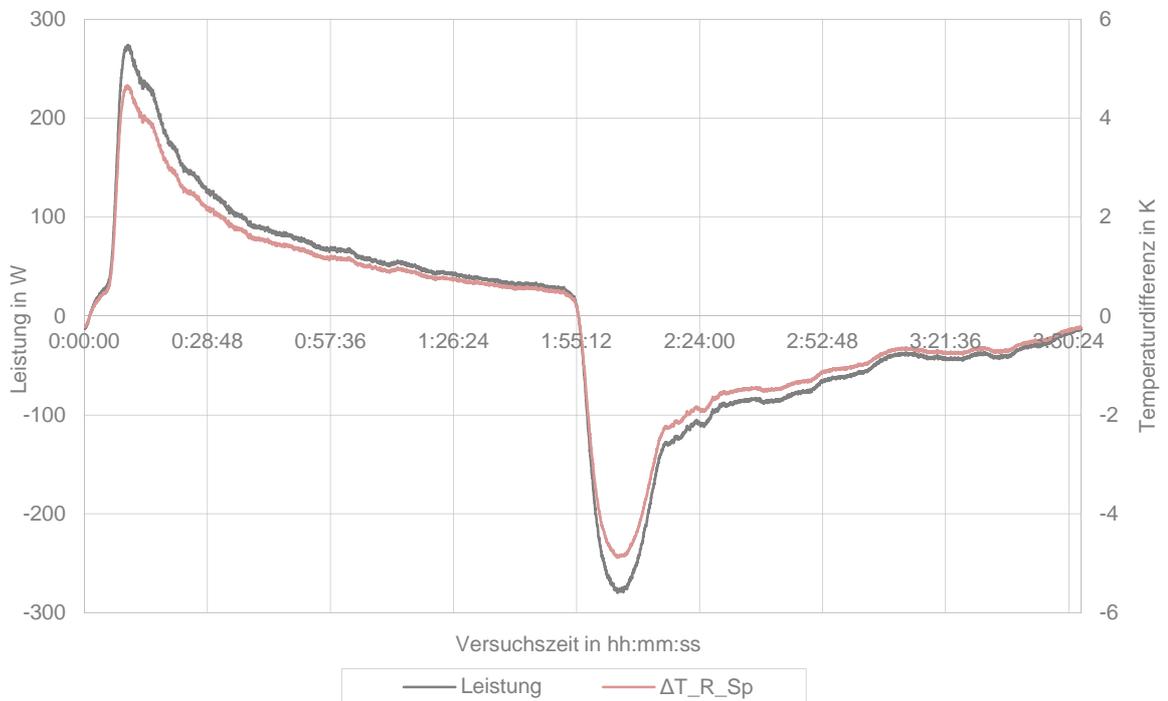


Abbildung 4.2 - Temperaturdifferenz- und Leistungsverlauf

Die Leistung \dot{Q}_{Sp} eines Be- und Entladezyklus ist von der Differenz der Vor- und Rücklauf-temperaturen des Speichers $\Delta T_{Sp} = \vartheta_{V_Sp} - \vartheta_{R_Sp}$ abhängig. Die Verläufe beider werden über der Versuchszeit dargestellt (vgl. Abbildung 4.2).

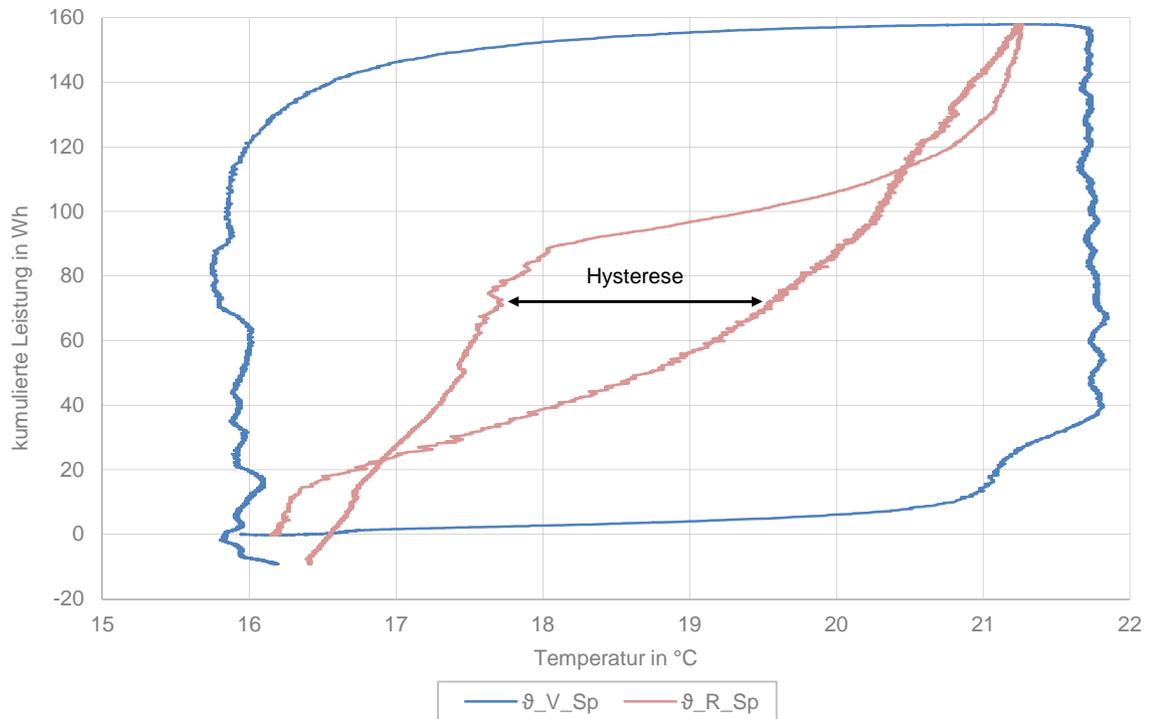


Abbildung 4.3 - Hysterese des Parafol 16-97

Das Schmelz- und Kristallisationsverhalten des makroverkapselten Parafol 16-97 wird in der Hysteresekurve dargestellt (vgl. Abschnitt 2.5.2). Dafür wird die kumulierte Leistung über dem Verlauf der Rücklauftemperatur des Speichers aufgetragen (vgl. Abbildung 4.3).

5 Auswertung

In diesem Abschnitt sollen zunächst die Ergebnisse der Versuchsreihen ausgewertet und somit die Leistung des PCM-Speicherprototyps dargestellt werden. Außerdem soll die Leistung des Prototypen mit der Leistung eines konventionellen Kaltwasserspeichers gleichen Volumens verglichen werden. Anschließend folgt nach der Auswertung der Be- und Entladezeiten eine Untersuchung hinsichtlich deren Optimierung durch Variation des Volumenstroms. Abschließend wird der PCM-Speicherprototyp auf die übliche Größe eines Speichers zur Anwendung in einem Kälteversorgungssystem hochskaliert und einer Wirtschaftlichkeitsbetrachtung unterzogen.

5.1 Leistungsangaben

Durchgeführt wurden Versuchsreihen mit Temperatursprüngen unterschiedlicher Ecktemperaturen. Der tatsächliche Temperatursprung weicht allerdings von den Ecktemperaturen ab. Er wird definiert über die Temperaturdifferenz der Rücklauftemperaturen am Speicher $\Delta T_{R_Sp} = \vartheta_{R_Sp,max} - \vartheta_{R_Sp,min}$ zu Beginn und am Ende des Beladevorgangs. Der Grund hierfür liegt im kapazitiven Verhalten des Speichers. Ab dem Zeitpunkt, ab dem die Temperaturdifferenz der Rücklauftemperatur zur Vorlauftemperatur ca. $\Delta T_{Sp} = \vartheta_{R_Sp} - \vartheta_{V_Sp} \leq 1 K$ beträgt, dauert der Temperatenausgleich bei wenig Kapazitätszuwachs sehr lange, sodass der Beladevorgang an dieser Stelle abgebrochen und der Entladevorgang eingeleitet wird. Die theoretische Kapazität des Speicherprototyps wird dementsprechend ebenfalls über ΔT_{R_Sp} berechnet.

Dem in Abbildung 3.1 dargestellten Verlauf der spezifischen Wärmekapazität des Parafol 16-97 über der Temperatur ist zu entnehmen, dass die spezifische Wärmekapazität des Parafol 16-97 ab 16 °C ansteigt, bei 18 °C das Maximum erreicht und bei 20 °C wieder das Ausgangsniveau erreicht. Zur Identifikation des optimalen Temperatursprungs, bei dem die größtmögliche Ausnutzung der theoretischen Speicherkapazität gegeben ist, soll sich iterativ an die untere und obere Ecktemperatur angenähert werden. Als Ausgangswerte werden für die untere Ecktemperatur 15 °C und für die obere Ecktemperatur 19 °C gewählt.

Nachfolgend sind in Abbildung 5.1 und Abbildung 5.2 die Temperaturverläufe der Speicher Be- und Entladung für verschiedene durchgeführte Messreihen über der Zeit dargestellt. Beim Entladevorgang ist deutlich der latente Bereich des Speichers zu erkennen. Bestätigt wird dieser Umstand bei der Betrachtung der Hysterese des Parafol 16-97 in Abbildung 5.3. Beim Temperatursprung 16 °C → 22 °C, zeigt sich, dass die Kristallisation des Parafol 16-97 im Bereich der Phasenwechseltemperatur $\vartheta_{ls} = 17,6 °C$ stattfindet. Eine Neigung des Parafol 16-97 zur Unterkühlung ist somit nicht festzustellen. Bei der Beladung hingegen ist ein

sichtbarer Knick in der Kurve erst bei ca. 18,6 °C zu erkennen. Der Schmelzvorgang läuft verzögert ab. Das makroverkapselte Parafol 16-97 weist also Unterschiede im Schmelz- und Erstarrungsverhalten auf, mit einer geringen Hysterese von 1 K bis 2 K.

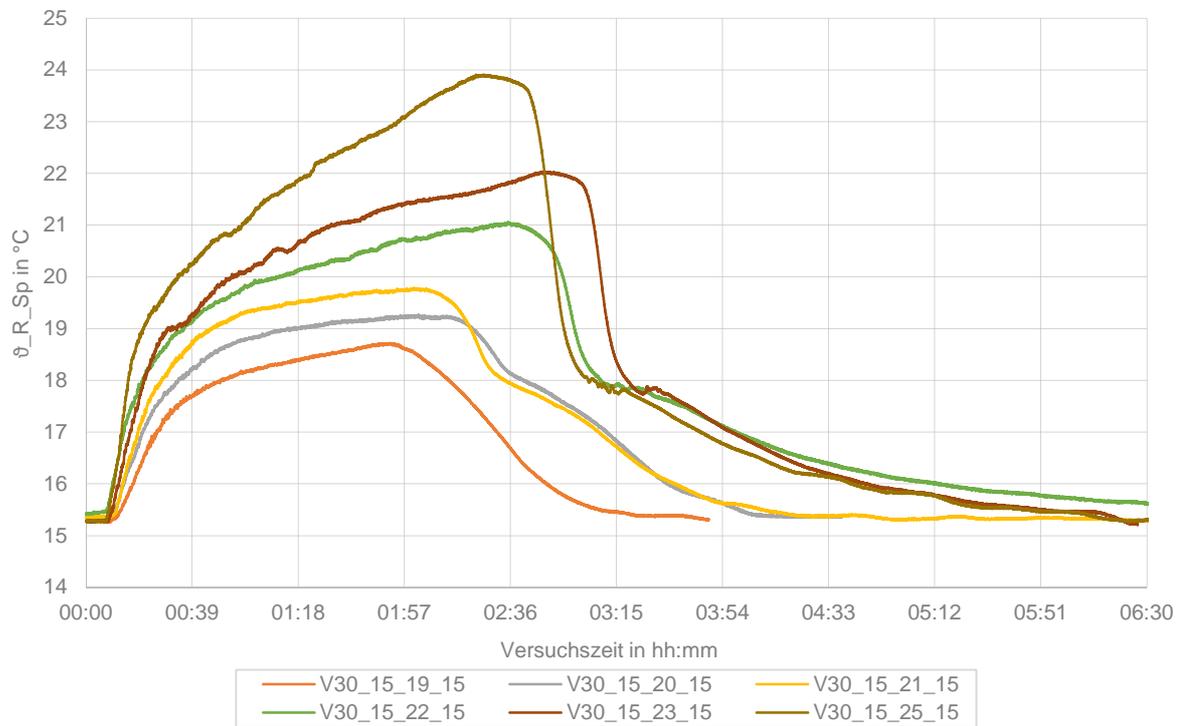


Abbildung 5.1 - Temperaturverläufe der unteren Ecktemperatur von 15 °C eines vollständigen Be- und Entladezyklus bei einem Volumenstrom von 30 l/h

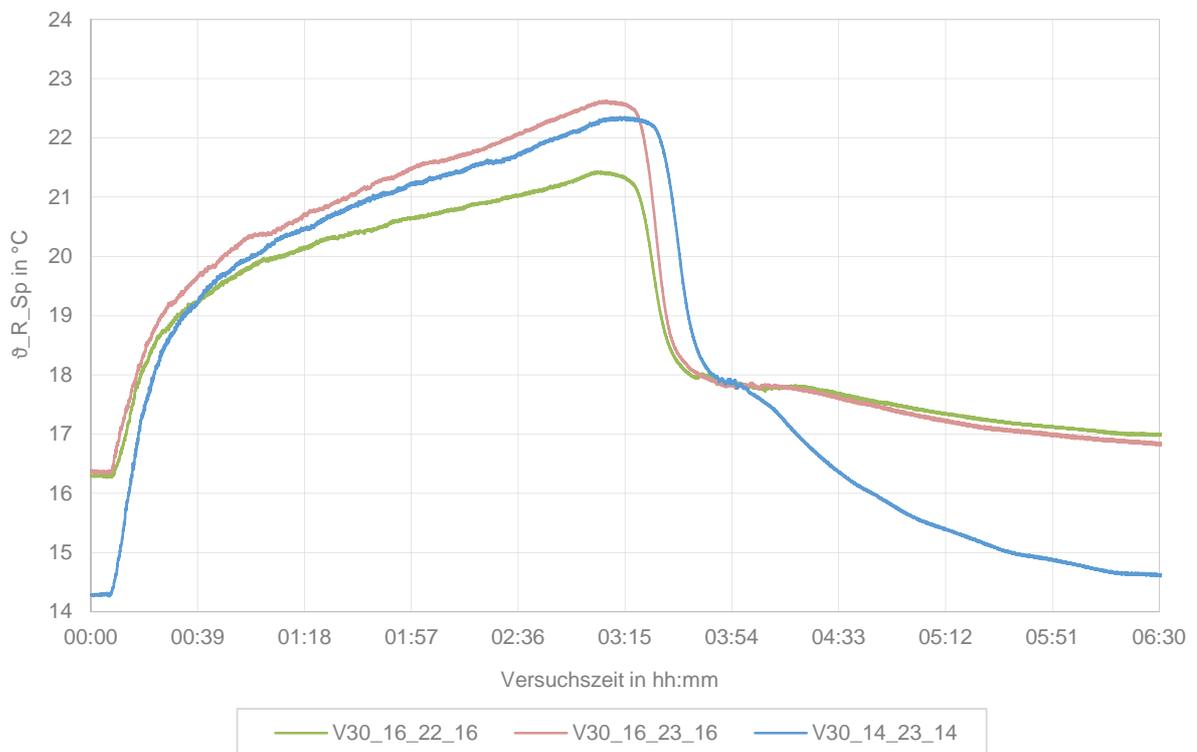


Abbildung 5.2 - Temperaturverläufe der unteren Ecktemperaturen 14 °C und 16 °C eines vollständigen Be- und Entladezyklus bei einem Volumenstrom von 30 l/h

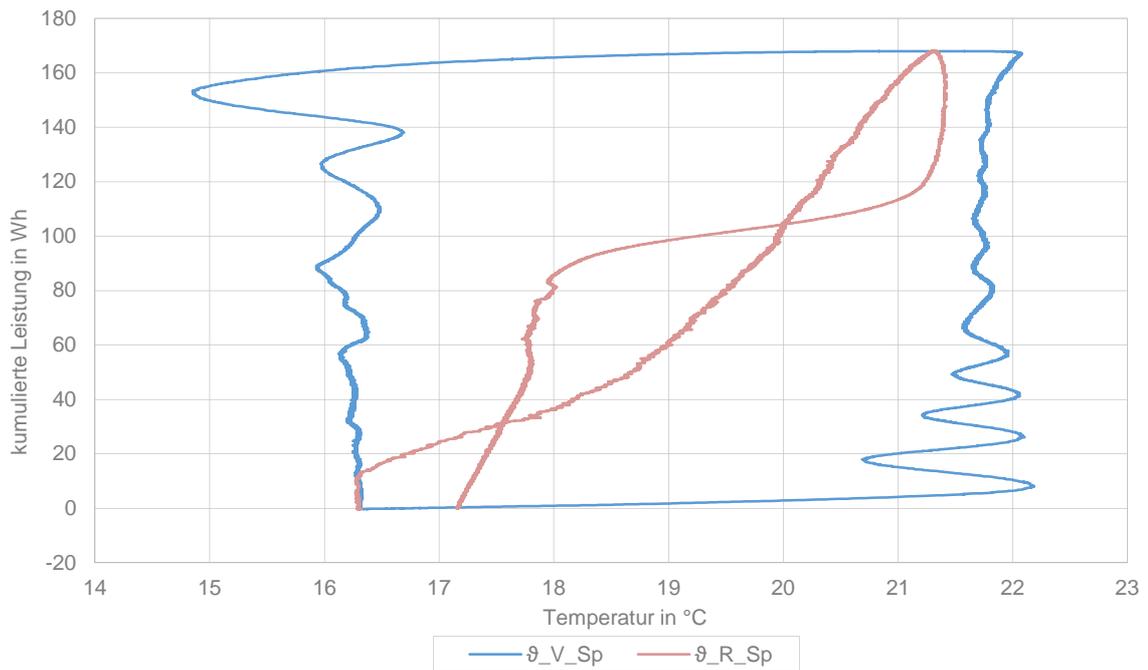


Abbildung 5.3 - Hysterese des Parafol 16-97 bei einem Volumenstrom von 30 l/h und dem Temperatursprung 16 °C → 22 °C ($\Delta T_{R_Sp} = 5,14$ K)

Die Entladung geschieht für die Temperatursprünge mit einer oberen Ecktemperatur ≥ 22 °C im latenten Bereich nahezu isotherm. Bei den Temperatursprüngen mit oberen Ecktemperaturen zwischen 20 °C und 22 °C ist hier nur ein deutlicher Knick in der Kurve erkennbar. Beim Temperaturverlauf mit der oberen Ecktemperatur von 19 °C ist kein latenter Bereich mehr erkennbar, jedoch verläuft die Entladekurve insgesamt flacher als bei den anderen Temperatursprüngen, bevor diese den Kristallisationspunkt erreichen. Diese Beobachtungen sind darauf zurückzuführen, dass die Beladung des Parafol 16-97 verzögert abläuft. Somit wird bei einer Beladung bis zur effektiven Temperatur von 19 °C nur ein geringer Teil des Parafol geschmolzen, sodass beim Erstarren während des Entladevorgangs die Kurve abflacht, es aber zu keinem ausgeprägten latenten Verhalten kommt (vgl. Abbildung 5.3). Ab 21 °C scheint das Parafol beim Beladevorgang vollständig geschmolzen zu sein, da hier der nahezu isotherm verlaufende latente Bereich bei der Entladung vorhanden ist.

Abbildung 5.4 und Abbildung 5.5 zeigen die kumulierte Leistung der untersuchten Temperatursprünge. Je größer der Temperatursprung, desto höher ist die erreichte Speicherkapazität Q_{Sp} . Auch hier ist der latente Bereich durch einen Knick in der Entladekurve der großen Temperatursprünge zu erkennen.

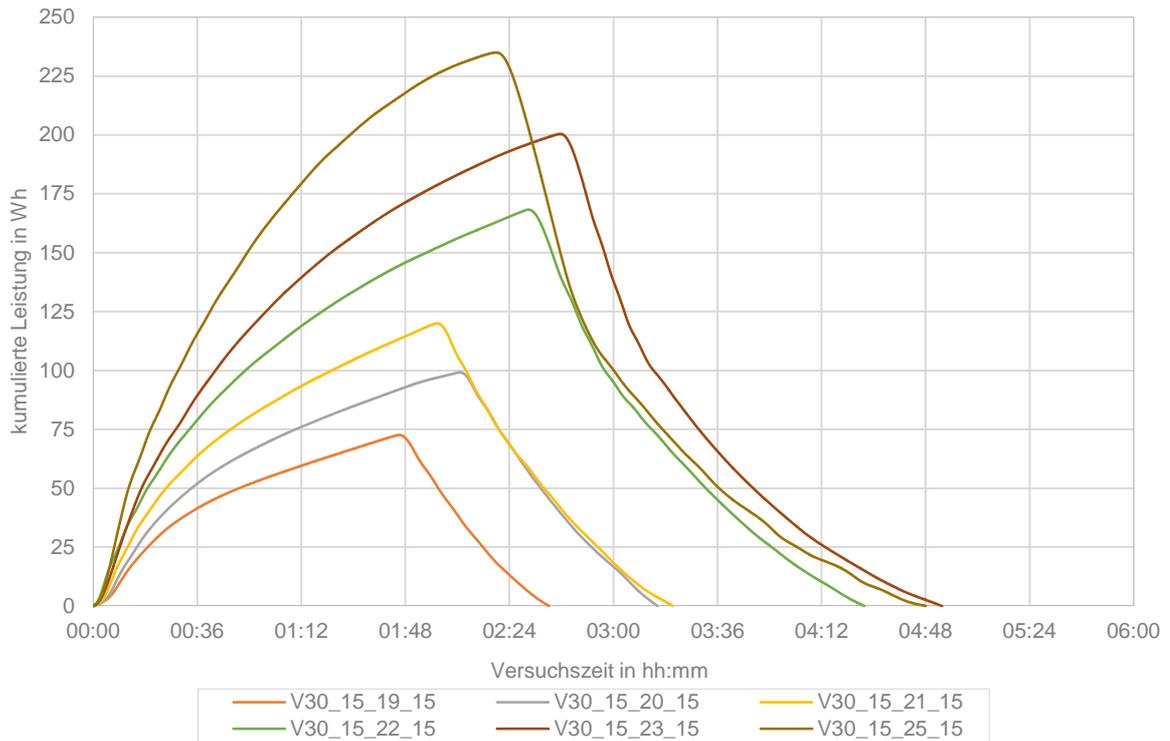


Abbildung 5.4 - Kumulierte Leistungen der untersuchten Temperatursprünge mit der unteren Ecktemperatur von 15 °C bei einem Volumenstrom von 30 l/h

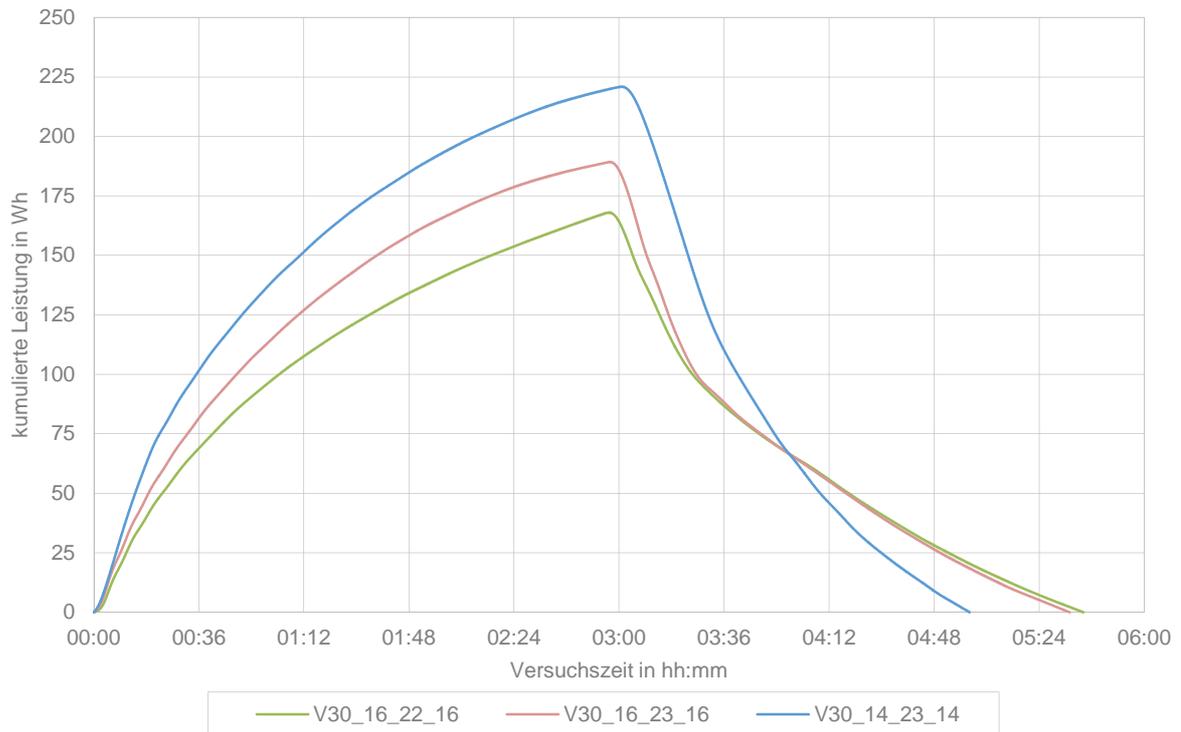


Abbildung 5.5 - Kumulierte Leistungen der untersuchten Temperatursprünge mit den unteren Ecktemperaturen von 14 °C und 16 °C bei einem Volumenstrom von 30 l/h

Die nachfolgende Tabelle vergleicht die kumulierte Leistung Q_{Sp} und die theoretische Speicherkapazität $Q_{Sp,theo,ges}$ für die effektive Temperaturdifferenz $\Delta T_{R,Sp}$ der Sprünge. Sie gibt dabei Auskunft über deren Differenz und den erreichten Kapazitätsanteil der tatsächlichen Speicherkapazität (kumulierte Leistung) von der theoretischen Speicherkapazität.

Tabelle 5.1 - Kumulierte Leistung und theoretische Speicherkapazität bei den untersuchten Temperaturdifferenzen $\Delta T_{R,Sp}$ und einem Volumenstrom von 30 l/h

Ecktemperaturen in °C	$\Delta T_{R,Sp}$ in K	Speicher- kapazität Q_{Sp} in Wh	Theoretische Speicherkapazität $Q_{Sp,theo,ges}$ in Wh	Differenz ΔQ_{Sp} in Wh	Erreichter Kapazitätsanteil $Q_{Sp}/Q_{Sp,theo,ges}$ in %
15 → 19	3,14	73,495	156,642	84,067	46,92
15 → 20	3,90	101,077	170,586	70,113	59,25
15 → 21	4,41	121,852	180,807	60,061	67,39
16 → 22	5,14	171,449	193,177	22,045	88,75
15 → 22	5,63	173,176	201,710	29,349	85,85
16 → 23	6,27	191,489	219,026	27,537	88,80
15 → 23	6,74	198,998	221,003	22,847	90,04
14 → 23	8,05	222,609	243,922	21,917	91,26
15 → 25	8,64	231,482	254,102	22,963	91,10

In Abbildung 5.6 sind die im Versuch ermittelten und die theoretischen Speicherkapazitäten der verschiedenen Temperatursprünge dargestellt. Mit größer werdendem Temperatursprung wächst erwartungsgemäß die theoretische Speicherkapazität $Q_{Sp,theo,ges}$ fast linear an, da der latente Energieanteil in der theoretischen Betrachtung auch bei den kleinen Temperatursprüngen nahezu vollständig genutzt wird und sich somit bei größer werdenden Temperatursprüngen nur der sensible Anteil proportional zur Temperaturdifferenz erhöht. Die kumulierte Leistung Q_{Sp} zeigt ein zur theoretischen Speicherkapazität asymptotisches Verhalten. Das bedeutet, dass theoretische und gemessene Speicherkapazität bei kleinen Temperaturdifferenzen weit auseinander liegen, sich aber bei größer werdenden $\Delta T_{R,Sp}$ annähern. Zu erklären ist diese Beobachtung durch die oben dargestellte Verzögerung bei der Beladung des PCM, sodass in der Praxis bei zu kleinen Temperatursprüngen der latente Energieanteil gar nicht oder nur unvollständig ausgenutzt wird. Im Bereich der untersuchten kleinen Temperaturdifferenzen $\Delta T_{R,Sp} \approx 3,5 \dots 4,5 \text{ K}$ beträgt der Unterschied zwischen theoretischer und gemessener Kapazität $\Delta Q_{Sp} \approx 60 \dots 84 \text{ Wh}$, was einem erreichten Kapazitätsanteil von nur ca. 46 – 67 % der tatsächlichen von der theoretischen Speicherkapazität entspricht. Bei größer werdenden Temperatursprüngen mit $\Delta T_{R,Sp} \approx 5 \dots 9 \text{ K}$ wird die latente Energie vollständig ausgenutzt. Die theoretische und die gemessene Speicherkapazität haben in diesem Bereich eine fast konstante Differenz von $\Delta Q_{Sp} \approx 22 \dots 29 \text{ Wh}$, was einem erreichten Kapazitätsanteil von ca. 86 – 91 % entspricht.

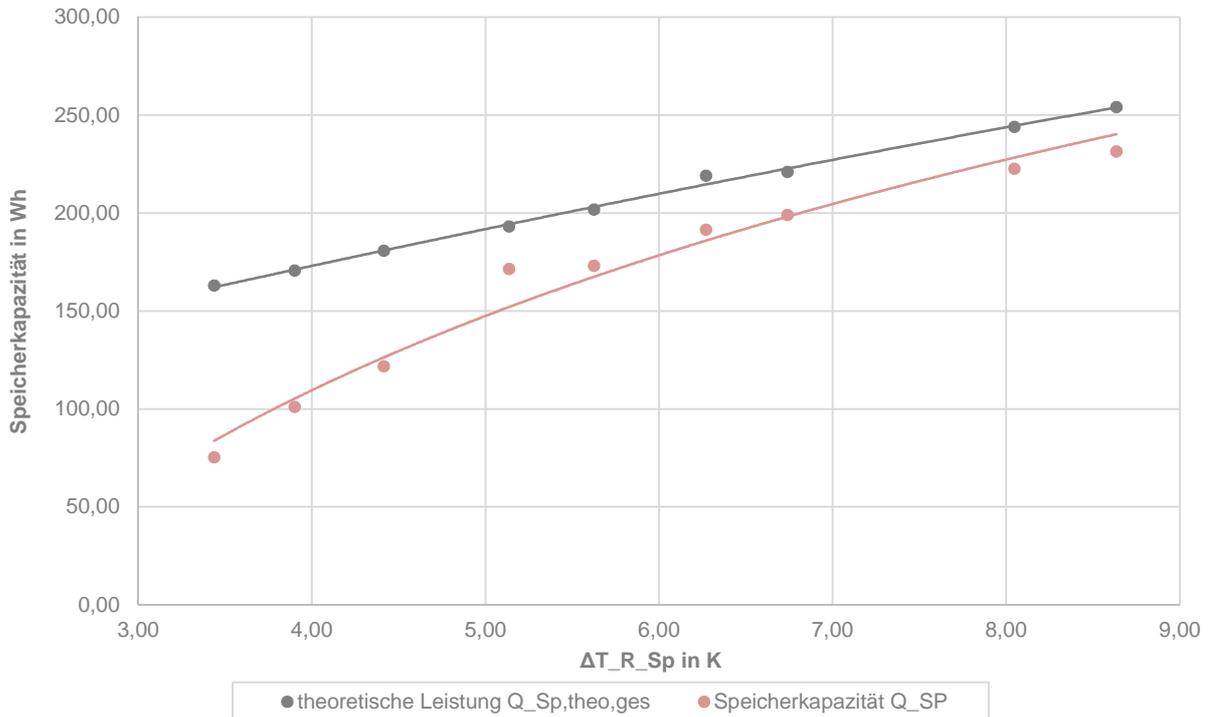


Abbildung 5.6 - Theoretische und gemessene Speicherkapazität in Abhängigkeit der untersuchten Temperaturdifferenzen ΔT_{R_Sp} und einem Volumenstrom von 30 l/h

Um das Ziel einer möglichst kleinen Temperaturdifferenz ΔT_{R_Sp} im System zu verfolgen, wurde im Laufe der Messungen die untere Ecktemperatur bis auf 16 °C angehoben, um die Erkenntnis der Verzögerung beim Schmelzverhalten des Parafol 16-97 miteinfließen zu lassen. Zusätzlich galt es die obere Ecktemperatur zu finden, ab der nur noch der sensible Teil der Speicherkapazität wächst. Aus der Auswertung der Messereihen geht hervor, dass der Temperatursprung 16 °C → 22 °C mit der effektiven Temperaturdifferenz $\Delta T_{R_Sp} = 5,14$ K, den kleinsten Temperatursprung darstellt, bei der die minimale Leistungsdifferenz $\Delta Q_{Sp} \approx 22$ Wh erreicht wird. Somit wurde der Temperatursprung 16 °C → 22 °C als optimaler Temperatursprung zum Betrieb des Speichers identifiziert.

5.2 Vergleich mit einem konventionellen Kaltwasserspeicher

Zur vollständigen Bewertung des PCM-Speicherprototyps ist der Vergleich mit einem vergleichbaren konventionellen Kaltwasserspeicher erforderlich. Als Vergleichsspeicher dient dazu der Speicherbehälter des Prototyps. Es wird angenommen, dass dieser ausschließlich mit Wasser befüllt ist und somit als reiner Wasserspeicher betrieben wird. Nun kann die theoretische Speicherkapazität des Kaltwasserspeichers für die untersuchten Temperatursprünge berechnet werden. In Tabelle 5.2 werden die kumulierte Leistung, also die tatsächliche Speicherkapazität Q_{Sp} des PCM-Speichers, und die theoretische Kapazität des reinen Kaltwasserspeichers, sowie die Energiespeicherdichten miteinander verglichen. Das Verhältnis beider Speicherdichten wird als Speicherfaktor dargestellt.

Tabelle 5.2 - Speicherdichte $c_{Sp,PCM}^*$ und Speicherfaktor $S_{Sp,PCM}$ bei den untersuchten Temperaturdifferenzen ΔT_{R_Sp}

Ecktemperaturen	ΔT_{R_Sp}	Speicherkapazität Q_{Sp}	Theor. Kapazität KW-Speicher $Q_{KW-SP,theo}$	Speicherdichte PCM-Speicher $c_{Sp,PCM}^*$	Speicherdichte KW-Speicher $c_{Sp,KW}^*$	Speicherfaktor PCM-Speicher $S_{Sp,PCM}$
in °C	in K	in Wh	in Wh	in Wh/dm ³ _{Sp}	in Wh/dm ³ _{Sp}	$c_{Sp,PCM}^*/c_{Sp,KW}^*$
15 → 19	3,44	75,387	65,493	5,92	5,34	1,11
15 → 20	3,90	101,077	74,323	8,09	6,06	1,33
15 → 21	4,41	121,852	84,091	9,79	6,86	1,43
16 → 22	5,14	171,449	97,835	13,70	7,98	1,72
15 → 22	5,63	173,176	107,161	13,73	8,74	1,57
16 → 23	6,27	191,489	119,003	15,43	9,71	1,57
15 → 23	6,74	198,998	128,378	16,35	10,47	1,56
14 → 23	8,05	222,609	153,269	18,02	12,50	1,44
15 → 25	8,64	231,482	164,492	19,16	13,42	1,43

Beim kleinsten Temperatursprung entspricht die tatsächliche Kapazität des PCM-Speicherprototyps annähernd der des reinen Kaltwasserspeichers. Mit ansteigender Temperaturdifferenz steigert sich die kumulierte Leistung deutlich gegenüber der theoretischen Kapazität des KW-Speichers und nähert sich der theoretischen Speicherkapazität des PCM-Speichers an (vgl. Abbildung 5.7). Bei großen Temperatursprüngen entfernen sie sich jedoch wieder voneinander, und zwar ab dem Zeitpunkt, bei dem der latente Energieanteil vollständig ausgenutzt ist und eine Vergrößerung der Temperaturdifferenz nur noch das Anwachsen des sensiblen Anteil bewirkt, da hier der Vorteil der hohen spez. Wärmekapazität von Wasser zum Tragen kommt. Die größte erreichte Steigerung beträgt $\Delta Q_{KW \leftrightarrow PCM} = 73,614 \text{ Wh}$ und wurde beim Temperatursprung $16 \text{ °C} \rightarrow 22 \text{ °C}$ erreicht.

Bei der Betrachtung des Speicherfaktors bei den untersuchten Temperatursprüngen bestätigt sich die Überlegenheit des PCM-Speichers gegenüber dem reinen Kaltwasserspeicher bei kleinen Temperaturdifferenzen, die optimal an den Schmelzbereich des Phasenwechselmaterials angepasst sind. Prinzipiell ähnelt der Verlauf des Speicherfaktors in Abhängigkeit der Temperaturdifferenzen dem einer nach unten geöffneten Parabel mit dem Maximum im Bereich $\Delta T_{R_Sp} \approx 6 \text{ K}$ (vgl. Abbildung 5.8). Das ist auf das oben dargestellte Verhalten der Speicherkapazitäten zurückzuführen. Durch die Variation der Ecktemperaturen des Temperatursprungs zur optimalen Anpassung an den Schmelzbereich des Parafol 16-97 konnte der Speicherfaktor jedoch soweit gesteigert werden, dass im Bereich $\Delta T_{R_Sp} \approx 5 \text{ K}$ ein Speicherfaktor $S_{Sp,PCM} = 1,72$ erreicht wird. Der größte Vorteil des Speicherprototyps gegenüber dem reinen Kaltwasserspeicher wird also beim Temperatursprung $16 \text{ °C} \rightarrow 22 \text{ °C}$ mit der effektiven Temperaturdifferenz $\Delta T_{R_Sp} = 5,14 \text{ °C}$ erreicht.

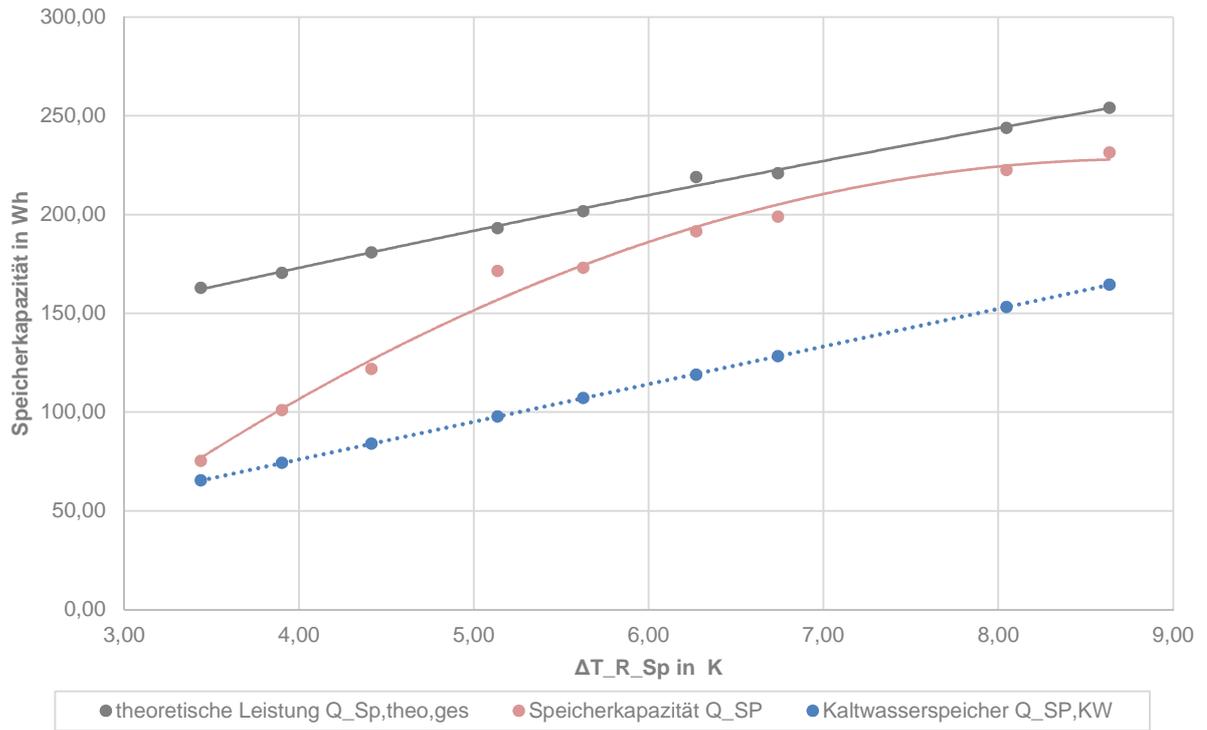


Abbildung 5.7 - Vergleich der Speicherkapazitäten in Abhängigkeit der untersuchten Temperaturdifferenzen ΔT_{R_Sp} und einem Volumenstrom von 30 l/h

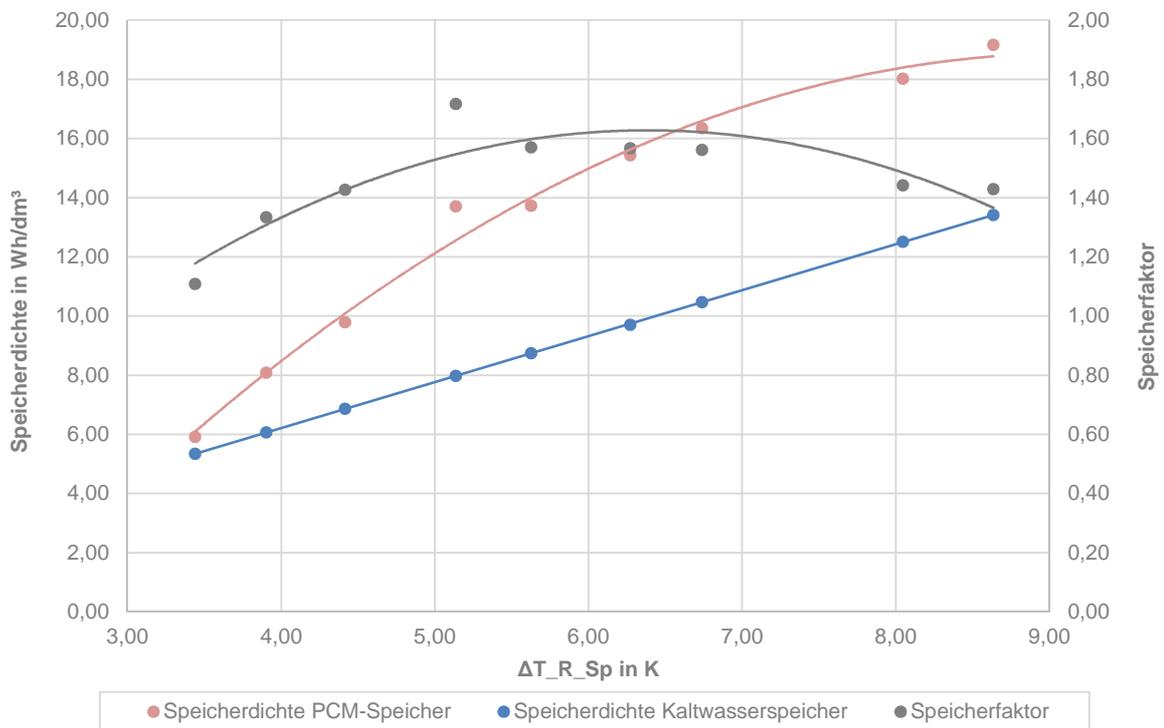


Abbildung 5.8 - Speicherdichte $c^*_{Sp,i}$ und Speicherfaktor $S_{Sp,PCM}$ in Abhängigkeit der untersuchten Temperaturdifferenzen ΔT_{R_Sp} und einem Volumenstrom von 30 l/h

5.3 Untersuchung der Be- und Entladezeiten

Die Auswertung der Be- und Entladezeiten ergibt, dass mit größer werdendem Temperatur sprung prinzipiell auch die Dauer für Be- und Entladung steigt (vgl. Abbildung 5.9). Dabei muss jedoch auch eine Unterscheidung anhand der unteren Ecktemperaturen der Temperatursprünge getroffen werden. Es zeigt sich, dass das Anheben der unteren Ecktemperatur auch eine Anhebung der Be- und Entladezeiten verursacht. Die Senkung der unteren Ecktemperatur beim Temperatursprung $14\text{ °C} \rightarrow 16\text{ °C}$ bewirkte im Verhältnis zur Größe der Temperaturdifferenz eine Senkung der Be- und Entladezeit (vgl. Abbildung 5.10). Tabelle 5.3 führt die Be- und Entladezeiten der einzelnen Temperatursprünge auf.

Tabelle 5.3 - Be- und Entladezeiten der untersuchten Temperatursprünge bei einem Volumenstrom von 30 l/h

Ecktemperaturen in °C	ΔT_{R_Sp} in K	Beladezeit in hh: mm	Entladezeit in hh: mm
15 → 19	3,44	01:39	00:58
15 → 20	3,90	02:06	01:08
15 → 21	4,41	01:59	01:21
15 → 22	5,63	02:30	01:56
15 → 23	6,74	02:41	02:11
15 → 25	8,64	02:19	02:28
16 → 22	5,14	02:56	02:42
16 → 23	6,27	02:56	02:37
14 → 23	8,05	03:00	01:59

Im Folgenden wird die Möglichkeit der Reduzierung der Be- und Entladezeiten über die Variation des Volumenstroms im Speicherkreislauf untersucht. Dazu wird der Temperatursprung $16\text{ °C} \rightarrow 22\text{ °C}$ verwendet, da dieser als optimaler Temperatursprung für den Betrieb des Speicherprototyps identifiziert wurde.

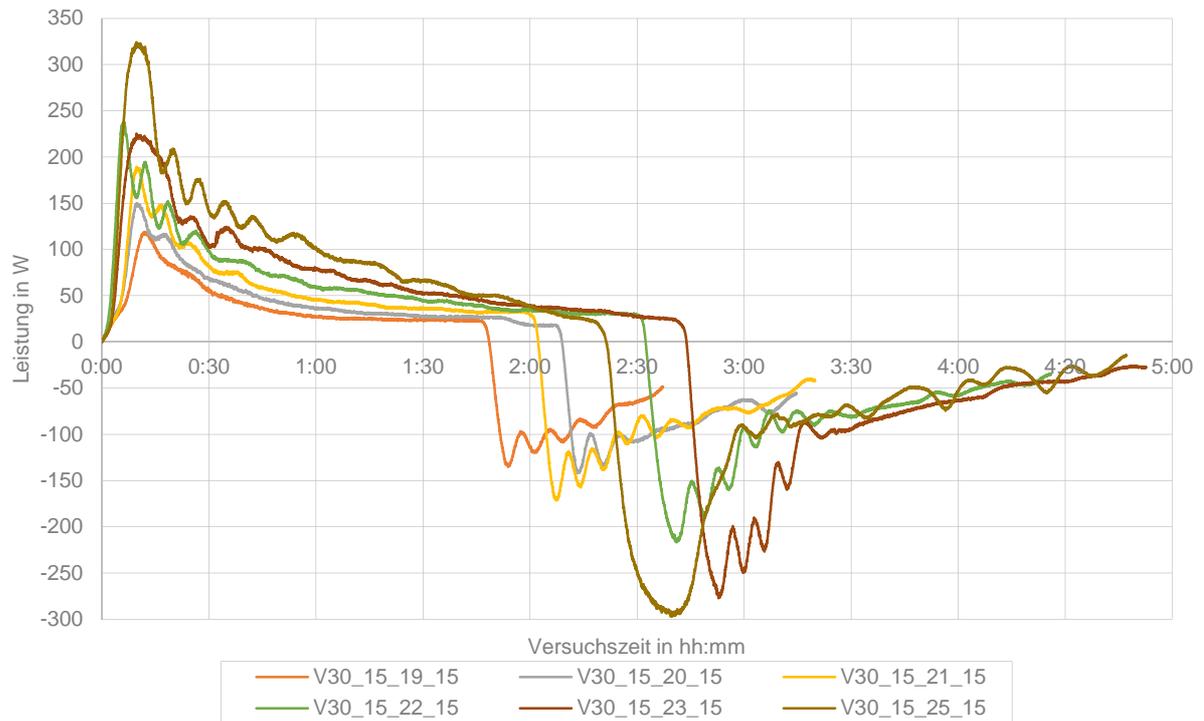


Abbildung 5.9 - Leistungsverläufe der untersuchten Temperatursprünge mit der unteren Ecktemperatur von 15 °C bei einem Volumenstrom von 30 l/h

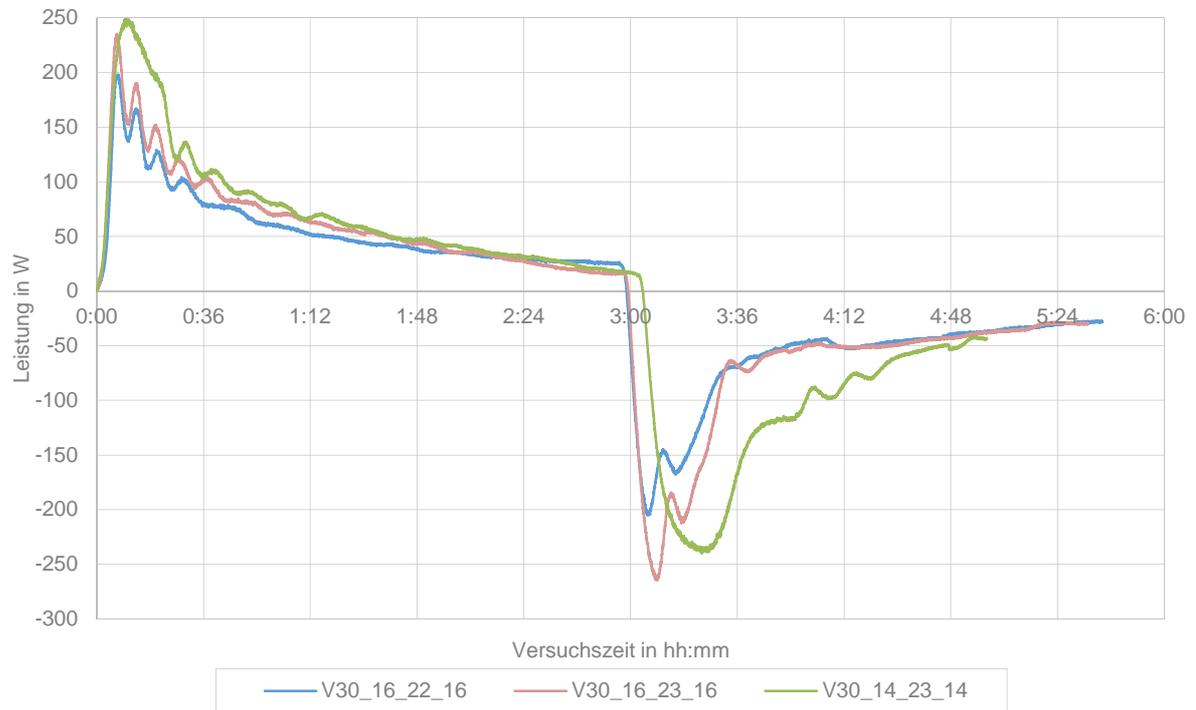


Abbildung 5.10 - Leistungsverläufe der untersuchten Temperatursprünge mit den unteren Ecktemperaturen von 14 °C und 16 °C bei einem Volumenstrom von 30 l/h

Die Variation des Volumenstroms zeigt einen Verlauf der Be- und Entladezeiten in Abhängigkeit des Volumenstroms in Form einer negativen Potenzfunktion. Vom Ausgangspunkt $\dot{V}_{Sp} = 30 \text{ l/h}$ aus betrachtet, bewirkt die Herabsenkung des Volumenstroms auf $\dot{V}_{Sp} = 20 \text{ l/h}$ eine Erhöhung der Be- und Entladezeit um ca. 1 h bei nahezu gleichbleibendem Speicherfaktor des PCM-Speichers. Niedrigere Volumenströme konnten nicht untersucht werden, da diese nicht vom System konstant gehalten werden.

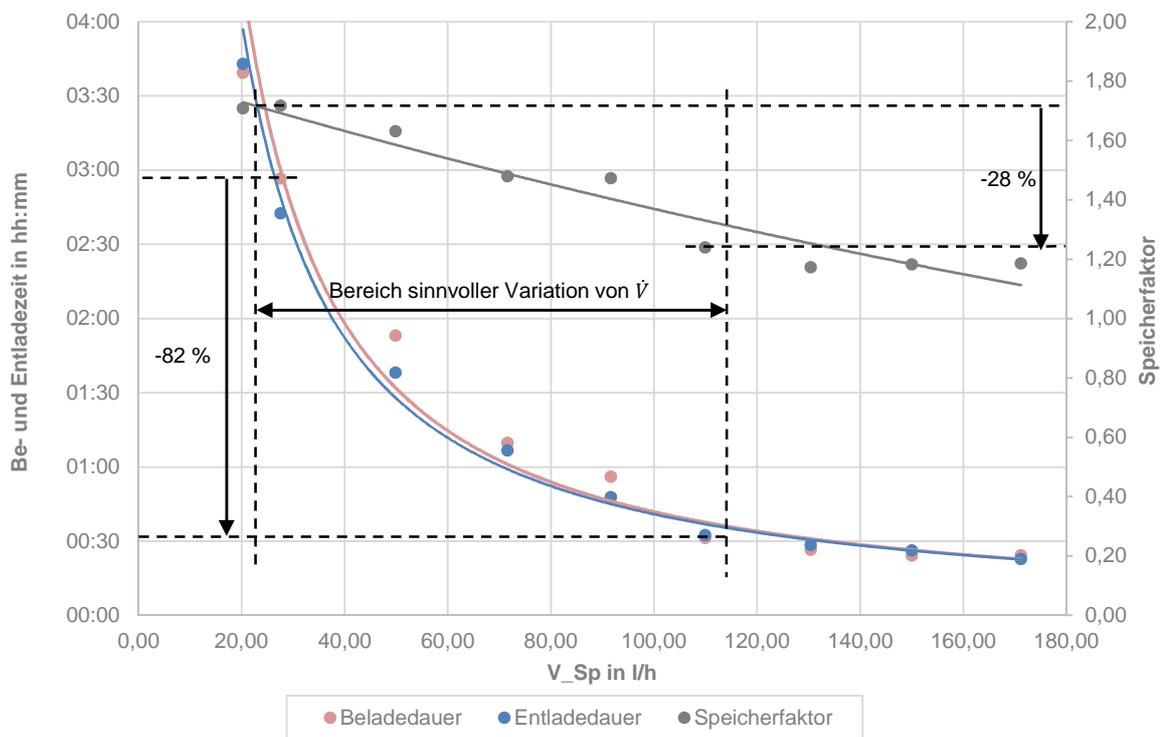


Abbildung 5.11 - Variation der Volumenströme bei konstantem Temperatursprung $16 \text{ °C} \rightarrow 22 \text{ °C}$

Durch die Erhöhung des Volumenstroms wird dagegen eine deutliche Verkürzung der Be- und Entladezeiten erreicht. Im Bereich $\dot{V}_{Sp} \leq 110 \text{ l/h}$ sinken Be- und Entladezeit rapide, so dass eine Senkung der Be- und Entladezeiten von bis zu ca. 2,5 h erreicht wird, was einer Senkung um 83 % entspricht. Dabei sinkt jedoch auch der Speicherfaktor um 28 %. Im Bereich $\dot{V}_{Sp} \geq 110 \text{ l/h}$ flacht die Kurve ab und die Be- und Entladezeiten bleiben bei steigendem Volumenstrom annähernd konstant. Der Speicherfaktor bleibt ebenfalls annähernd auf konstant niedrigem Niveau.

Eine sinnvolle Variation des Volumenstroms findet also im Bereich $\dot{V}_{Sp} = 30 \dots 110 \text{ l/h}$ statt. Bei kleineren Volumenströmen werden die Be- und Entladezeiten zu groß, bei größeren Volumenströmen ist die Verringerung der Be- und Entladezeiten, im Vergleich zum benötigten Aufwand zur Erhöhung des Durchflusses, zu gering. Problematisch ist jedoch das Absinken des Speicherfaktors. Dieser Nachteil muss gegen den Vorteil der verringerten Be- und Entladezeiten abgewogen werden.

5.4 Übertragung der Ergebnisse auf einen Speicher mit anwendungstypischem Volumen

Um eine Wirtschaftlichkeitsbetrachtung des entwickelten PCM-Speichers durchzuführen, wird eine Skalierung des Prototyps auf eine typische Größe eines Kältespeichers für die Anwendung in Kälteversorgungssystemen vorgenommen. Die Skalierung erfolgt auf einen 5.000 l Kaltwasserpufferspeicher (KWP 5000) (vgl. Abbildung 5.13) [38]. Die konstruktive Realisierung einer Unterbringung der Wellrohre im Speicherbehälter soll dabei unberücksichtigt bleiben, sondern vor allem eine energetische Betrachtung durchgeführt werden. Der hochskalierte Speicher wird im Folgenden als *5m³-PCM-Speicher* bezeichnet.

Um eine Vergleichbarkeit mit dem Speicherprototyp zu erreichen, wird vom Prototyp die dimensionslose Kennzahl Volumenanteil als Ausgangswert für die Skalierung auf den *5m³-PCM-Speicher* übernommen. Betrachtet wird der optimale Betriebspunkt des Speicherprototyps bei einem Volumenstrom $\dot{V}_{Sp} = 30 \text{ l/h}$ und dem Temperatursprung $16 \text{ °C} \rightarrow 22 \text{ °C}$ mit der effektiven Temperaturdifferenz $\Delta T_{R,Sp} = 5,14 \text{ K}$. Der Volumenanteil des Parafol 16-97 des *5m³-PCM-Speichers* wird somit auf 15,82 Vol-% festgelegt.

Über den Volumenanteil des Parafol 16-97 wird das Volumen des Parafol 16-97 im *5m³-PCM-Speicher* $V_{Par16-97,5m^3PCM}$ mit Hilfe des Volumens des Kaltwasserpufferspeichers $V_{KWP5000}$ bestimmt:

$$V_{Par16-97,5m^3PCM} = V_{KWP5000} \cdot \frac{\text{Volumenanteil Parafol 16 - 97}}{100 \%} = 0,791 \text{ m}^3. \quad (43)$$

Der daraus resultierende Wasseranteil im Speicher $V_{W,5m^3PCM}$ errechnet sich danach mit Hilfe des gesamten Volumens aller Makrokapselkomponenten $V_{Makrokapseln}$ (bestimmbar über die Massen und Dichten der Materialien) zu

$$V_{W,5m^3PCM} = V_{KWP5000} - V_{Par16-97,5m^3PCM} - V_{Makrokapseln} = 4,155 \text{ m}^3. \quad (44)$$

Das Volumen weiterer möglicher Konstruktionskomponenten im Speicher wird in dieser Betrachtung vernachlässigt. Über das Füllvolumen pro Meter Wellrohr DN 20 wird schließlich die Anzahl der installierten Wellrohre bestimmt. Dabei wird davon ausgegangen, dass die Wellrohre über die gesamte Höhe von $H_{Zyl,5m^3PCM} = 2,3 \text{ m}$ des Zylinderkörpers zwischen den Klöpperböden des Speicherbehälters sitzen. Somit wird eine Anzahl von 873 Wellrohren DN 20 á 2,30 m Länge erreicht.

5m³-PCM-Speicher		Speicherprototyp	
Gesamtvolumen	5 m ³	Speicherinhalt gesamt	0,0123 m ³
Durchmesser außen	1,60 m	Ø Speicherbehälter	0,1317 m
Höhe Zylinder	2,30 m	Höhe Speicherbehälter	0,7 m
Fläche A _{Zylinder}	1,98 m ²	Grundfläche Rohr innen	0,0136 m ²
sens. Wärme reiner Kaltwasserspeicher	108898 kJ	sens. Wärme Kaltwasserspeicher	352,21 kJ
sens. Wärme reiner Kaltwasserspeicher	30,249 kWh	sens. Wärme Kaltwasserspeicher	97,84 W
Speicherdichte	6,05 Wh/dm ³ _{Sp}	Speicherdichte	7,98 Wh/dm ³ _{Sp}
Wellrohr DN 20		Wellrohr DN 20	
Anzahl Wellrohre	873 Stk	Anzahl Wellrohre	9 Stk (+ 4 Stk DN 8)
Länge Wellrohre pro Stk	2,3 m	Länge Wellrohre pro Stk	0,5 m
Länge Wellrohre gesamt	2007 m	Länge Wellrohre gesamt	4,5 m
Füllvolumen Wellrohr DN 20 pro Meter	0,0004 m ³ /m	Füllvolumen WR DN 20 pro Meter	0,000394 m ³ /m
Theoretische Speicherkapazität		Theoretische Speicherkapazität	
spez. Wärme Parafol 16-97	160541 kJ	spez. Wärme Parafol 16-97	389,59 kJ
sens. Wärme (nur Wasserinhalt)	88976 kJ	sens. Wärme	305,85 kJ
sens. Wärme (Speicherkomponenten)	2939 kJ	Wärme gesamt	695,44 kJ
sens. Wärme (diverse Kontruktionselemente)	500 kJ	Wärme gesamt	193,18 Wh
Wärme gesamt	252955 kJ		
Wärme gesamt	70,265 kWh		
Leistungsangaben		Leistungsangaben	
Füllvolumen Wasser gesamt	4,155 m ³	Speicherinhalt (Wasser)	0,00962 m ³
Füllvolumen Wellrohrkomponenten	0,054 m ³	Volumen Konstruktionskomponenten	0,00070 m ³
Füllvolumen Wellrohre	0,791 m ³	Speicherinhalt (Wellrohre)	0,00194 m ³
Volumenanteil Parafol 16-97	15,82 Vol-%	Volumenanteil Parafol 16-97	15,82 Vol-%
Gewichtsanteil Parafol 16-97	10,83 Gewichts-%	Gewichtsanteil Parafol 16-97	3,07 Gewichts-%
Speicherkapazität	252955 kJ	Speicherkapazität	604,75 kJ
Speicherkapazität	70,265 kWh	Speicherkapazität	167,99 Wh
Speicherdichte	14,05 Wh/dm³_{Sp}	Speicherdichte	13,70 Wh/dm ³ _{Sp}
Speicherfaktor	2,32	Speicherfaktor	1,72
Betrieb		Betrieb	
freie Strömungsfläche	1,6336 m ²	Freie Strömungsfläche	0,0070 m ²
Geschw. über frei Strömungsfläche	0,0011 m/s	Geschw. über freie Strömungsfl.	0,0011 m/s
Volumenstrom	6402 l/h	mittlerer Volumenstrom	28 l/h
Temperatursprung 16 °C → 22 °C		Wasser	
Anfangstemp.	16,288 K	mittlere spez. Wärmekapazität	4,17 kJ/(kg K)
Endtemp.	21,424 K	mittlere Dichte	998,70 kg/m ³
ΔT _{R_Speicher}	5,14 K		

Abbildung 5.12 - Hochskalierung des Speicherprototypen auf den 5m³-PCM-Speicher

Der 5m³-PCM-Speicher erreicht eine Speicherkapazität von $Q_{Sp,5m^3PCM} = 70,265 kWh$ und eine Speicherdichte $c_{Sp,5m^3PCM}^* = 14,05 Wh/dm^3_{Sp}$. Bei einer theoretischen Speicherkapazität als reiner Kaltwasserspeicher $Q_{Sp,5m^3KW} = 30,249 kWh$ hat der 5m³-PCM-Speicher einen Speicherfaktor $S_{Sp,5m^3PCM} = 2,32$. Der Speicherfaktor des 5m³-PCM-Speichers ist somit bei gleichem Volumenanteil des Parafol 16-97 höher als beim PCM-Speicherprototyp (vgl. Abbildung 5.12). Eine mögliche Erklärung hierfür liefert ein Vergleich der Gewichtsanteile des Parafol 16-97 am gesamten Speichergewicht beider Speicher. Dieser ist beim PCM-Speicherprototyp (3,07 Gewichts-%) kleiner als beim 5m³-PCM-Speicher (10,83 Gewichts-%). Das hat zur Folge, dass auch die Speicherdichten beider Speicher in den Ausführungen als reine Kaltwasserspeicher unterschiedlich sind. Die Speicherdichte des 5m³-KW-Speichers $c_{Sp,5m^3KW}^* = 6,05 Wh/dm^3_{Sp}$ ist geringer als die des Prototyps (als KW-Speicher) $c_{Sp,KW}^* = 7,98 Wh/dm^3_{Sp}$. Bei etwa gleicher Speicherdichte folgt daraus für den

5m^3 -PCM-Speicher ein höherer Speicherfaktor. Eine Rolle könnte außerdem spielen, dass es sich bei den Werten des 5m^3 -PCM-Speicher um theoretische Werte handelt und diese dadurch zu hoch gegenüber den realen Verhältnissen sind, wogegen die Werte des Speicherprototyps den ermittelten tatsächlichen Werten entsprechen.

Um dieselbe Geschwindigkeit über die freie Strömungsfläche wie beim Prototyp zu erhalten, muss der 5m^3 -PCM-Speicher mit einem Volumenstrom $\dot{V}_{Sp,5\text{m}^3\text{PCM}} = 6402\text{ l/h}$ betrieben werden. Alle Spezifikationen des Speicherprototypen und des 5m^3 -PCM-Speichers sowie die Betriebsparameter können Abbildung 5.12 entnommen werden.

Der Volumenanteil des Parafol 16-97 und somit auch die Speicherdichte $c_{Sp,5\text{m}^3\text{PCM}}^*$ können durch Erhöhung der Wellrohrzahl im Speicher weiter gesteigert werden. Die maximale Anzahl an Wellrohren DN 20, die in der optimal dichtesten Packung im Speicherbehälter untergebracht werden kann, beträgt 3439 Stück [39].

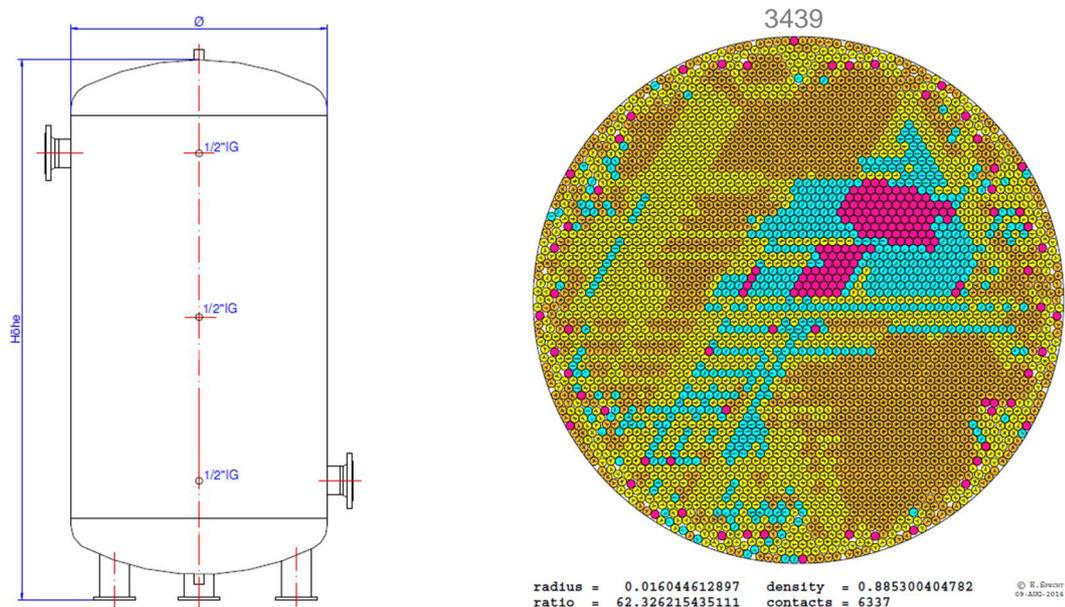


Abbildung 5.13 - Links: KWP5000 [38], rechts: dichteste Packung von DN 20 Wellrohren im 5m^3 -PCM-Speicher [39]

Die in Abbildung 5.13 dargestellte dichteste Packung ist in einem PCM-Speicher konstruktiv schwer umsetzbar. Tabelle 5.4 zeigt für eine Abstufung der Wellrohranzahl die resultierenden Kenngrößen des 5m^3 -PCM-Speichers. Auf diese Weise kann bei der Suche nach einer Lösung für die konstruktive Unterbringung der Wellrohre im Speicherbehälter eine Abschätzung der erreichbaren Speicherkapazitäten und Speicherdichten bei verschiedenen Volumenanteilen des Parafol 16-97 vorgenommen werden. Bei einer theoretischen Umsetzung der dichtesten Packung würde für den 5m^3 -PCM-Speicher eine Speicherkapazität von knapp 200 kWh erreicht werden, was einer Speicherdichte von rund 40 Wh/m^3 entspricht. Mit einem Speicherfaktor von ca. 6,5 ist die Kapazitätserhöhung gegenüber dem konventionellen Kalt-

wasserspeicher beträchtlich. Eine möglicherweise realistische Ausführung mit 2500 Wellrohren würde eine Speicherkapazität von 150 kWh, also eine Speicherdichte von 30 Wh/dm³ erreichen. Auch hier wird mit einem Speicherfaktor von 5 eine große Kapazitätssteigerung im Vergleich zum reinen Wasserspeicher erreicht.

Tabelle 5.4 - Verschiedene Volumenanteile des Parafol 16-97 im 5m³-PCM-Speicher

Anzahl Wellrohre DN 20 á 2,3 m Länge in Stk	Füllvolu- men Well- rohre in m ³	Füllvolumen Wasser in m ³	Volumenan- teil Parafol 16-97 in %	Speicher- kapazität in kWh	Speicher- dichte in Wh/dm ³ _{Sp}	Speicher- faktor
3439	3,12	1,88	62,33	194,948	38,99	6,44
3000	2,72	2,28	54,37	173,968	34,79	5,75
2500	2,27	2,73	45,31	150,073	30,01	4,96
2000	1,81	3,19	36,25	126,178	25,24	4,17
1500	1,36	3,64	27,19	102,283	20,46	3,38
1000	0,91	4,09	18,12	78,388	15,68	2,59
873	0,79	4,16	15,82	70,265	14,05	2,32

5.5 Wirtschaftlichkeitsbetrachtung

In der Wirtschaftlichkeitsbetrachtung soll ein grober Kostenrahmen für den entwickelten PCM-Speicher erstellt werden. Dazu wird im ersten Schritt eine Kostenaufstellung für den Speicherprototyp vorgenommen. Im zweiten Schritt wird versucht diese in einer Kostenabschätzung auf den 5m³-PCM-Speicher zu übertragen, um einen aussagekräftigen Kostenvergleich des 5m³-PCM-Speichers mit konventionellen Wasserspeichern gleichen Volumens und gleicher Kapazität durchführen zu können.

In den Kostenaufstellungen werden alle verwendeten Bauteile und Materialien aufgeführt. Dabei wird unterschieden, ob das Material im Speicherbehälter oder in der Speicherpatrone verbaut wurde. Die Komponenten der Makrokapseln sowie das Parafol 16-97 werden zur Speicherpatrone gezählt. Auf diese Weise ist der Kostenunterschied zwischen dem PCM-Speicher und dem reinen Kaltwasserspeicher sofort ersichtlich. Die Kosten für den Speicherbehälter können als Kosten des reinen Kaltwasserspeichers angesehen werden. Die Summe der Kosten für Speicherbehälter und Speicherpatrone bildet die Kosten für den PCM-Speicher.

In der Kostenaufstellung des Speicherprototyps sind die bei Händlern bezogenen Materialien in den üblichen Abnahmemengen aufgeführt. Da die Abnahmemenge selten vollständig verwendet wurde, ist die tatsächlich verwendete Menge inklusive des dafür anfallenden Preises aufgeführt. Für die bei *Imtech F&E-Labor* vorrätigen verwendeten Kleinteile und Materialien wird ein pauschaler Aufschlag von 10% der Nettosumme berechnet. Damit belaufen sich die

Gesamtkosten (Brutto) des PCM-Speicherprototyps auf 357,34 € (vgl. Abbildung 5.14). Bei der ermittelten Speicherkapazität von $Q_{Sp} = 0,193 \text{ kWh}$ ergeben sich spez. Investitionskosten von 1851,50 €/kWh. Damit ist eine wirtschaftliche Anwendung nicht realisierbar. Allerdings handelt es sich hierbei um einen Speicherprototyp, bei dessen Konzeption vor allem die energetische Betrachtung im Vordergrund stand.

Um eine aussagekräftige Wirtschaftlichkeitsbetrachtung durchführen zu können, wird die Kostenaufstellung für den Prototyp auf den *5m³-PCM-Speicher* übertragen. Dabei wird der Katalogpreis des 5 m³ Kaltwasserpufferspeichers KWP 5000 mitsamt hochgerechneten Kosten für die werkseitige Isolierung des Speicherbehälters verwendet [38]. Für die Kosten der Speicherpatrone werden die beim Speicherprototyp verwendeten Materialien auf die hochskalierte Anzahl an DN 20 Wellrohren von 873 Stück hochgerechnet. Dabei werden jedoch nur die Materialien der Makrokapsel und des Parafol 16-97 betrachtet. Kosten für Konstruktionsmaterialien einer möglichen Haltekonstruktion, ähnlich der des Speicherprototyps, und nicht berücksichtigte Bauteile werden pauschal mit einem Aufschlag für zusätzlich benötigte Materialien von 5 % der Nettosumme berechnet. Hinzu kommt ein Aufschlag für Sonderanfertigungen von 20 % der Nettokosten des Speicherbehälters. Dieser soll zusätzliche Schweißarbeiten, Fertigungsschritte usw. bei der Einbringung der Makrokapseln samt einer möglichen Halterungskonstruktion in den KWP 5000 abdecken. Insgesamt belaufen sich damit die Investitionskosten des *5m³-PCM-Speichers* auf 31.529 € (vgl. Abbildung 5.15). Bei der theoretisch erzielbaren Speicherkapazität von $Q_{Sp,5m^3PCM} = 70,265 \text{ kWh}$ betragen die spezifischen Investitionskosten 448,71 €/kWh.

Die Investitionskosten eines konventionellen 5 m³-Kaltwasserspeichers (Speicherbehälter + Isolierung) betragen 8.868,83 €. Bei einer theoretischen Speicherkapazität von $Q_{Sp,KW} = 30,249 \text{ kWh}$ ergeben sich spezifischen Investitionskosten von 293,19 €/kWh. Der Vergleich des *5m³-PCM-Speichers* mit einem konventionellen Kaltwasserspeicher gleichen Volumens ergibt somit, dass die Speicherkapazität des *5m³-PCM-Speichers* gegenüber dem reinen Kaltwasserspeicher verdoppelt werden konnte, dabei kommt es jedoch zu einer Steigerung der spezifischen Investitionskosten von ca. 53 %.

Um die Wirtschaftlichkeit des $5\text{m}^3\text{-PCM-Speichers}$ festzustellen, wird dieser mit einem konventionellen Kaltwasserspeicher gleicher Speicherkapazität verglichen (vgl. Tabelle 5.5). Dabei bedarf es zum Erreichen der gleichen Speicherkapazität einer Erhöhung des Füllvolumens des reinen Kaltwasserspeichers. Voraussetzung ist hier, dass die Temperaturdifferenz im System unverändert bei $\Delta T_{\text{sys}} = 5,14\text{ K}$ liegt. Auf Basis des Speicherfaktors des $5\text{m}^3\text{-PCM-Speichers}$ $S_{\text{Sp},5\text{m}^3\text{PCM}} = 2,32$ kann angenommen werden, dass ein konventioneller Kaltwasserspeicher mit einem Volumen von mindestens $11,6\text{ m}^3$ die gleiche Speicherkapazität $Q_{\text{Sp},11,6\text{m}^3\text{KW}} = 70,265\text{ kWh}$ wie der $5\text{m}^3\text{-PCM-Speicher}$ besitzt. Auf Basis des Preiskatalogs für Kaltwasserpufferspeicher [38], dem auch die Kosten des $5\text{ m}^3\text{-Speichers}$ entnommen sind, können die Kosten für einen $11,6\text{ m}^3\text{-Kaltwasserspeicher}$ inklusive werkseitiger Isolierung hochgerechnet werden. Nach dieser Abschätzung betragen die Kosten für den Speicherbehälter samt werkseitiger Isolierung 16.703 € . Damit ist der Speicherbehälter samt Isolierung des $11,6\text{m}^3\text{-KW-Speichers}$ 8.845 € teurer als der des $5\text{m}^3\text{-PCM-Speichers}$.

Zusätzlich zu den höheren Anschaffungskosten für den Speicherbehälter fallen bei einem Speicher größeren Volumens auch höhere Kosten für die benötigte Stellfläche durch den erhöhten Platzbedarf an. Der $5\text{m}^3\text{-PCM-Speicher}$ benötigt bei einem Durchmesser von $1,60\text{ m}$ eine Stellfläche von $2,01\text{ m}^2$. Unter der Annahme gleichbleibender Höhe von $2,93\text{ m}$, beträgt der Durchmesser des $11,6\text{m}^3\text{-KW-Speichers}$ $2,44\text{ m}$. Damit benötigt er eine Stellfläche von $4,68\text{ m}^2$. Ein Sicherheits- bzw. Durchgangsabstand zu nebenstehenden Anlagenteilen oder Gebäudeelementen wird hierbei vernachlässigt. Bei durchschnittlichen Baukosten pro m^2 für die Nutzfläche von Büro und Verwaltungsgebäuden in Deutschland im Jahr 2014 von 1.699 € [40], bedeutet das erhöhte Kosten von 4.536 € für die benötigte größere Stellfläche des $11,6\text{m}^3\text{-KW-Speichers}$ gegenüber dem $5\text{m}^3\text{-PCM-Speicher}$.

Bezieht man die Kosten für die Gebäudenutzfläche und die Kosten der Speicherpatrone inklusive Parafol 16-97 in die Betrachtung der Investitionskosten mit ein, ergibt sich für den $5\text{m}^3\text{-PCM-Speicher}$ ein Mehraufwand von 7.769 € gegenüber dem $11,6\text{m}^3\text{-KW-Speicher}$. Gibt es keine Beschränkung beim verfügbaren Bauraum, müssen für die Realisierung eines wirtschaftlichen Einsatzes des $5\text{m}^3\text{-PCM-Speichers}$ die Kosten der Speicherpatrone inkl. Parafol 16-97 mindestens um den Betrag des errechneten Mehraufwands von 7.769 € gesenkt werden. Die „Stellschrauben“ sind dabei eine Verringerung der Herstellungskosten des Parafol 16-97 und die Senkung der Kosten für die Makroverkapselung. Bei der Betrachtung der Kostenabschätzung des $5\text{m}^3\text{-PCM-Speichers}$ stechen vor allem die Komponenten des Wellrohrverschlusses (Fittinge + Gewindestutzen + Gegenmuttern) als großer Kostenpunkt hervor, der mit $8.126,10\text{ €}$ höher als der Mehraufwand ist. Kann hierfür eine kostengünstigere Lösung gefunden werden, ist die Wirtschaftlichkeit des $5\text{m}^3\text{-PCM-Speichers}$ gegeben. Außerdem wurde bei der Kostenabschätzung des $5\text{m}^3\text{-PCM-Speichers}$ vernachlässigt, dass

bei größeren Abnahmemengen auch die Händlerpreise der Materialien (z.B. Wellrohre) sinken und dadurch weitere Kosteneinsparungen erzielt werden können.

Tabelle 5.5 - Wirtschaftlichkeitsbetrachtung des 5m³-PCM-Speichers

	5m ³ -PCM-Speicher	11,6m ³ -KW-Speicher	Differenz
Preise Speicher			
Behälter	5.098 €	10.705 €	
Isolierung	+ 2.751 €	+ 5.998 €	
Kosten Speicher	<u>7.849 €</u>	<u>16.703 €</u>	8.854 €
Platzbedarf			
Durchmesser (Höhe 2,93 m)	1,60 m	2,44 m	
Grundfläche	2,01 m ²	4,68 m ²	
Durchschnittliche Baukosten (Preis Gebäudenutzfläche: 1.699 €/m ² [40])	3.415 €	7.951 €	4.536 €
Gesamt	11.264 €	24.654 €	13.390 €
Zusätzliche Kosten			
Speicherpatrone inkl. PCM	21.159 €	-	21.159 €
Investitionskosten	32.423 €	24.654 €	7.769 €
Spezifische Investitionskosten	462 €/kWh	351 €/kWh	111 €

6 Fazit und Ausblick

Die Entwicklung und messtechnische Untersuchung des Speicherprototyps liefert aufschlussreiche Ergebnisse über die Entwicklung einer Makroverkapselung von PCM mit Wellrohren. Mit Hilfe der Ergebnisse kann eine weitere Entwicklung in diese Richtung vorangetrieben werden. Die Wellrohre als Makroverkapselung von PCM stellen eine mechanisch sehr stabile Lösung dar, die außerdem eine gute Wärmeleitung ins Innere der Makrokapsel und somit gute Be- und Entladeleistungen gewährleistet.

Durch den Zusatz des makroverkapselten Phasenwechselmaterials in den Speicherbehälter konnte die Energiespeicherdichte pro m^3 Speichervolumen gegenüber dem reinen Kaltwasserspeicher deutlich gesteigert werden. Bei dem Temperatursprung von $16\text{ °C} \rightarrow 22\text{ °C}$ und einem Volumenstrom von $\dot{V}_{Sp} = 30\text{ l/h}$, dem besten ermittelten Betriebspunkt, wird ein Speicherfaktor von $S_{Sp} = 1,72$ erreicht. Bei diesem Betriebspunkt beträgt die Speicherkapazität des PCM-Speicherprototyps $Q_{Sp} = 171,449\text{ Wh}$, was einer Energiespeicherdichte von $c_{Sp,PCM}^* = 13,70\text{ Wh/dm}_{Sp}^3$ entspricht. Bei der Konstruktion des Speichers wurde an dieser Stelle das Potenzial allerdings nicht ausgeschöpft, da der verfügbare Platz im Speicherbehälter nicht optimal genutzt wurde. Das oberhalb der Speicherpatrone verbliebene freie Speichervolumen, hätte durch eine Einbringung längerer Wellrohre in den Speicher eine weitere Steigerung von Kapazität und Speicherdichte hervorgerufen. Das beobachtete verzögerte Schmelzverhalten des Parafol 16-97 und die daraus resultierende Hysterese verhindert zudem das Ausnutzen des vollständigen latenten Energieanteils bei sehr kleinen Temperaturdifferenzen, bei denen der Vorteil des PCM-Speichers gegenüber dem reinen Kaltwasserspeicher noch mehr zum Tragen kommen würde.

Die Speicherkapazität des PCM-Prototyps erreicht beim optimalen Betriebspunkt ca. 86 – 91 % der theoretisch berechneten Speicherkapazität. Somit konnten die theoretischen Werte zufriedenstellend reproduziert werden. Die noch vorhandenen Abweichungen zwischen tatsächlicher und theoretischer Speicherkapazität können z.B. bei der Berechnung der theoretischen Speicherkapazität entstehen. So müsste bei der Auswertung der Versuchsreihen für eine exakte Bestimmung der im PCM speicherbaren Wärme zwischen flüssiger und fester Phase unterschieden werden, was im Rahmen dieser Arbeit nicht möglich ist, sodass vereinfacht mit dem Mittelwert gerechnet wird. Außerdem ist das zur Verfügung stehende Diagramm der spez. Wärmekapazität des Parafol 16-97 sehr grob aufgelöst. Eine exakte Bestimmung der genutzten spez. Wärmekapazität bei verschiedenen Temperatursprüngen ist dadurch nicht möglich. Weitere Abweichungen können außerdem durch Annahmen und Vereinfachungen bei der Berechnung der Verluste durch Transmissionswärmeströme entstehen.

Die Versuchsreihen liefern zufriedenstellende Ergebnisse für die Be- und Entladezeiten. Die maximal gemessene Dauer für den gesamten Be- und Entladezyklus beträgt rund 6 h. Die maximale Beladezeit von ca. 3 h ermöglicht einen sinnvollen Einsatz des Speichers in der Klimatechnik. Durch die Variation des Volumenstroms konnte eine Verkürzung der Be- und Entladezeiten um 82 % erreicht werden. Dabei ist jedoch darauf zu achten, im Bereich der sinnvollen Variation des Volumenstroms zu bleiben. Innerhalb dieses Bereichs bewirkt eine Erhöhung des Volumenstroms eine deutliche Verkürzung der Be- und Entladezeiten. Bei einer weiteren Erhöhung des Volumenstroms außerhalb dieses Bereichs, hat der zusätzliche Aufwand zur Steigerung des Volumenstroms nur eine sehr geringe Verkürzung der Be- und Entladezeiten zur Folge. Der begrenzende Faktor ist demzufolge die Wärmeleitung ins Innere der Makrokapseln, die aufgrund der schlechten Wärmeleitfähigkeit des kristallisierten Parafol 16-97 keine schnellere Be- und Entladung zulässt. Problematisch ist außerdem der sinkende Speicherfaktor bei zunehmendem Durchfluss. Daher gilt es, die Vorteile einer kurzen Be- und Entladezeit und einer vollständigen Ausnutzung der Speicherkapazität gegeneinander abzuwiegen.

Die Übertragung der Ergebnisse des PCM-Speicherprototyps anhand des Volumenanteils des Parafol 16-97 auf eine üblicherweise in Kälteversorgungssystemen eingesetzte Speichergröße von 5 m^3 hat für den *5m³-PCM-Speicher* eine Speicherkapazität von $Q_{Sp,5m^3PCM} = 70,265 \text{ kWh}$ und einen Speicherfaktor von $S_{Sp,5m^3PCM} = 2,31$ ergeben. Eine Erhöhung der Speicherkapazität durch eine Erhöhung des Volumenanteils des Parafol 16-97 im Speicher ist wie dargestellt ohne Probleme möglich. Hier wurden für den hochskalierten PCM-Speicher eine theoretisch maximal mögliche Speicherdichte von knapp 40 Wh/dm^3 und ein Speicherfaktor von rund 6,5 errechnet.

Die Wirtschaftlichkeitsbetrachtung des *5m³-PCM-Speichers* wurde anhand eines Vergleichs mit einem konventionellen Kaltwasserspeicher gleicher Kapazität mit einem Volumen von $11,6 \text{ m}^3$ durchgeführt. Aufgrund des zusätzlich benötigten Bauraums für den *11,6m³-KW-Speicher* müssen die Kosten pro m^2 Nutzfläche in die Berechnung der Investitionskosten miteinbezogen werden. Dabei zeigt sich, dass die spezifischen Investitionskosten des *5m³-PCM-Speichers* im Vergleich zu denen des *11,6m³-KW-Speichers* um 24 % erhöht sind. Der Mehraufwand der reinen Investitionskosten des *5m³-PCM-Speichers* beträgt 7.769 €. Solange es keine Beschränkung des maximal verfügbaren Bauraums gibt, müssen für einen wirtschaftlichen Einsatz des *5m³-PCM-Speichers* die Kosten der Speicherpatrone inklusive des Parafol 16-97 um den Betrag des Mehraufwands reduziert werden. Die Stellschrauben sind hierbei die Herstellungskosten des Parafol 16-97 und die Materialkosten der Makroverkapselung. Das größte Potenzial zur Kostenreduzierung bieten die Verschlusskomponenten der Wellrohre. Diese verursachen aufsummiert höhere Kosten als die Summe des Mehraufwands des *5m³-PCM-Speichers* beträgt. Mit dem Hersteller der Wellrohre wurde bereits eine

potenzielle Lösung für einen kostengünstigeren Verschluss durch Verschweißen der Wellrohren, bei einer Abnahme hoher Stückzahlen, erörtert. Gelingt dadurch eine Reduzierung der Investitionskosten, und somit das Angleichen der spezifischen Investitionskosten des *5m³-PCM-Speichers* an die eines konventionellen Kaltwasserspeichers gleicher Kapazität, ist die erreichte Reduzierung des benötigten Bauraums durch die Zugabe des makroverkapselten Phasenmaterials ein entscheidender Vorteil für eine Anwendung des PCM-Speichers im Bereich der Gebäudeklimatisierung. Das Volumen des Speicherbehälters konnte in der Wirtschaftlichkeitsbetrachtung beim untersuchten Volumenanteil des Parafol 16-97 um 57 % reduziert werden.

Diese Bachelorarbeit liefert eine Grundlage, auf der die Weiterentwicklung eines latenten Energiespeichers, in dem Wellrohre als Makroverkapselung des Phasenwechselmaterials zum Einsatz kommen, vorangetrieben werden kann. Die grundsätzliche Funktionalität dieses PCM-Speicherkonzepts konnte nachgewiesen werden. Dabei wurden zufriedenstellende Ergebnisse in Bezug auf die mechanische Stabilität der Makroverkapselung, der Kapazität und der Be- und Entladezeiten erzielt. Die Wirtschaftlichkeitsbetrachtung hat ergeben, dass die spezifischen Investitionskosten nach aktuellem Entwicklungsstand zu hoch für einen wirtschaftlichen Einsatz sind. Jedoch ist, wie dargestellt, Potenzial für eine Senkung der Investitionskosten und die Erhöhung der Speicherkapazität vorhanden, sodass der Bau eines größeren Speicherprototyps mit einem anwendungstypischen Speichervolumen als Fortsetzung der Entwicklung folgen kann. Dabei liegt der Fokus auf der Kapazitätserhöhung durch Steigerung des Volumenanteils des PCM, bei einer gleichzeitigen Kostensenkung. Außerdem muss eine konstruktive Lösung für die Unterbringung der Wellrohre in einem großen Speicherbehälter gefunden werden, die einen maximal möglichen Volumenanteil des Parafol 16-97 am gesamten Speichervolumen erlaubt. Hierzu müssen Fragen zur Einbringung der Wellrohre in den Speicher geklärt werden. Dabei kann es zum Beispiel sinnvoll sein, die Wellrohre in mehreren kleinen Stacks anzuordnen, anstatt sie in einem einzigen Stack zusammenzufassen. In Zusammenarbeit mit dem Behälterbauer muss daraufhin erörtert werden, auf welche Weise das Einbringen der Wellrohre in den Speicherbehälter möglich ist oder ob der Speicherbehälter z.B. bereits während der Fertigung mit den Wellrohren bestückt werden kann. Sind diese Fragen geklärt, ist der nächste notwendige Schritt die Untersuchung eines Speicherbehälters im realen Maßstab für den Einsatz in einer Kälteversorgungsanlage, der mit Wellrohren als 3D-Makrokapselstruktur gefüllt ist.

Abschließend kann festgehalten werden, dass die Technologie der latenten Kältespeicherung in Makrokapselspeichern großes Potenzial hat, da eine enorme Reduzierung des Platzbedarfs bei gleichbleibender Speicherkapazität erzielt werden kann. Auf Grund des zunehmenden Kältebedarfs in der Gebäudeklimatisierung und der steigenden Knappheit an Bauraum ist diese Eigenschaft ein Faktor mit besonders hoher Relevanz.

Literaturverzeichnis

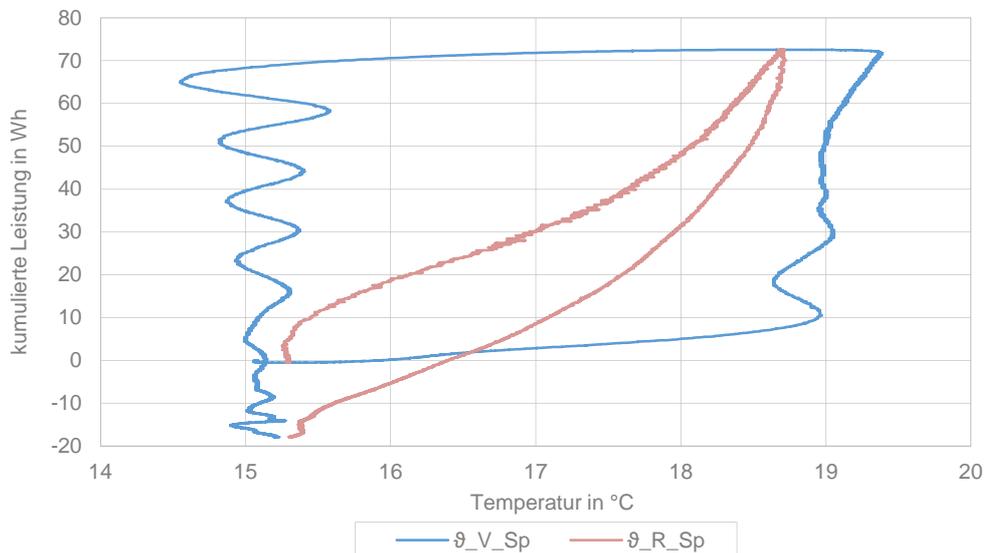
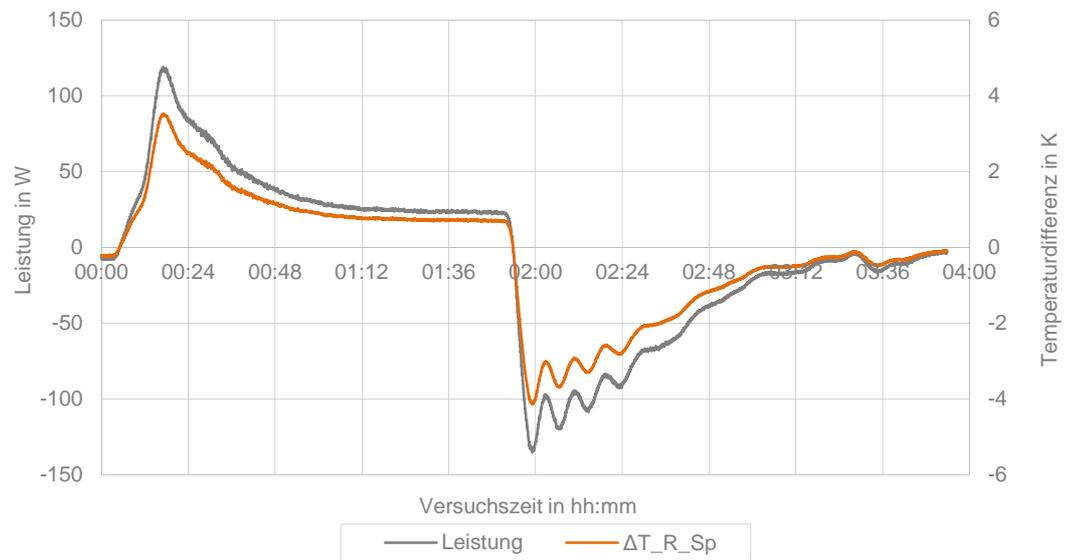
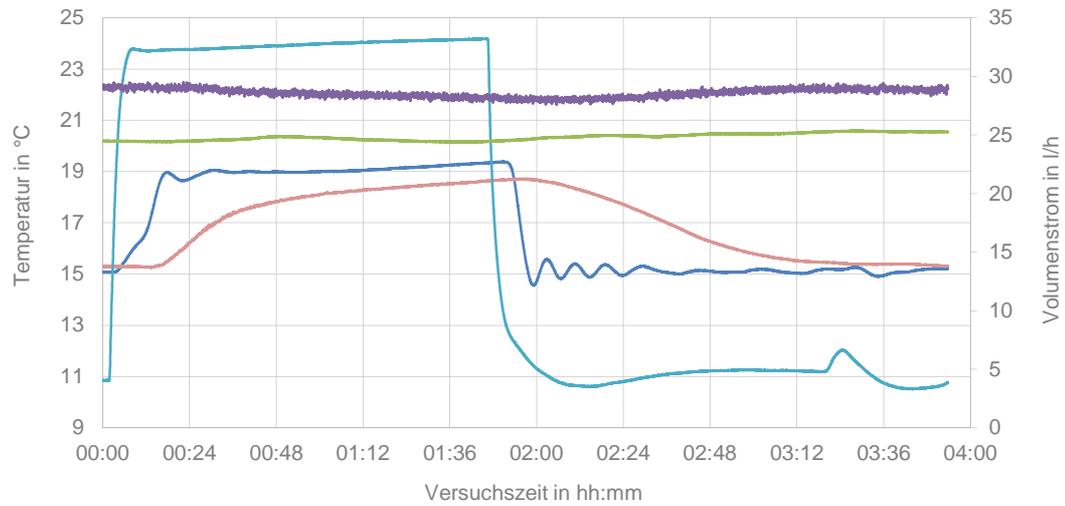
- [1] **Stadler, Ingo und Sterner, Michael.** *Energiespeicher - Bedarf, Technologien, Integration*. 1. Auflage. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2014.
- [2] **Urbaneck, Thorsten.** *Kältespeicher - Grundlagen, Technik, Anwendung*. 1. Auflage. Oldenbourg Wissenschaftsverlag GmbH München, 2012.
- [3] **Bollin, Elmar.** *Automation regenerativer Wärme- und Kälteversorgung von Gebäuden*. 1. Auflage. Vieweg+Teubner | GWV Fachverlage Wiesbaden, 2009.
- [4] **Wesselak, Viktor, et al.** *Regenerative Energietechnik*. 2. Auflage. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2013.
- [5] **Geller, Wolfgang.** *Thermodynamik für Maschinenbauer - Grundlagen für die Praxis*. 5. Auflage. Springer Vieweg Berlin Heidelberg, 2015.
- [6] **Weigang, Bernhard, Köhler, Jürgen und von Wolfersdorf, Jens.** *Thermodynamik kompakt*. 3. Auflage. Springer Vieweg Berlin Heidelberg, 2013.
- [7] **Hahne, Erich.** *Technische Thermodynamik - Einführung und Anwendung*. 5. Auflage Oldenbourg Wissenschaftsverlag München, 2010.
- [8] **Schmidt, Achim.** *Vorlesungsskript - Technische Thermodynamik 1*. Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg, Sommersemester 2014.
- [9] **Baehr, Hans Dieter und Kabelac, Stephan.** *Thermodynamik - Grundlagen und technische Anwendungen*. 15. Auflage. Springer Vieweg Berlin Heidelberg, 2012.
- [10] **Schmidt, Achim.** *Vorlesungsskript - Wärmeübertragung*. Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg, Wintersemester 2013.
- [11] **von Böckh, Peter und Wetzels, Thomas.** *Wärmeübertragung - Grundlagen und Praxis*. 5. Auflage. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2014.
- [12] **Baehr, Hans Dieter und Stephan, Karl.** *Wärme- und Stoffübertragung*. 8. Auflage. Springer Vieweg Berlin Heidelberg, 2013.
- [13] **Herwig, Heinz und Moschallski, Andreas.** *Wärmeübertragung - Physikalische Grundlagen, Illustrierende Beispiele, Übungsaufgaben mit Musterlösungen*. 3. Auflage. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2014.
- [14] **Glück, Bernd.** *Bausteine der Heizungstechnik - Wärmeübertragung*. 2. Auflage. Verlag für Bauwesen Berlin, 1990.

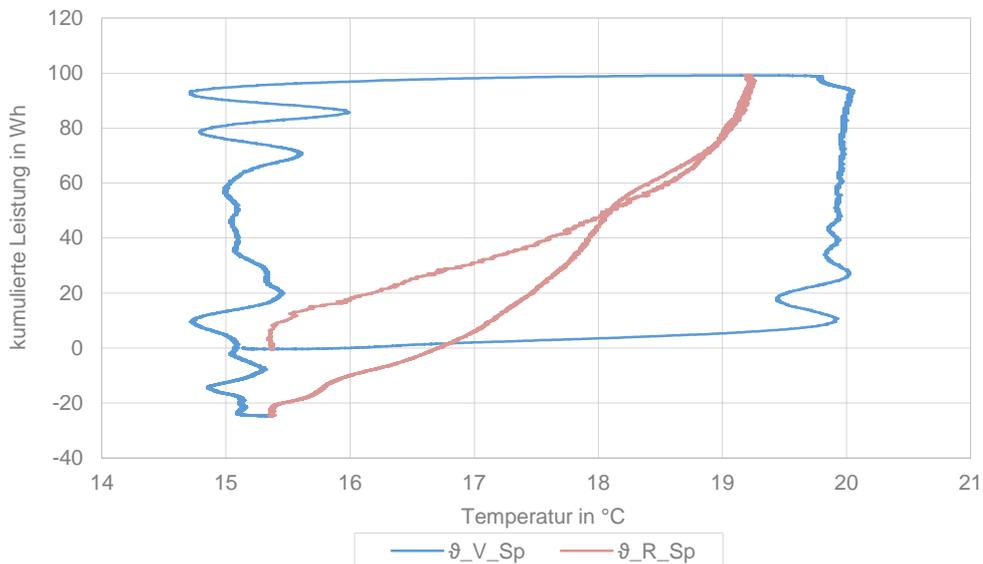
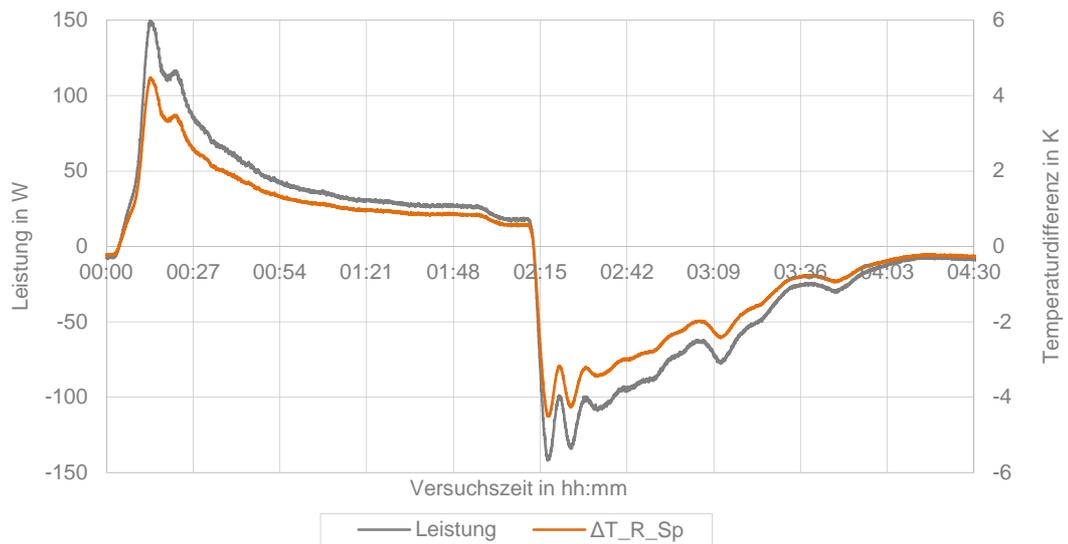
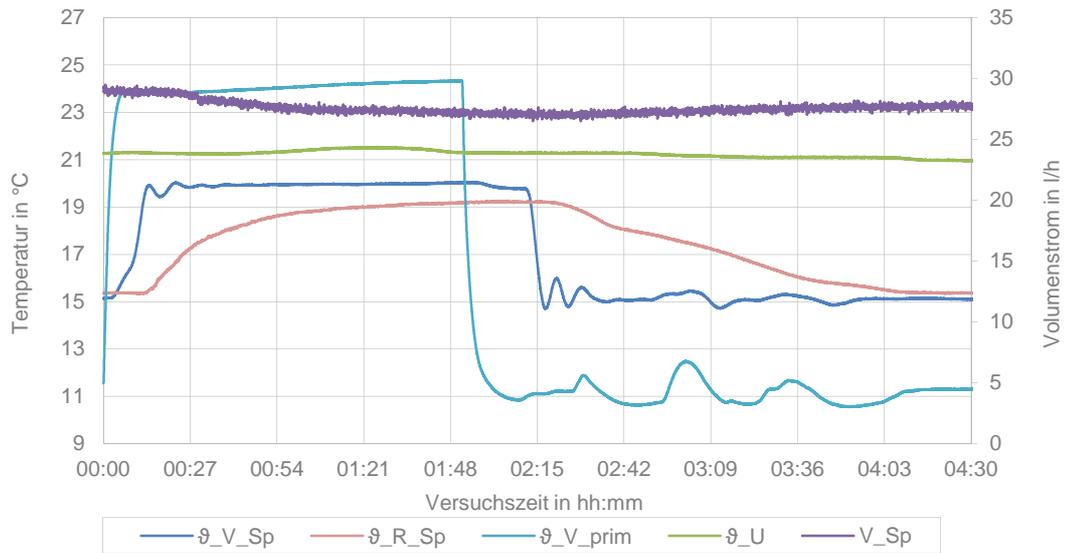
- [15] **Verein Deutscher Ingenieure - VGC.** *VDI-Wärmeatlas*. 10. Auflage. Spriner-Verlag Berlin Heidelberg, 2006.
- [16] **Stieglitz, Robert und Heinzl, Volker.** *Thermische Solarenergie - Grundlagen, Technologie, Anwendungen*. 1. Auflage. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2012.
- [17] **Detzer, Rüdiger, et al.** *Abschlussbericht - Entwicklung von Kältespeichern auf der Basis von Phasenwechselfluiden und makroverkapselten Phasenwechselmaterialien*. Imtech Deutschland GmbH & Co. KG, Hamburg, 2011.
- [18] **Verein Deutscher Ingenieure.** *VDI 2164 - PCM-Energiespeichersysteme in der Gebäudetechnik*. VDI-Gesellschaft Bauen und Gebäudetechnik, Düsseldorf, 2015.
- [19] **Schmidt, Manfred.** *Auf dem Weg zum Nullemissionsgebäude - Grundlagen, Lösungsansätze, Beispiele*. 1. Auflage. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2013.
- [20] **Energiespeicher Forschungsinitiative der Bundesregierung.** *Wirtschaftlicher dank neuem Phasenwechselmaterial*. FIZ Karlsruhe - Leibnitz-Institut für Informationsstruktur GmbH, Eggenstein-Leopoldshafen, 26.02.2015.
- [21] **BINE Informationsdienst.** *Themeninfo IV/02 - Latentwärmespeicher*. FIZ Karlsruhe, Gesellschaft für wissenschaftlich-technische Information mbH, Eggenstein Leopoldshafen, 2002.
- [22] **BINE Informationsdienst.** <http://www.bine.info>. FIZ Karlsruhe - Leibnitz-Institut für Informationsstruktur GmbH, Eggenstein Leopoldshafen, 19.08.2015.
- [23] **Energiespeicher Forschungsinitiative der Bundesregierung.** <http://forschung-energiespeicher.info>. FIZ Karlsruhe - Leibnitz-Institut für Informationsstruktur GmbH, Eggenstein-Leopoldshafen, 2015.
- [24] **ILK Dresden.** <http://www.ilkdresden.de>. Institut für Luft- und Kältetechnik Gemeinnützige GmbH, Dresden, 22.04.2015.
- [25] **Sasol GmbH.** *EG-Sicherheitsdatenblatt Parafol 16 - 97*. Brunsbüttel, 04.02.2015.
- [26] **Sasol GmbH.** *Produktdatenblatt Parafol*. Hamburg, 2015.
- [27] **Sasol GmbH.** *Technische Daten - Parafol 16-97 Dichte und spezifische Wärmekapazität*. 2014.
- [28] **Potz-Blitz.eu.** *Edelstahlwellrohr für Solarthermie*. <http://www.potz-blitz.eu>, 02.07.2015.
- [29] **Armacell Enterprise GmbH & Co. KG.** *Produktkatalog - AF/Armaflex*. Deutschland, 2014.

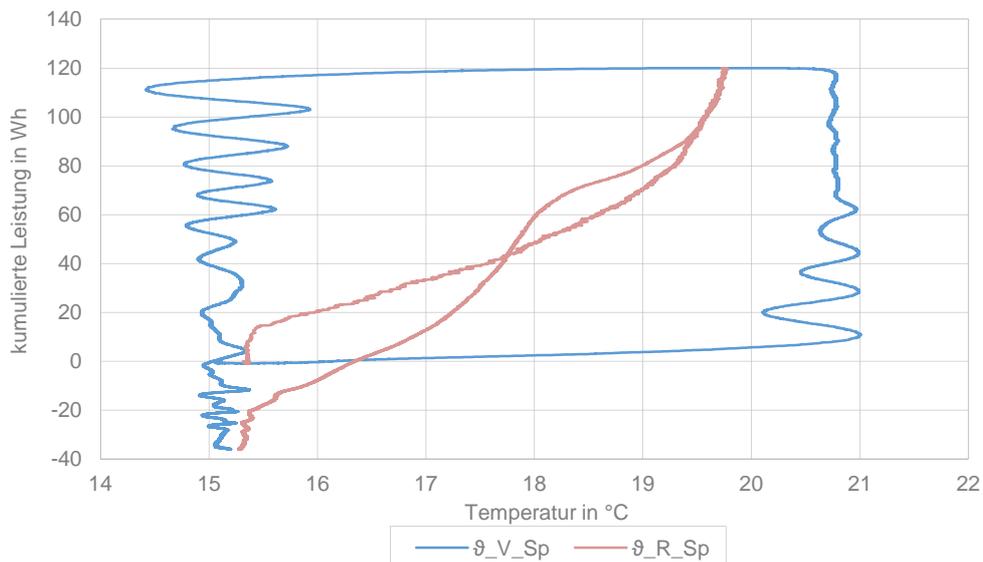
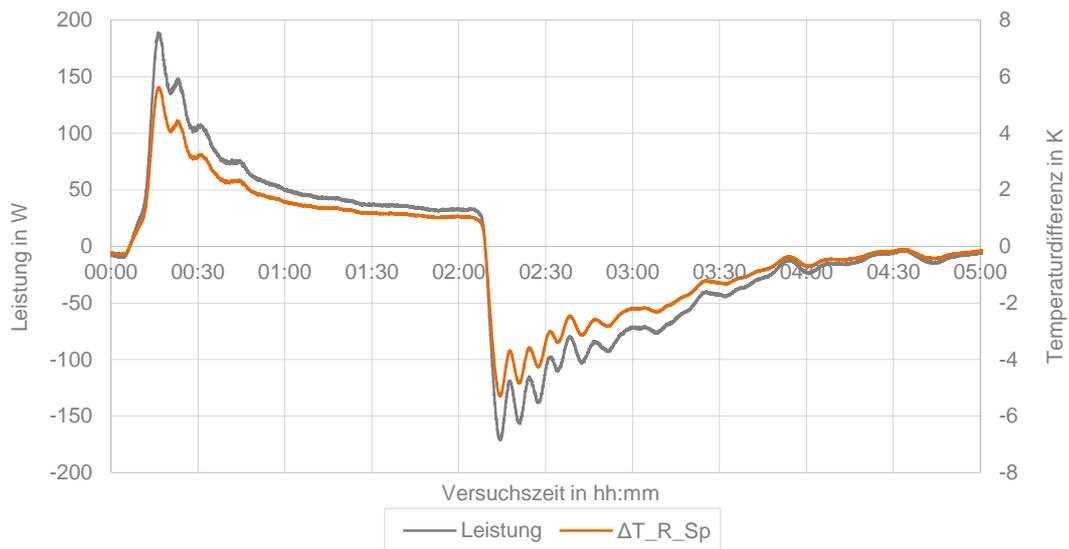
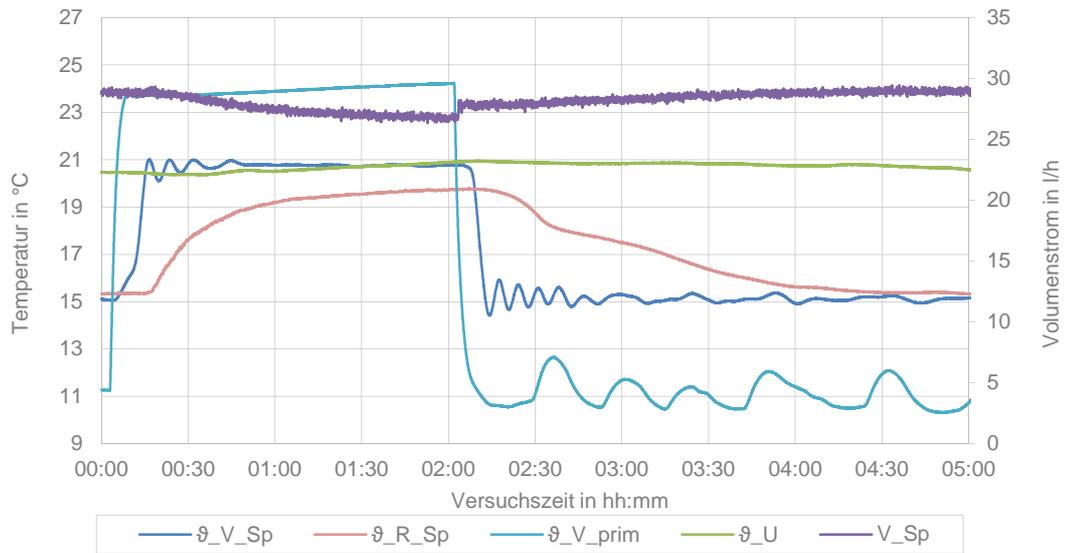
- [30] **Krohne Messtechnik GmbH & Co. KG.** *Technische Daten - Magnetisch-induktive Durchflussmesser in Kompaktbauweise.* 09/1995.
- [31] **Dr. Siebert und Kühn GmbH & Co. KG, SIKA.** *Produktkatalog - Magnetisch induktive Durchflusssensoren.* 01/2015.
- [32] **Temperatur Messelemente Hettstett GmbH.** *Produktkatalog.* 2015.
- [33] **TC Mess- und Regeltechnik GmbH.** *Handbuch zur Temperaturmessung mit Thermoelementen und Widerstandsthermometern, Version 6.1.* 2012.
- [34] **Fischer, Ulrich, et al.** *Tabellenbuch Metall.* 45. Auflage. Verlag Europa Lehrmittel Haan-Gruiten, 2011.
- [35] **BASF.** *Produktkatalog - Styrodur C.* Deutschland, 2012.
- [36] **Albers, Karl-Josef.** *Taschenbuch für Heizung + Klimatechnik.* 77. Auflage. DIV Deutscher Industrieverlag München, 2015.
- [37] **Armacell Enterprise GmbH & Co. KG.** *ArmWin AS V1.1 - Fachlexikon.* Deutschland, 2015.
- [38] **Lorenz GmbH & Co Behälter und Apparatebau KG.** *Produktdatenblatt Kaltwasserspeicher (KWP) 300 - 10000 l.* Landshut, 2014.
- [39] **Specht, Eckard.** <http://www.packomania.com>. 16.06.2015.
- [40] **Statistisches Bundesamt.** *Bauen und Wohnen - Baugenehmigungen/ Baufertigstellungen: Baukosten.* Wiesbaden, 14.08.2015

Anhang

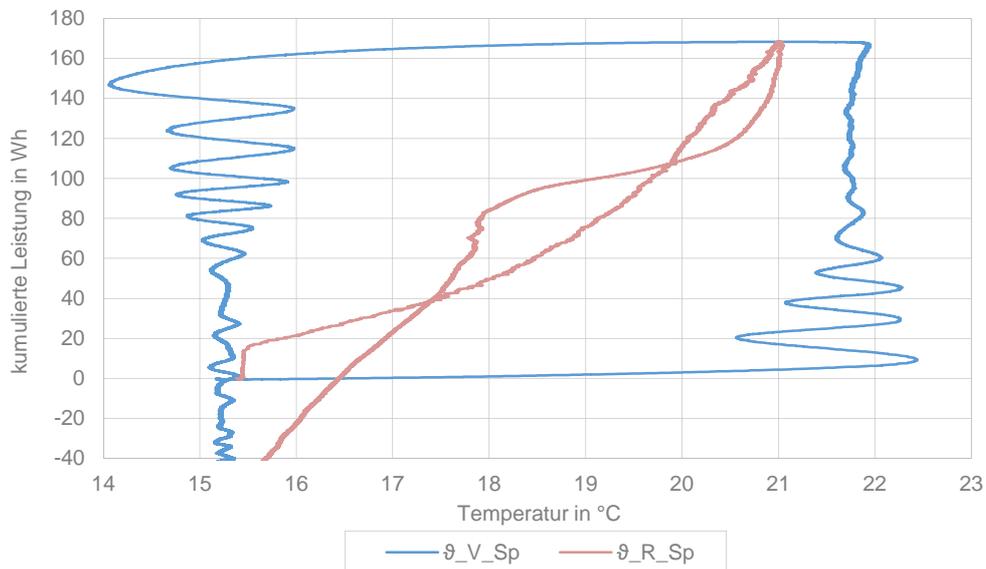
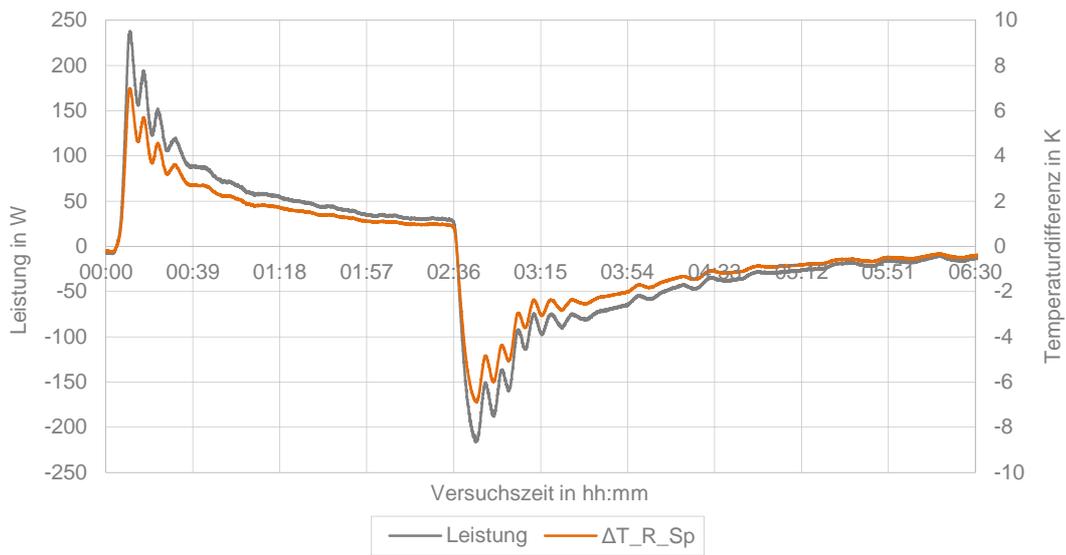
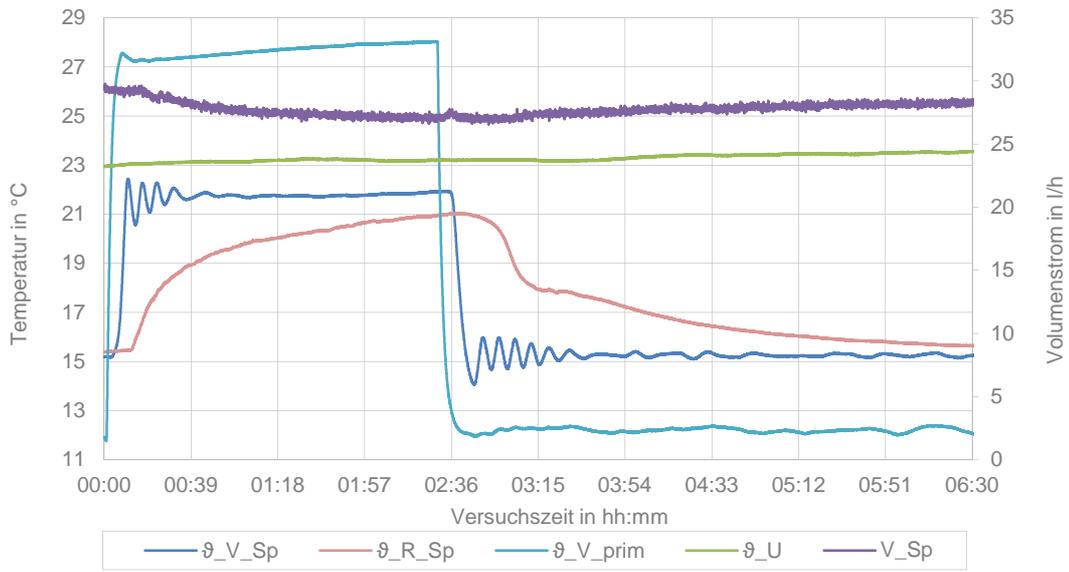
A	Temperatursprung 15 °C → 19 °C, Volumenstrom $V_{Sp} = 30$ l/h.....	1
B	Temperatursprung 15 °C → 20 °C, Volumenstrom $V_{Sp} = 30$ l/h.....	2
C	Temperatursprung 15 °C → 21 °C, Volumenstrom $V_{Sp} = 30$ l/h.....	3
D	Temperatursprung 15 °C → 22 °C, Volumenstrom $V_{Sp} = 30$ l/h.....	4
E	Temperatursprung 15 °C → 23 °C, Volumenstrom $V_{Sp} = 30$ l/h.....	5
F	Temperatursprung 15 °C → 25 °C, Volumenstrom $V_{Sp} = 30$ l/h.....	6
G	Temperatursprung 16 °C → 22 °C, Volumenstrom $V_{Sp} = 30$ l/h.....	7
H	Temperatursprung 16 °C → 23 °C, Volumenstrom $V_{Sp} = 30$ l/h.....	8
I	Temperatursprung 14 °C → 23 °C, Volumenstrom $V^{Sp} = 30$ l/h.....	9
J	Temperatursprung 16 °C → 22 °C, Volumenstrom $V_{Sp} = 20$ l/h.....	10
K	Temperatursprung 16 °C → 22 °C, Volumenstrom $V_{Sp} = 50$ l/h.....	11
L	Temperatursprung 16 °C → 22 °C, Volumenstrom $V_{Sp} = 70$ l/h.....	12
M	Temperatursprung 16 °C → 22 °C, Volumenstrom $V_{Sp} = 90$ l/h.....	13
N	Temperatursprung 16 °C → 22 °C, Volumenstrom $V_{Sp} = 110$ l/h.....	14
O	Temperatursprung 16 °C → 22 °C, Volumenstrom $V_{Sp} = 130$ l/h.....	15
P	Temperatursprung 16 °C → 22 °C, Volumenstrom $V_{Sp} = 150$ l/h.....	16
Q	Temperatursprung 16 °C → 22 °C, Volumenstrom $V_{Sp} = 170$ l/h.....	17

A Temperatursprung 15 °C → 19 °C, Volumenstrom $\dot{V}_{Sp}=30$ l/h

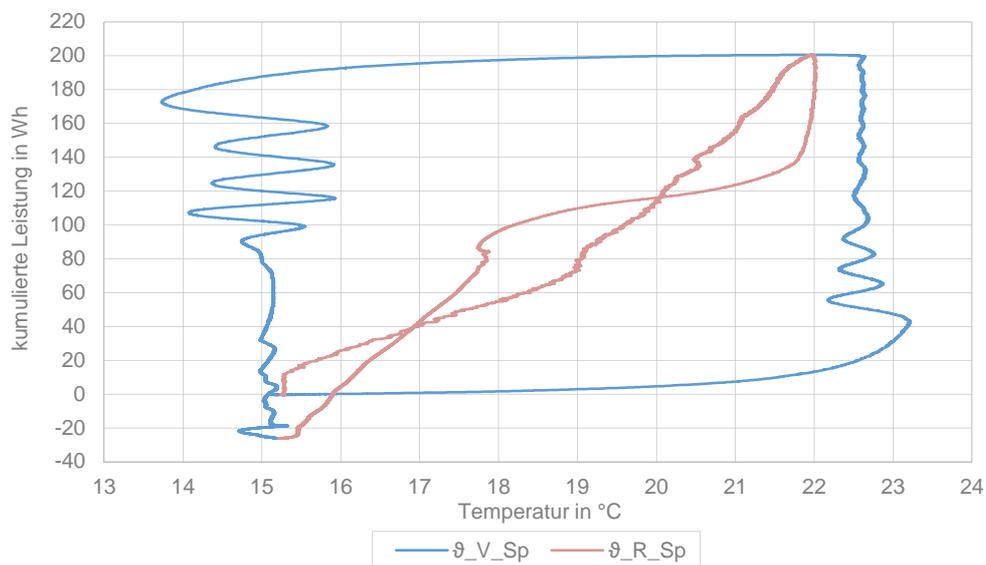
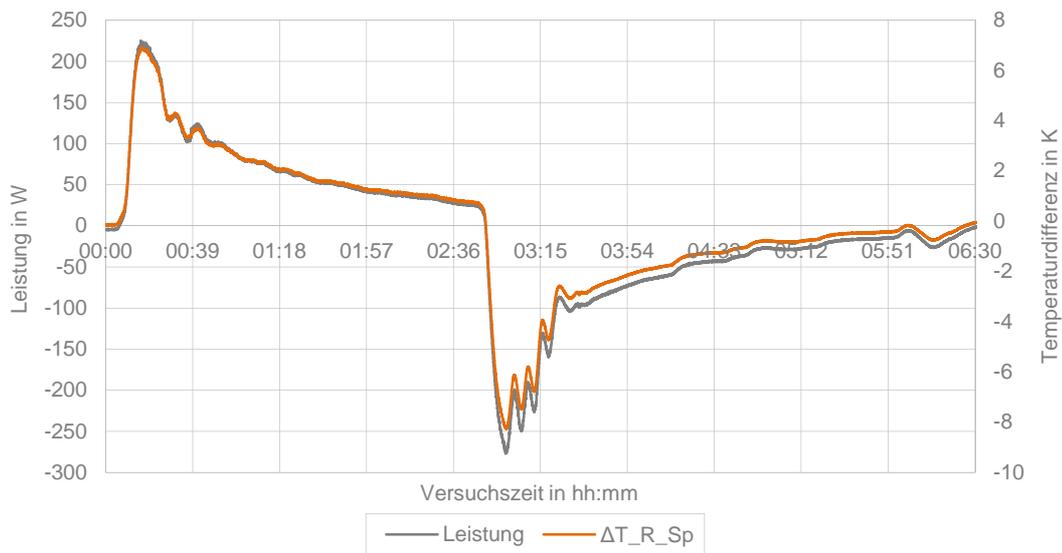
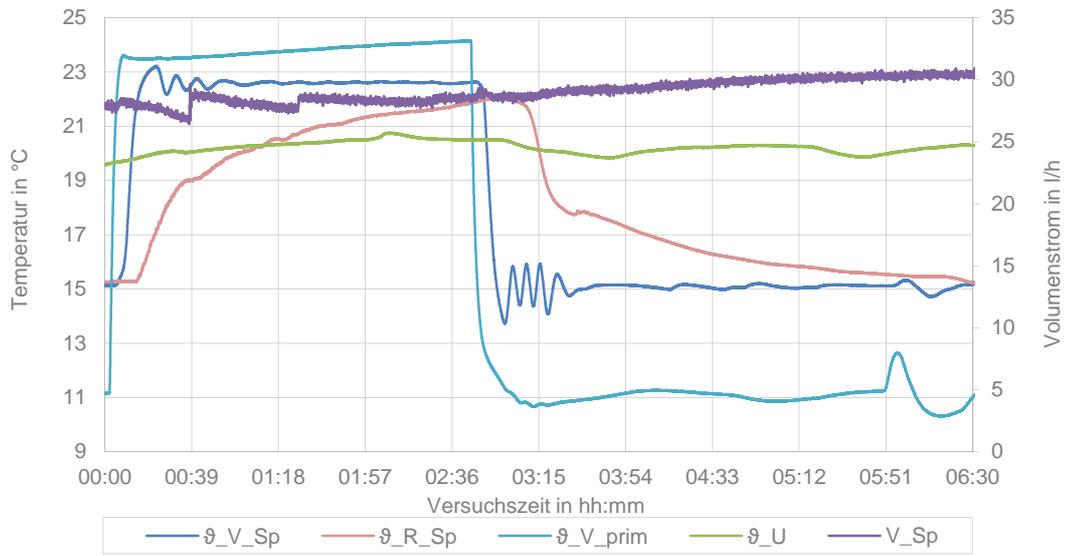
B Temperatursprung 15 °C → 20 °C, Volumenstrom $\dot{V}_{Sp}=30$ l/h

C Temperatursprung 15 °C → 21 °C, Volumenstrom $\dot{V}_{Sp}=30$ l/h

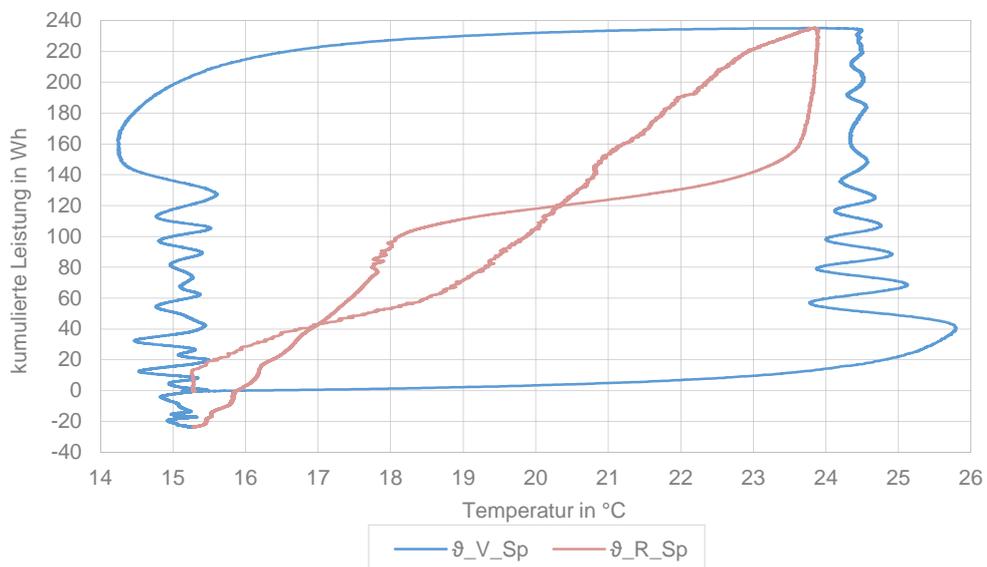
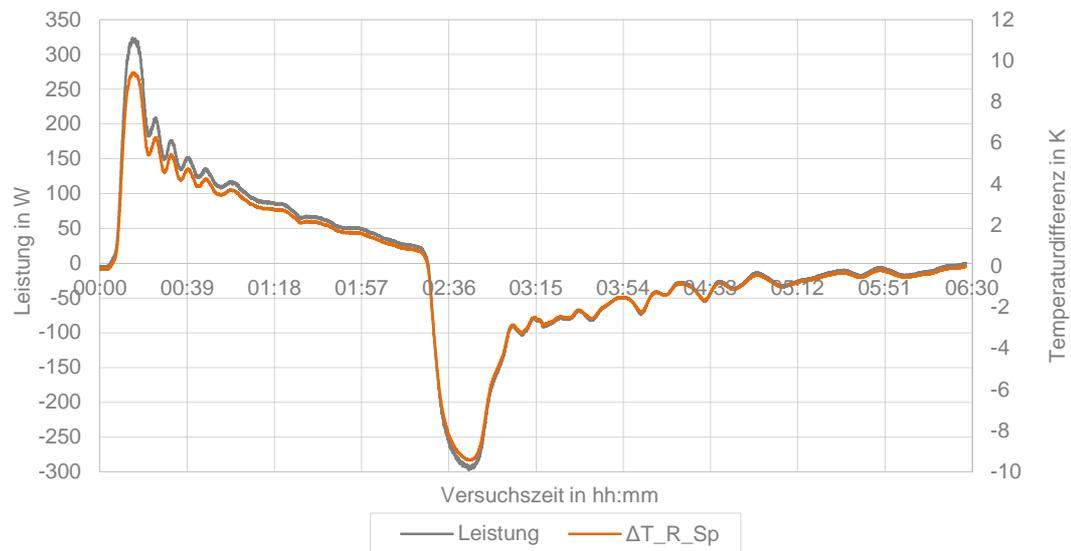
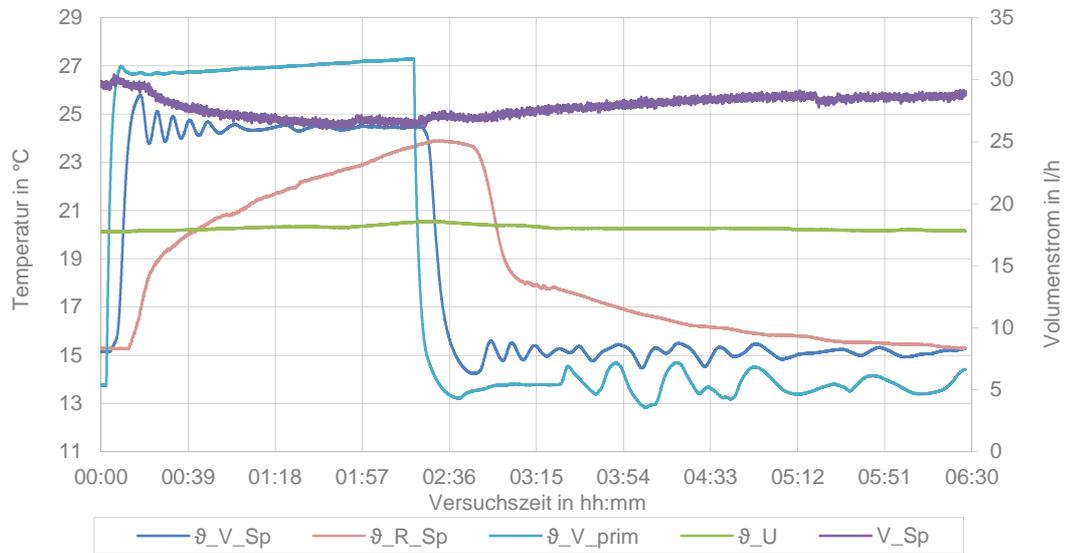
D Temperatursprung 15 °C → 22 °C, Volumenstrom $\dot{V}_{Sp}=30$ l/h

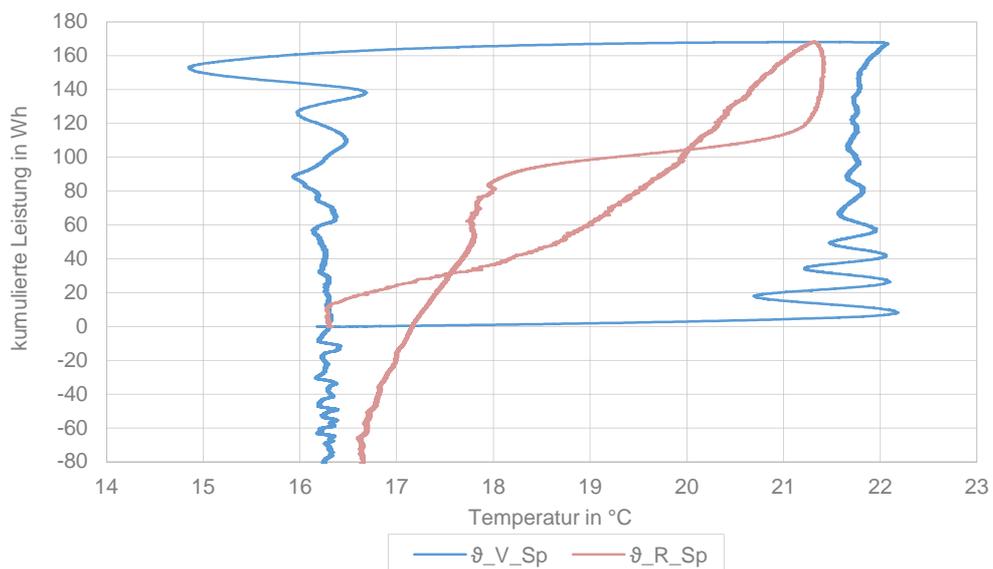
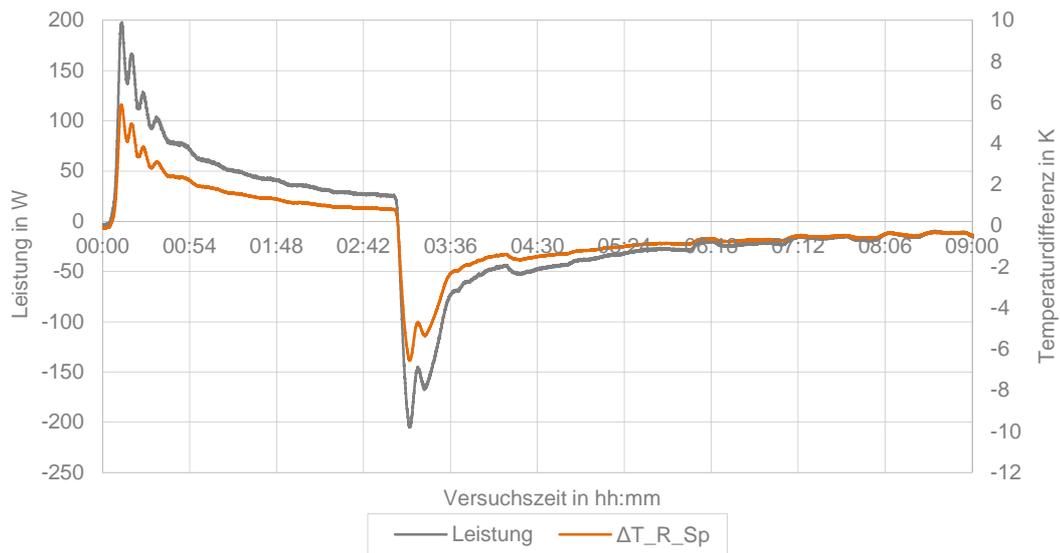
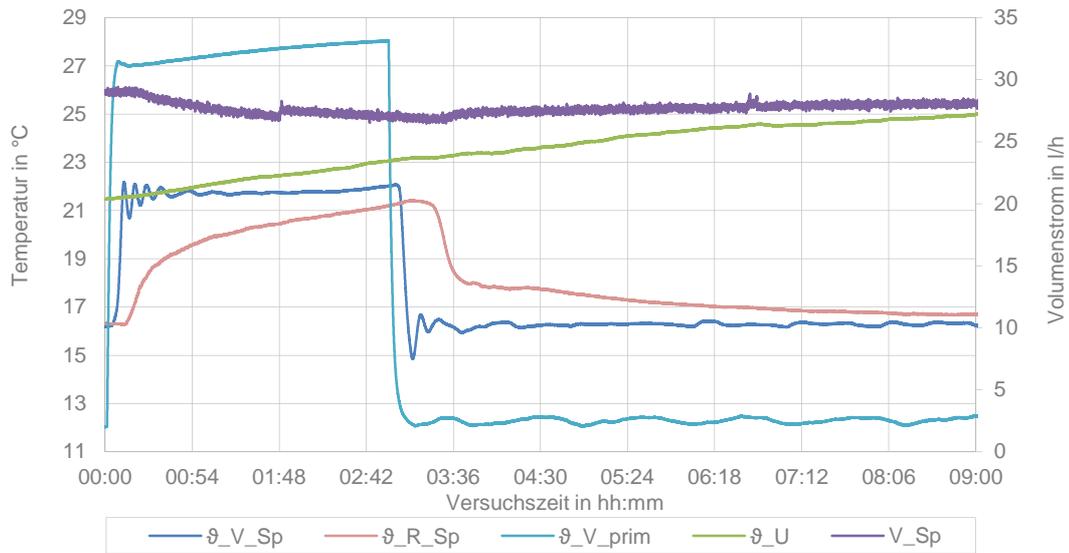


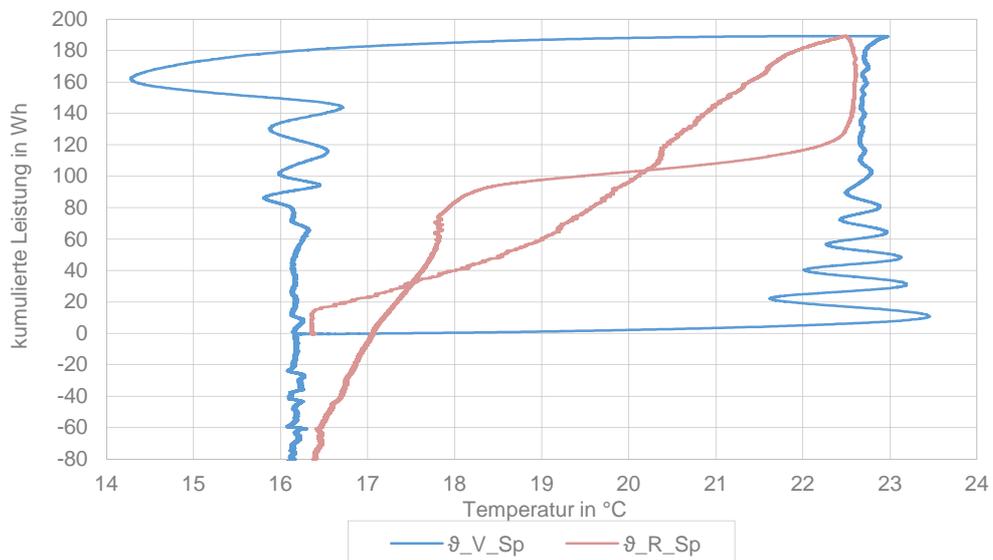
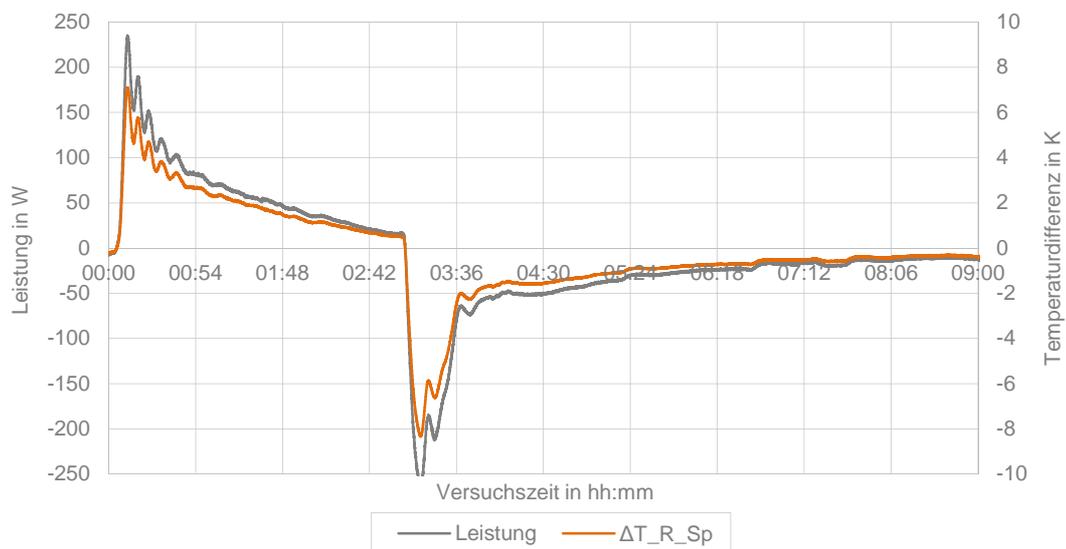
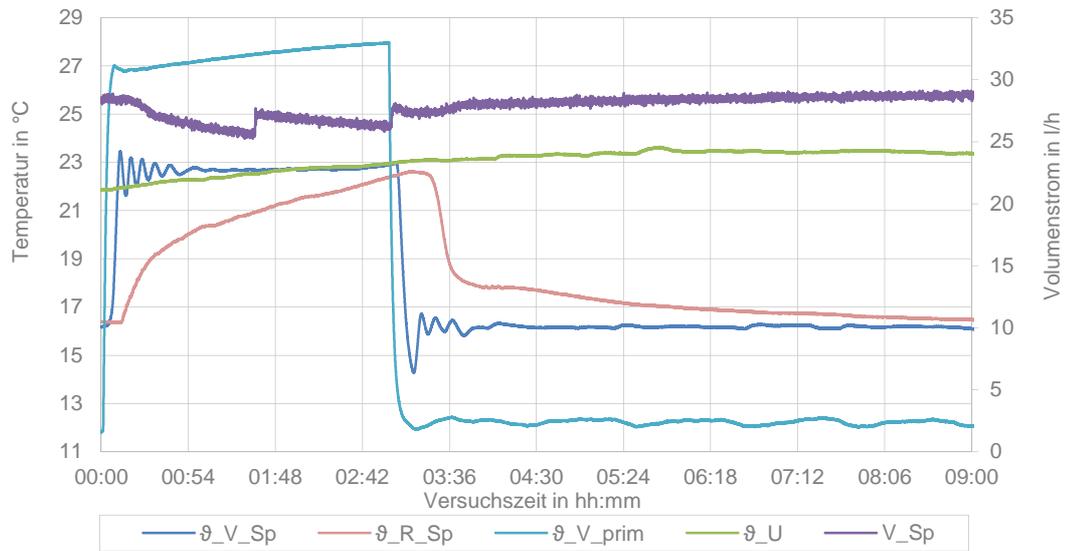
E Temperatursprung 15 °C → 23 °C, Volumenstrom $\dot{V}_{Sp}=30$ l/h



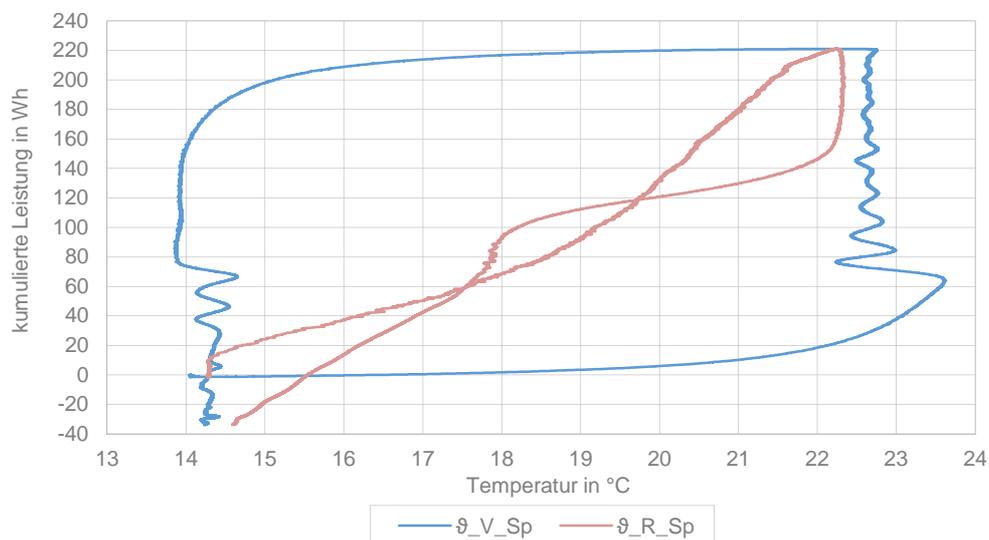
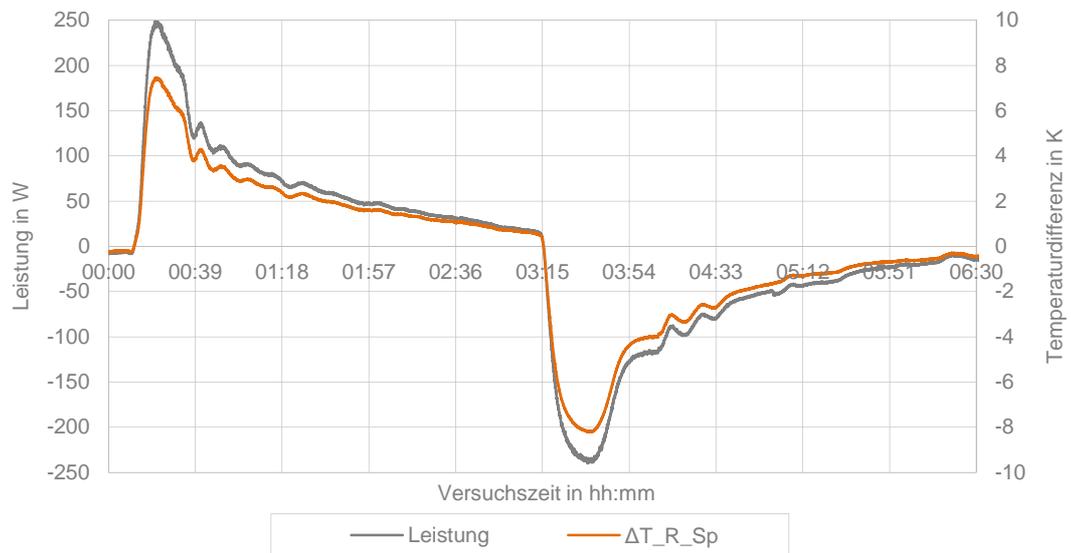
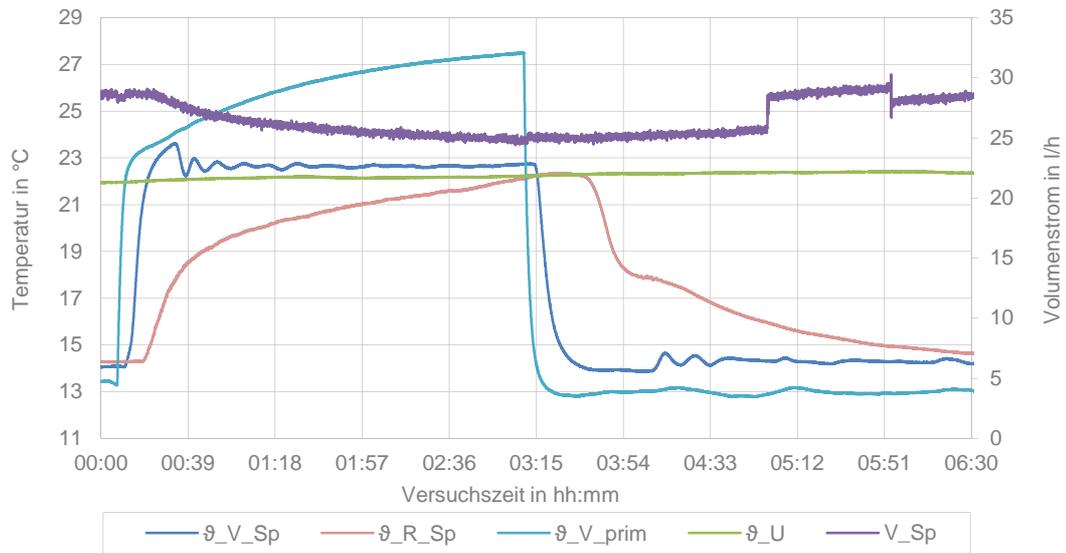
F Temperatursprung 15 °C → 25 °C, Volumenstrom $\dot{V}_{Sp}=30$ l/h



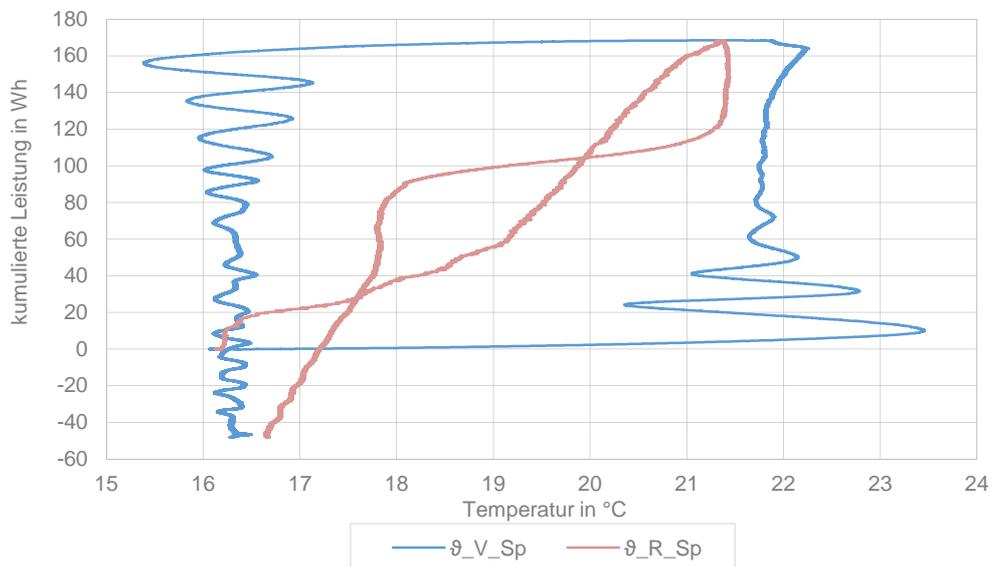
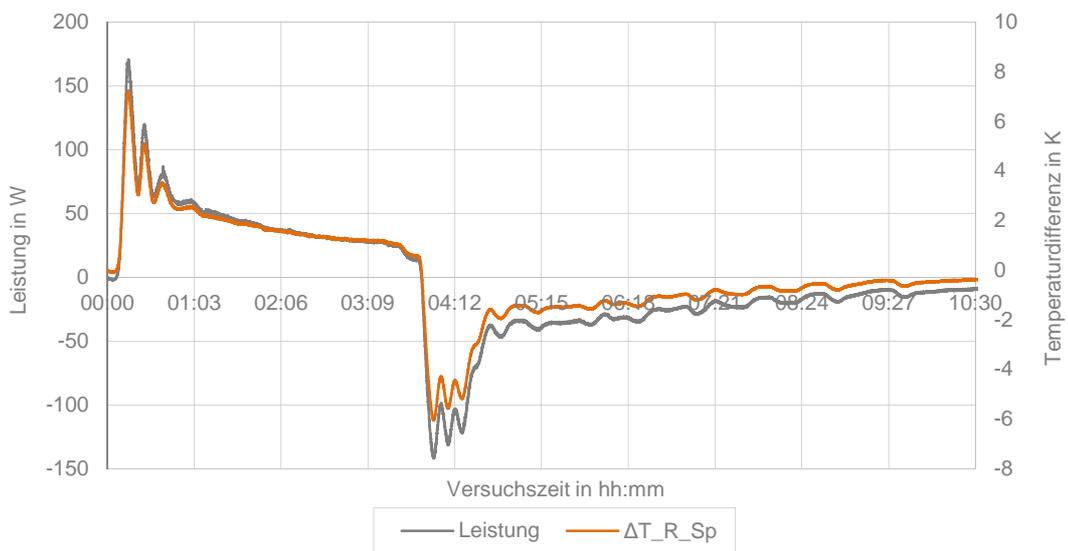
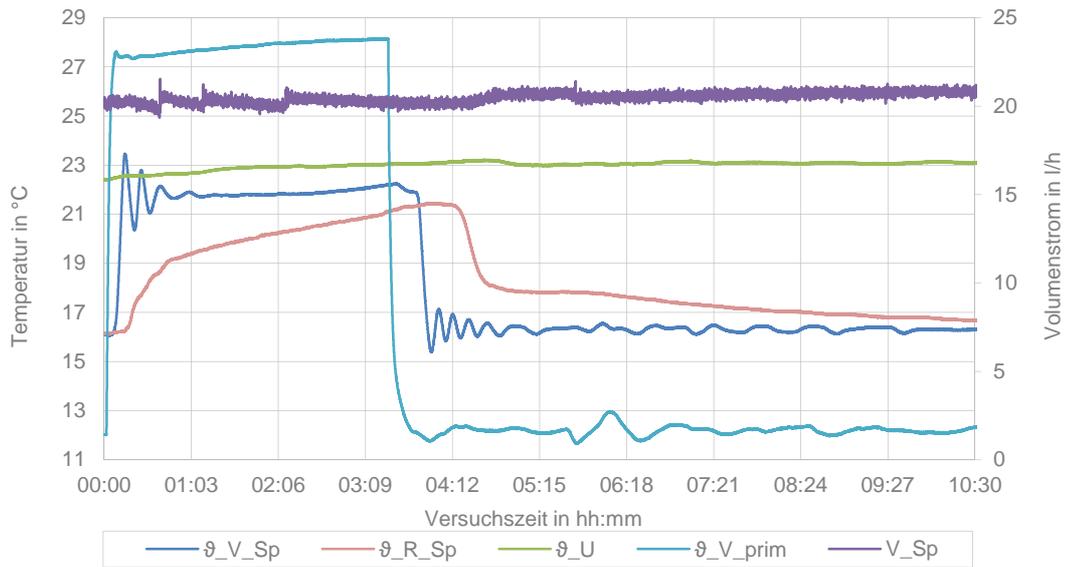
G Temperatursprung 16 °C → 22 °C, Volumenstrom $\dot{V}_{Sp}=30$ l/h

H Temperatursprung 16 °C → 23 °C, Volumenstrom $\dot{V}_{Sp}=30$ l/h

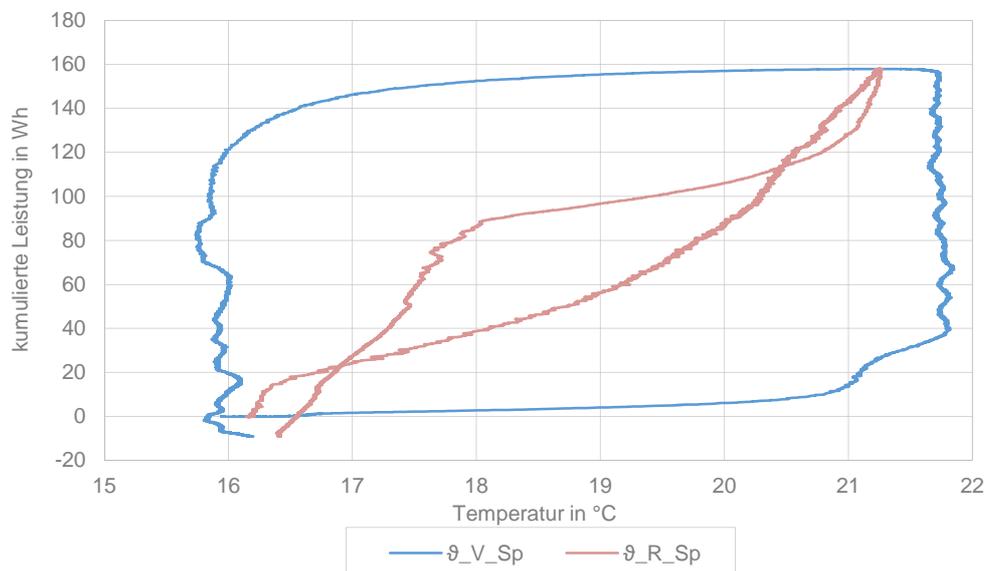
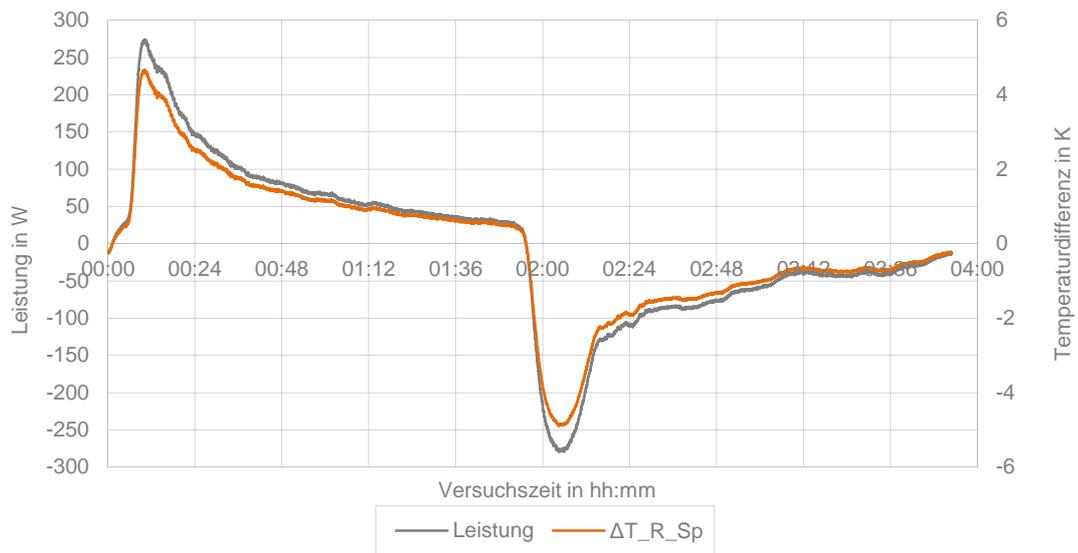
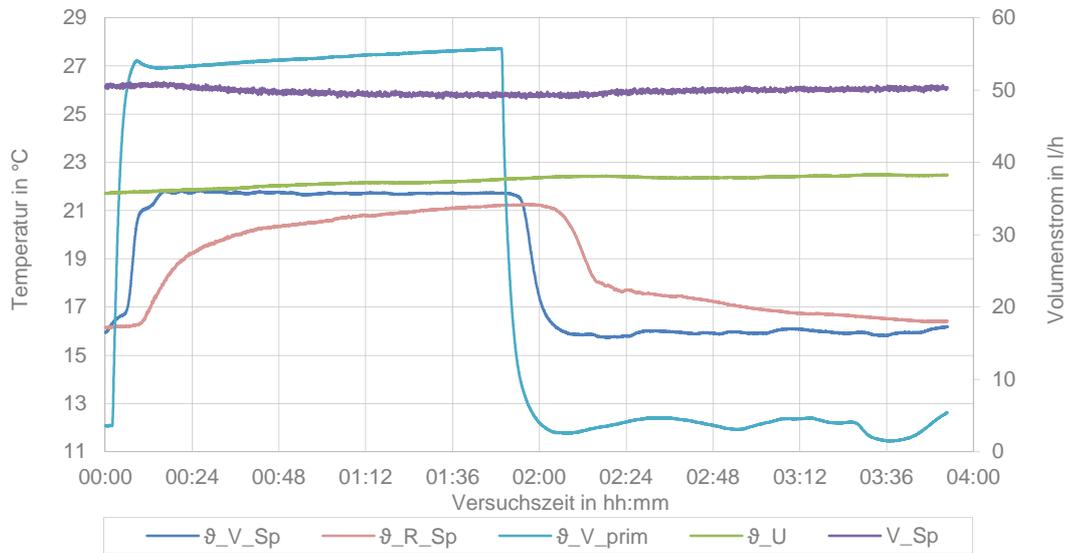
I Temperatursprung 14 °C → 23 °C, Volumenstrom $\dot{V}_{Sp}=30$ l/h



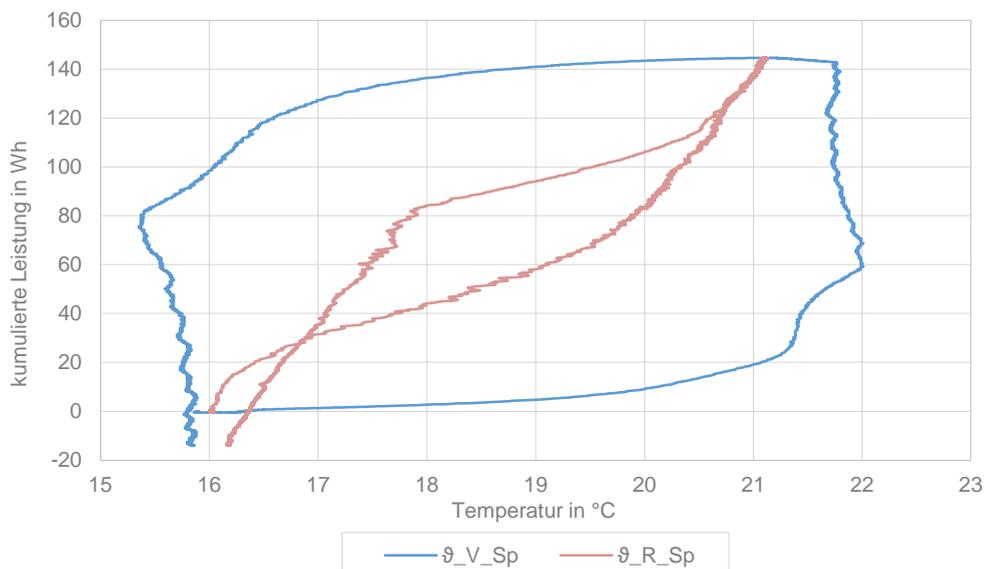
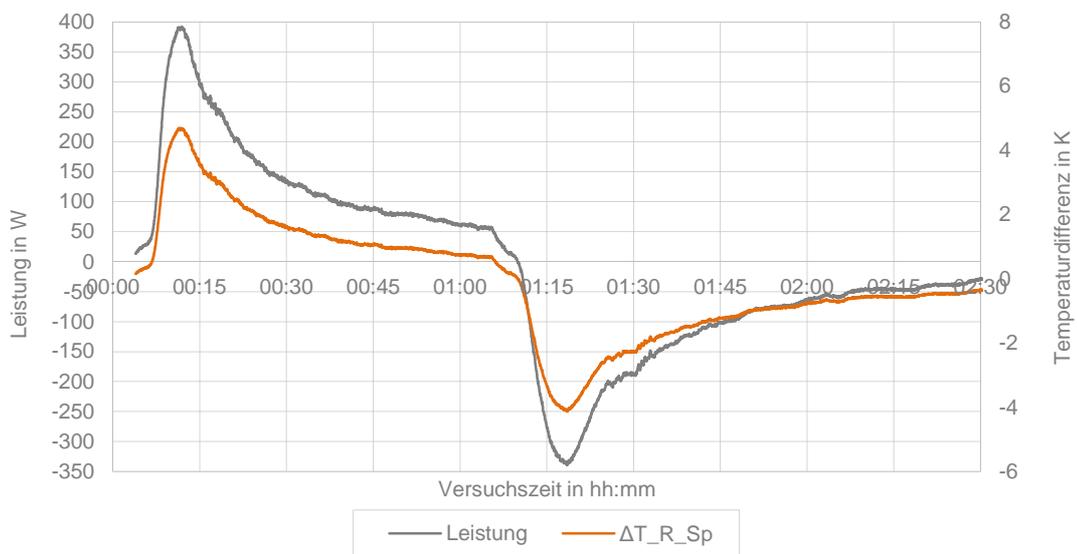
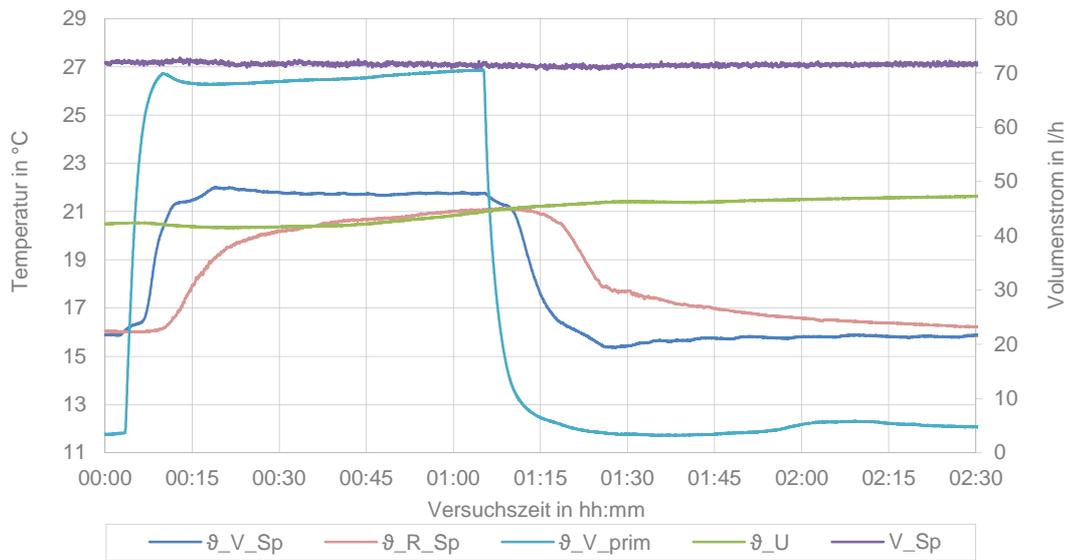
J Temperatursprung 16 °C → 22 °C, Volumenstrom $\dot{V}_{Sp}=20$ l/h



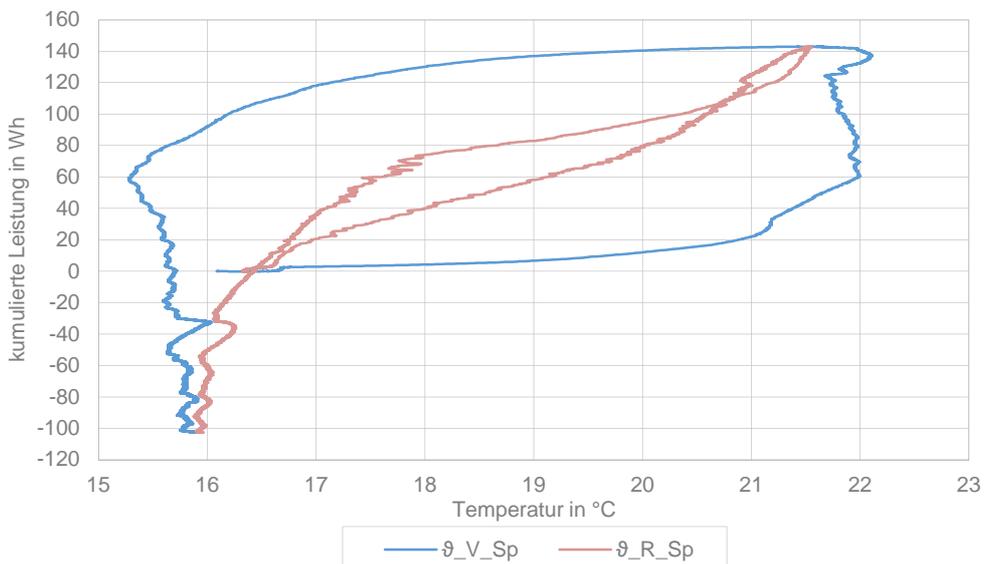
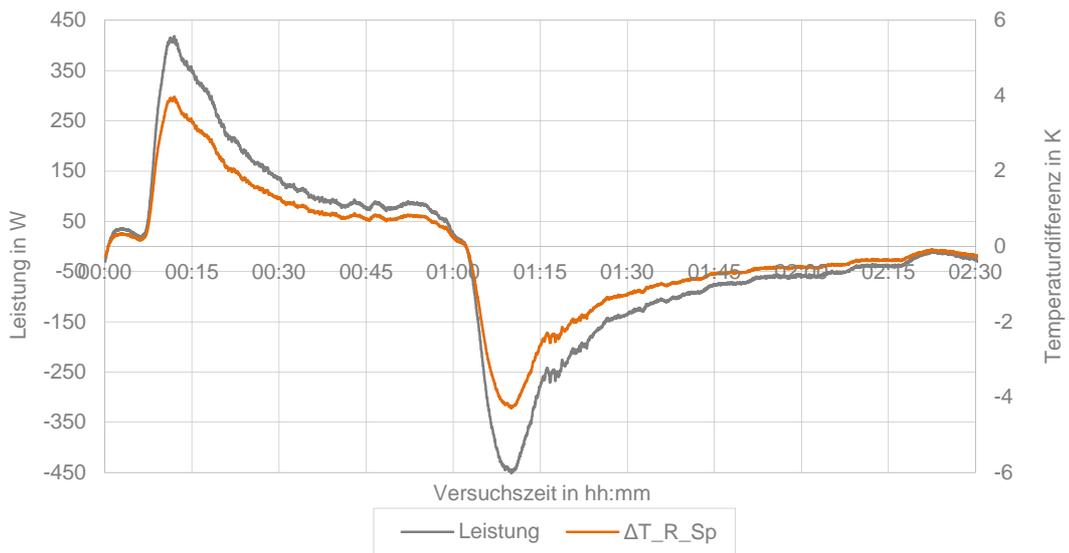
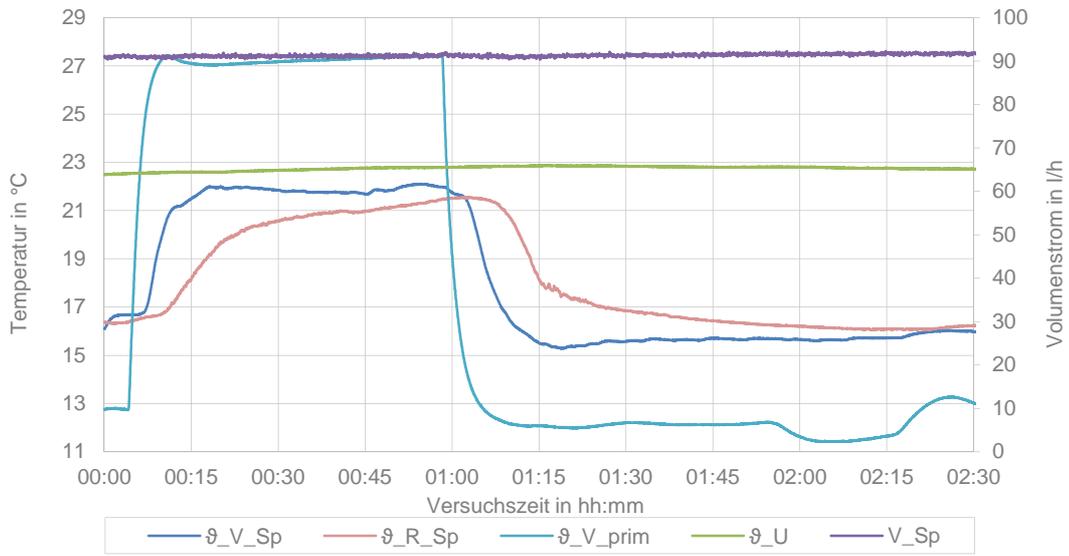
K Temperatursprung 16 °C → 22 °C, Volumenstrom $\dot{V}_{Sp}=50$ l/h



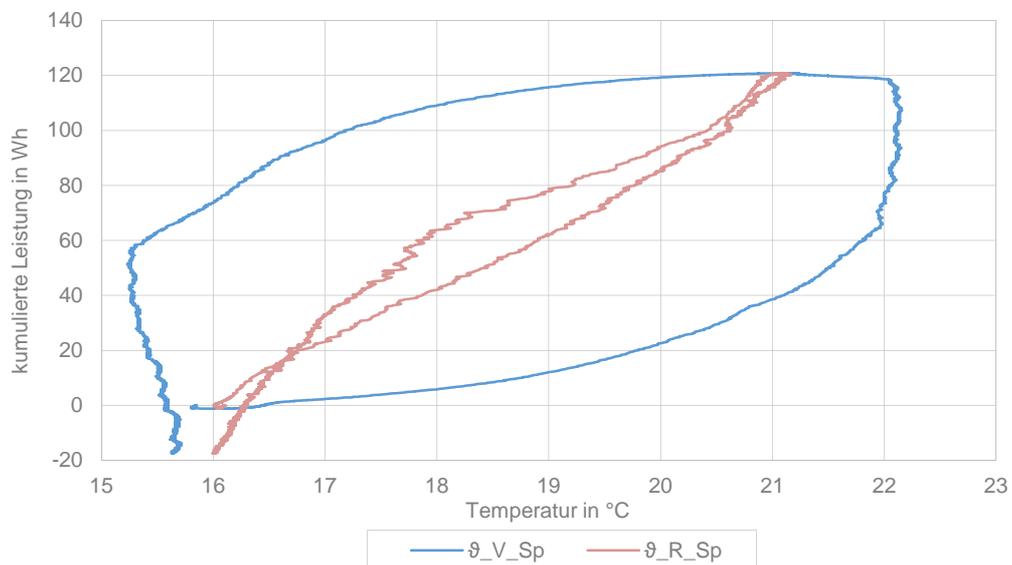
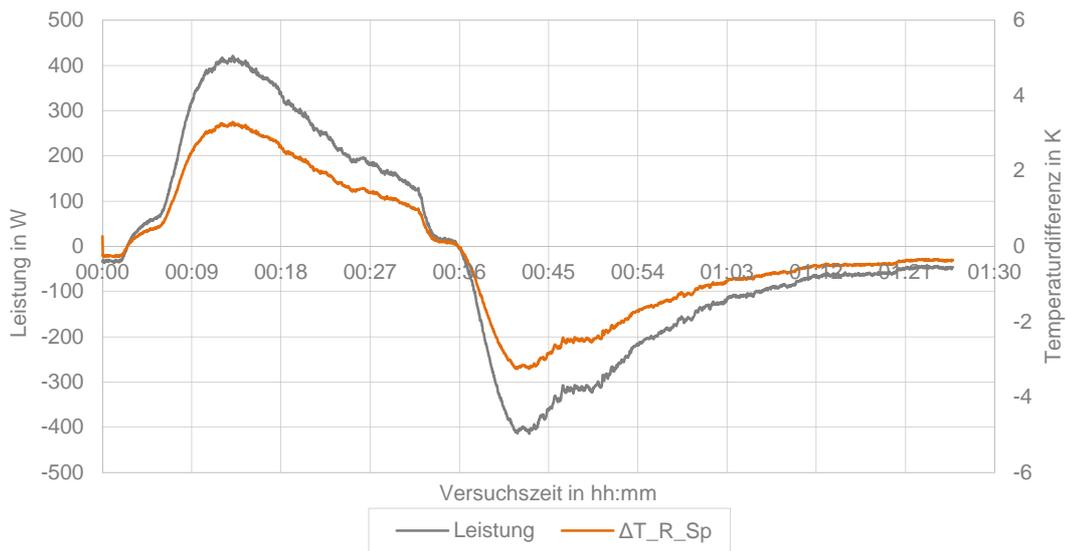
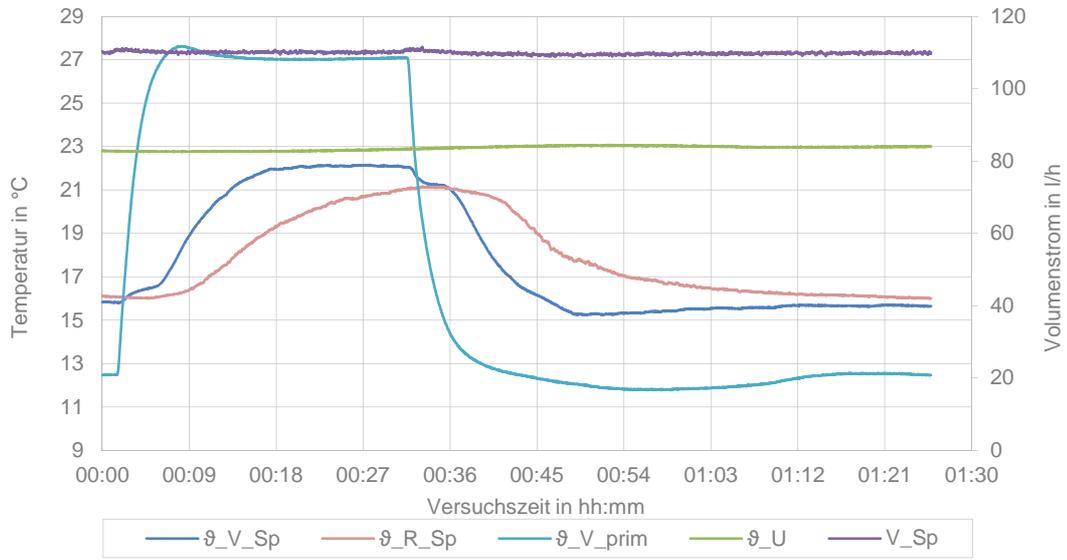
L Temperatursprung 16 °C → 22 °C, Volumenstrom $\dot{V}_{Sp}=70$ l/h



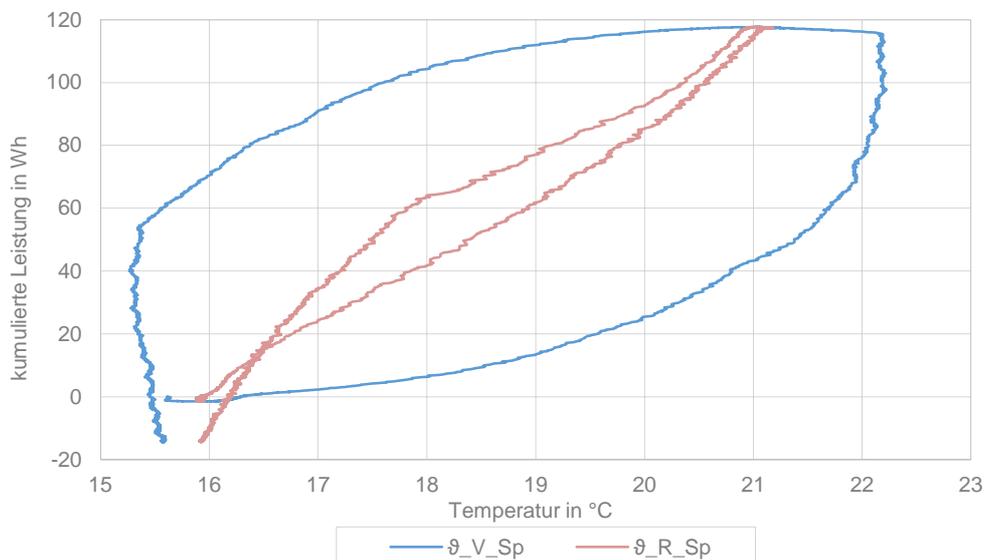
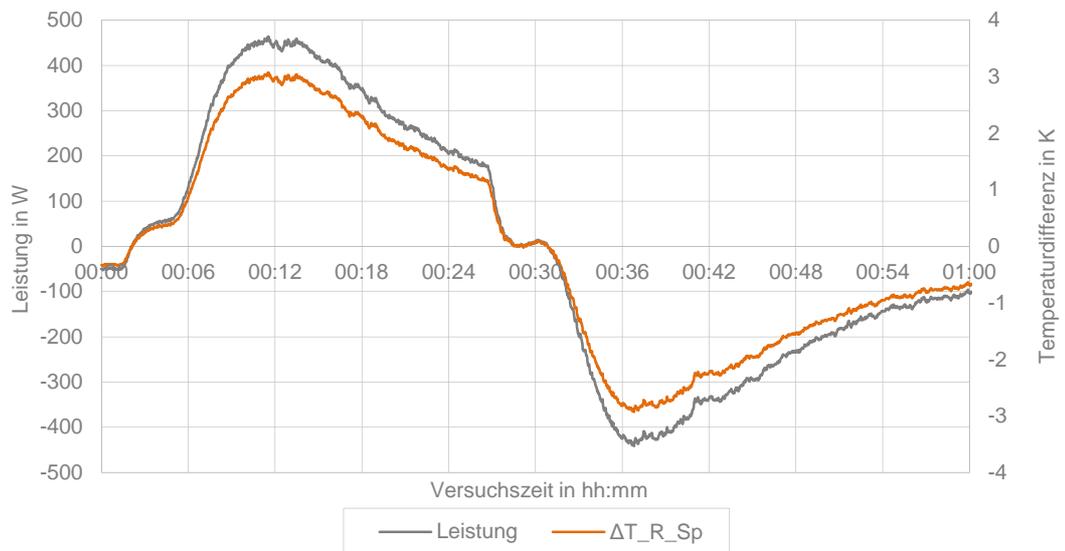
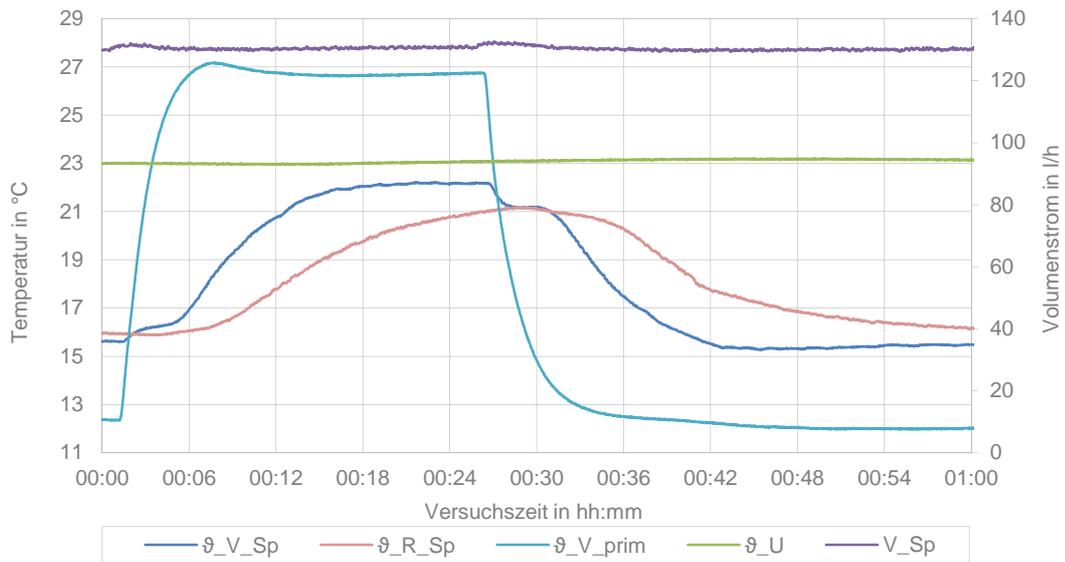
M Temperatursprung 16 °C → 22 °C, Volumenstrom $\dot{V}_{Sp}=90$ l/h



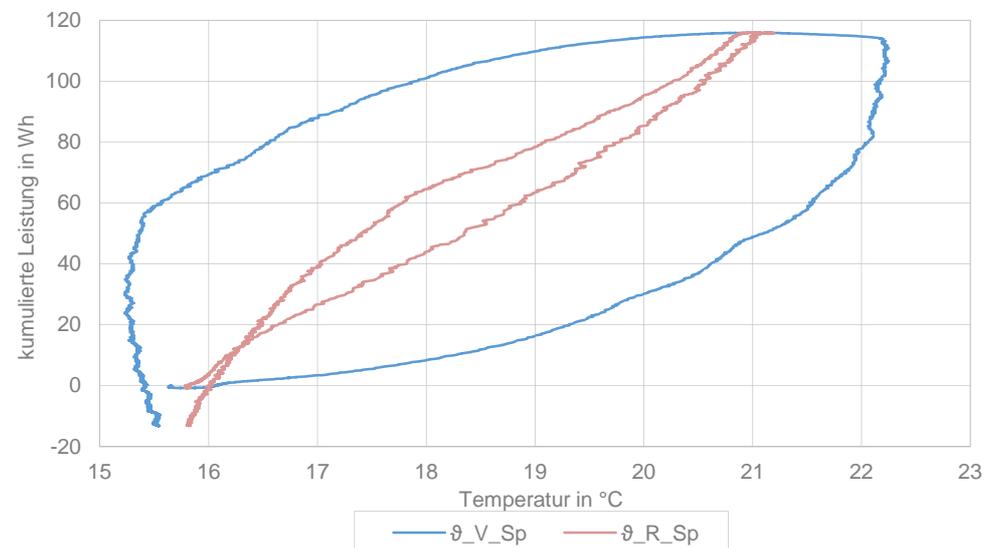
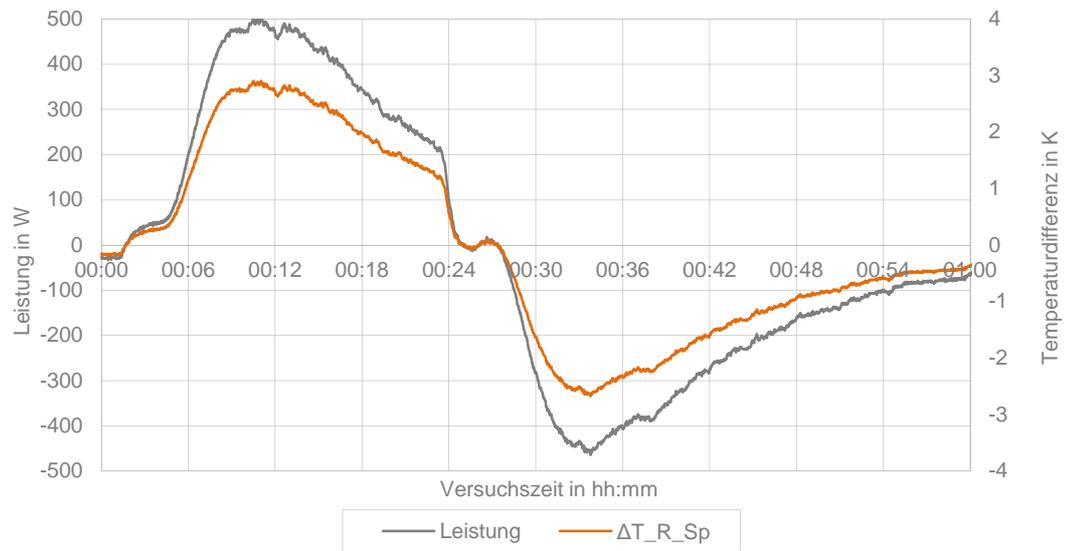
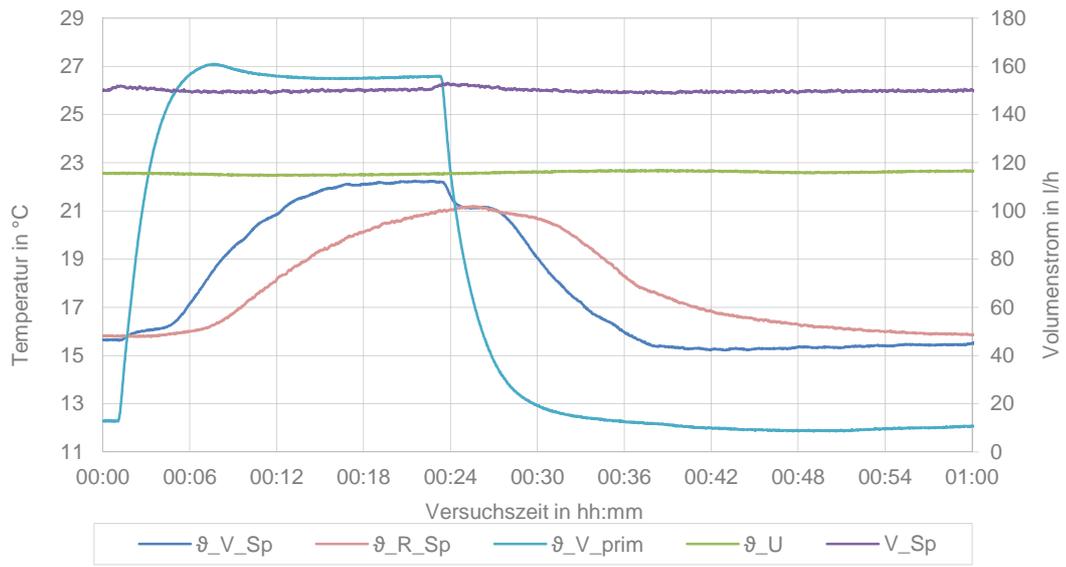
N Temperatursprung 16 °C → 22 °C, Volumenstrom $\dot{V}_{Sp}=110$ l/h



O Temperatursprung 16 °C → 22 °C, Volumenstrom $\dot{V}_{Sp}=130$ l/h



P Temperatursprung 16 °C → 22 °C, Volumenstrom $\dot{V}_{Sp}=150$ l/h



Q Temperatursprung 16 °C → 22 °C, Volumenstrom $\dot{V}_{Sp}=170$ l/h

