Inbetriebnahme eines Latentwärmespeicher-Einzelrohr-Versuchstands

Hochschule Heilbronn
Studiengang Verfahrens- Umwelttechnik
Fakultät Technische Prozesse
Prof. Dr.-Ing. Jochen Haas

Bachelorthesis zur Erlangung des akademischen Grades

BACHELOR OF SCIENCE (B. Sc.)

Tobias Garbe
Matrikelnummer: 207136
Vorgelegt am: 11.03.2024

Kooperation: Deutsches Institut für Luft- und Raumfahrt e. V.
Pfaffenwaldring 38-40, 70569 Stuttgart
Betreuung: Larissa Dietz M. Sc.

Sperrvermerk

Die vorliegende Arbeit enthält Geschäftsgeheimnisse des Deutschen Zentrums für Luft- und Raumfahrt e. V. (DLR) und ist daher streng vertraulich. Sie ist ausschließlich als Prüfungsvorlage bestimmt und darf weder fremden Dritten zugänglich gemacht noch ohne Einverständnis des DLR vervielfältigt werden.

Ehrenerklärung

Von Tobias Garbe, Grundlerstraße 12, 70597 Stuttgart

Ich erkläre ehrenwörtlich, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig und ohne fremde Hilfe verfasst, andere als die angegebenen Quellen nicht benutzt und die den benutzten Quellen wörtlich oder inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Stuttgart, 11.03.2024

Ort, Datum Unterschrift

Kurzdarstellung

Diese Arbeit behandelt die Inbetriebnahme einer Latentwärmespeicher-Einzelrohr-Versuchsanlage zur Dampferzeugung. Der Versuchsstand dient der Untersuchung der gekoppelten Wärmeübertragung zwischen dem Wärmeübertragerfluid und dem Phasenwechselmaterial, dem Test optimierter Betriebsstrategien und der Erzeugung von Validierungsdaten für numerische Speicher-Modelle.

Die Anlage besteht aus dem Speicher und einer Be- und Entladeinfrastruktur, durch die der Massenstrom, der Druck und die Temperatur des Mediums Wasser eingestellt und gemessen wird.

Der verwendete Speicher ist ein passiver Latentwärmespeicher im Rippenrohrdesign. Er hat einen Durchmesser von ca. 8 cm und ist 1,5 m hoch mit dem Phasenwechselmaterial *PlusICE A133* befüllt. Auf fünf Messebenen im Abstand von 30 cm sind Thermoelemente angebracht, die die Temperatur des Phasenwechselmaterials, der Rippen, des Rohrs und des Wärmeübertragerfluids messen.

Die quantitative Beurteilung des Ist-Betriebs im Vergleich zum Soll-Betrieb erfolgt durch die Überprüfung der geforderten Kriterien zu den Fluid-Eintrittsparametern Massenstrom, Temperatur und Druck am Speichereintritt sowie der Temperaturverteilung im Speicher zu Beginn der Be- und Entladung. Die Fluidparameter werden auf die Kenngrößen Präzision, Genauigkeit und Stationarität überprüft.

Die Auswertung zeigt, dass in der ersten Konfiguration 23 % und nach der Optimierung des Versuchsstands 50 % der Ergebnisse den Kriterien genügen. Die umgesetzten Optimierungsmaßnahmen werden vorgestellt und weitere Maßnahmen für den zukünftigen Betrieb vorgeschlagen.

Für die Ableitung der Speicherleistung wird die Eignung zweier Bilanz-Methoden auf HTF-Seite überprüft und die Ergebnisse mit Hilfe einer Speicher-seitigen Bilanz validiert. Die Speicherleistung von 1650 W wird während der Beladung über 10 Minuten gehalten. Über einen Zeitraum von 16 Minuten werden so 1550 kJ eingespeichert. Aus der PCM-seitigen Bilanz ergibt sich aus dem Prozess eine Enthalpieänderung von 1470 kJ im Speicher, dessen Unsicherheitsbereich sich mit dem der 1550 kJ aus der HTF-seitigen Bilanz überschneidet.

Aus den Ergebnissen wird eine angepasste, realisierbare Messmatrix abgeleitet, die für zukünftige Untersuchungen verwendet werden kann.

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis III

Tabellenverzeichnis V

Abkürzungsverzeichnis VI

Symbolverzeichnis VII

1 Einleitung 1

2 Aufgabenstellung und Zielsetzung 3

3 Stand des Wissens 4

3.1 Grundbegriffe der Thermodynamik 4

3.2 Sensible, thermochemische und Latentwärmespeicher 7

3.3 Phasenwechselmaterial 9

3.4 Verbesserung der Wärmeleitfähigkeit im Speicher 10

3.5 Betriebsstrategien von Latentwärmespeichern 11

3.6 Gauß'sches Fehlerfortpflanzungsgesetz (FFG) 13

4 Versuchseinrichtungen 14

4.1 Infrastruktur, Be- und Entladekreislauf 14

4.2 Latentwärmespeicher 19

4.2.1 Aufbau des Speichers 19

4.2.2 Phasenwechselmaterial und verwendete Materialien 21

4.3 Versuchsdurchführung 21

5 Auswertung der Versuchsergebnisse 24

5.1 Einstellung der HTF-Eintrittsbedingungen bei Be- und Entladung 25

5.1.1 HTF-Parameter bei den Beladeversuchen 1 und 2 26

5.1.2 HTF-Parameter bei den Entladeversuchen 1 und 2 30

5.2 Einstellung der homogenen Starttemperatur des Speichers bei Be- und Entladung 32

5.2.1 PCM-Temperaturen bei den Beladeversuchen 1 und 2 34

5.2.2 PCM-Temperaturen bei den Entladeversuchen 1 und 2 36

5.3 Ableitung der Speicherleistung 38

5.3.1 HTF-seitige Bilanz 38

5.3.2 PCM-seitige Bilanz 43

5.4 Ableitung einer realisierbaren Messmatrix 46

6 Diskussion der Ergebnisse 48

7 Zusammenfassung 51

Literaturverzeichnis 53

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Endenergiebedarf Deutschlands 2015 und genauere Einordnung des Wärme- und Kältebedarfs [2] 1

Abbildung 2: Fließbild einer theoretischen Anlage mit Wärmespeicher [4] 2

Abbildung 3: Schematische Darstellung aller Parameter zur Berechnung des Wärmedurchgangs zwischen zwei Fluiden durch eine ebene Wand [5] 5

Abbildung 4: Bilanzraum und -größen eines durchströmten Rohrstücks 7

Abbildung 5: Temperaturverlauf bei der Be- und Entladung eines Latentwärmespeichers (S, solid; F, flüssig) [10] 8

Abbildung 6: Querschnitt eines Latentwärmespeichers im Rohrbündelwärmeübertrager-Design [10] 8

Abbildung 7: Darstellung von PCM-Materialklassen im Bezug zur Schmelztemperatur und Schmelzenthalpie [3] 9

Abbildung 8: Rippen in einem Latentwärmespeicher in a) axialer und b) radialer Ausrichtung [10] ... 11

Abbildung 9: Entladeverhalten eines Latentwärmespeichers unter Volllast- und Teillastbetrieb [14] 12

Abbildung 10: Infrastruktur der Versuchsanlage mit rot markiertem Kreislauf bei der Beladung 15

Abbildung 11: Infrastruktur der Versuchsanlage mit blau markiertem Kreislauf bei der Entladung.... 16

Abbildung 12: Schematische Darstellung des Latentwärmespeichers mit den einzelnen Behälterebenen, Messlevels und Maßen 19

Abbildung 13: Links: Querschnitt des Speichers mit den Komponenten. Rechts: Querschnitt der Rippenstruktur mit den einzelnen Messstellen auf einer Messebene [16] 20

Abbildung 14: Foto des verwendeten Latentwärmespeichers mit angebrachter beheizbarer Isolation 20

Abbildung 15: HTF-Verlauf während der Schritte bei der Beladung 22

Abbildung 16: HTF-Verlauf während der Schritte bei der Entladung 23

Abbildung 17: Verläufe der HTF-Eintrittsparameter Temperatur, Druck und Massenstrom sowie der Verdampfungstemperatur. Die Zeitpunkte $t_{Beladung}$ und $t_{Stationär}$ kennzeichnen den Beginn der Beladung bzw. den Start der Bewertung der Stationarität. 26

Abbildung 18: Verläufe der HTF-Eintrittsparameter Temperatur, Druck und Massenstrom sowie der Verdampfungstemperatur bei Beladeversuch 2. Zum Zeitpunkt $t_{Überhitzung}$ überhitzt das HTF. Die Zeitpunkte tBeladung und $t_{Stationär}$ kennzeichnen den Beginn der Beladung bzw. den Start der Bewertung der Stationarität..... 28

Abbildung 19: Verläufe der HTF-Eintrittsparameter Temperatur, Druck und Massenstrom sowie der Verdampfungstemperatur bei Entladeversuch 1. Der Zeitpunkt $t_{Entladung}$ markiert den Beginn der Entladung..... 30

Abbildung 20: Verläufe der HTF-Eintrittsparameter Temperatur, Druck und Massenstrom sowie der Verdampfungstemperatur bei der Entladung. Der Zeitpunkt $t_{Entladung}$ markiert den Start der Entladung. Ab dem Zeitpunkt $t_{Stationär}$ beginnt der Zeitraum für die Bewertung der Stationarität. .. 31

Abbildung 21: Querschnitt der Rippenstruktur mit den Messpunkten PCM 1 bis PCM 7 33

Abbildung 22: PCM-Temperaturen auf den Messebenen 1-5 beim Start der Beladung von Versuch 1 34

Abbildung 23: PCM-Temperaturen auf den Messebenen 1-5 beim Start der Beladung von Versuch 2 35

Abbildung 24: PCM-Temperaturen auf den Messebenen 1-5 beim Start der Entladung von Versuch 1 36

Abbildung 25: PCM-Temperaturen auf den Messebenen 1-5 beim Start der Entladung von Versuch 2 37

Abbildung 26: Infrastruktur mit den ein- und austretenden Energieströmen und dem Bilanzraum bei der Beladung. 38

Abbildung 27: Bilanzwerte $H_{Eintritt}$, $H_{Austritt}$ und $Q_{Kondensator}$ im stationären Zustand nach der Beladung..... 39

Abbildung 28: Bilanzwerte $H_{Eintritt}$, $H_{Austritt}$ und $Q_{Kondensator}$ während der gesamten Beladung... 41

Abbildung 29: Verkleinerter Bilanzraum mit den ein- und austretenden Energieströmen bei der Beladung..... 42

Abbildung 30: Bilanzwerte im kleinen Bilanzraum..... 42

Abbildung 31: Entwicklung der PCM-Temperaturen von Messpunkt 3 bei der Beladung auf allen fünf Messebenen. T_S und T_L markieren die Solidus- und Liquidustemperatur. 44

Abbildung 32: Abkühlkurve der Temperaturen der Messung PCM 3 auf allen fünf Messebenen. T_E markiert die Erstarrungstemperatur. 46

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Wärmeübergangskoeffizienten von Fluiden [5] 5

Tabelle 2: PCM-Materialklassen und deren Temperaturbereich, Vor- und Nachteile [3, 11] 10

Tabelle 3: Funktionen und die Berechnung deren absoluten Messunsicherheit 13

Tabelle 4: Darstellung aller zentralen Geräte, deren Hersteller und das Modell 17

Tabelle 5: Messstellenliste 18

Tabelle 6: Stoffeigenschaften des PCMs beim Schmelzen / Erstarren [DLR, intern] 21

Tabelle 7: HTF- und PCM-Parameter der Betriebszustände 1-6 24

Tabelle 8: Kenngrößen und Kriterien der HTF-Eintrittsbedingungen bei Be- und Entladung 25

Tabelle 9: Auswertung der HTF-Messwerte von Beladeversuch 1 27

Tabelle 10: Auswertung der HTF-Messwerte von Beladeversuch 2 29

Tabelle 11: Auswertung der HTF-Messwerte von Entladeversuch 2 32

Tabelle 12: Kenngrößen und Kriterien zur Bewertung der Starttemperatur des Speichers bei Be- und Entladung 33

Tabelle 13: Auswertung der PCM-Messwerte von Beladeversuch 1 34

Tabelle 14: Auswertung der PCM-Messwerte von Beladeversuch 2 35

Tabelle 15: Auswertung der PCM-Messwerte von Entladeversuch 1 36

Tabelle 16: Auswertung der PCM-Messwerte von Entladeversuch 2 37

Tabelle 17: Messwerte und Unsicherheiten aller relevanten Größen zur Berechnung der maximalen Verlustleistung 40

Tabelle 18: Abgeleitete Messmatrix für zukünftige Versuche 47

Abkürzungsverzeichnis

DLR	-	Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e. V.
FFG	-	Fehlerfortpflanzungsgesetz
HTF	-	Wärmeübertragerfluid (Heat Transfer Fluid)
KW	-	Kühlwasser
MW	-	Mittelwert
PCM	-	Phasenwechselmaterial (Phase Change Material)
SPS	-	Speicherprogrammierbare Steuerung
WDK	-	Wärmedurchgangskoeffizient
WÜK	-	Wärmeübergangskoeffizient

Symbolverzeichnis

Lateinische Symbole

Symbol	Einheit	Bedeutung
A	m²	Fläche
c_p	J kg^{-1} K^{-1}	Isobare spezifische Wärmekapazität
E	J	Energie
h	J kg^{-1}	Spezifische Enthalpie
H	J	Enthalpie
$\dot{H}$	W	Enthalpiestrom
h_m	J kg^{-1}	Spezifische Schmelzenthalpie
h_v	J kg^{-1}	Spezifische Verdampfungsenthalpie
k	W K^{-1} m^{-2}	Wärmedurchgangskoeffizient
m	kg	Masse
$\dot{m}$	kg h^{-1}	Massenstrom
p	bar	Druck
Q	J	Wärme
$\dot{Q}$	W	Wärmestrom
T	K	Temperatur
T_L	K	Liquidustemperatur
T_{PC}	K	Phasenwechseltemperatur
T_S	K	Solidustemperatur
W	J	Arbeit

Griechische Symbole

Symbol	Einheit	Bedeutung
α	W K^{-1} m^{-2}	Wärmeübergangskoeffizient
δ	m	Wanddicke
λ	W K^{-1} m^{-1}	Wärmeleitfähigkeit
σ	-	Standardabweichung

1 Einleitung

Aufgrund der weltweiten Klimakrise haben es sich weltweit Staaten zur Aufgabe gemacht, ihre Treibhausgas-Emissionen zu verringern. 2015 haben 195 Staaten das Pariser Klimaabkommen unterzeichnet und sich damit verpflichtet, den Klimawandel einzudämmen und die Weltwirtschaft klimafreundlich umzugestalten [1]. Eine zentrale Rolle nimmt dabei die Energieversorgung ein, die von fossilen Energieträgern auf erneuerbare Energien umgestaltet werden muss. Mit dem Ausbau von erneuerbaren Energien werden Erdöl, Kohle und Erdgas immer weiter ersetzt. Durch die neue Ausrichtung des Energiesystems entstehen neue Herausforderungen. Während fossile Energie zu jeder Zeit verfügbar ist, gibt es bei Solar- und Windenergie standortabhängig über Tag und Jahr verteilt starke Schwankungen. Um die zunehmenden Fluktuationen des Energieangebots auszugleichen, sind für die kontinuierliche Bereitstellung von Energie effiziente Energiespeicher essenziell. Je nach Anwendung eignen sich elektrische, thermische, chemische oder mechanische Verfahren.

Abbildung 1 zeigt den Anteil des Wärme- und Kältebedarfs am Endenergiebedarf in Deutschland. Dieser betrug 2015 56 %, was die Bedeutung von Wärmespeichern aufzeigt. Rund ein Drittel davon fällt unter Prozesswärme, wovon ein Großteil für die Erzeugung von Dampf verwendet wird. [2]

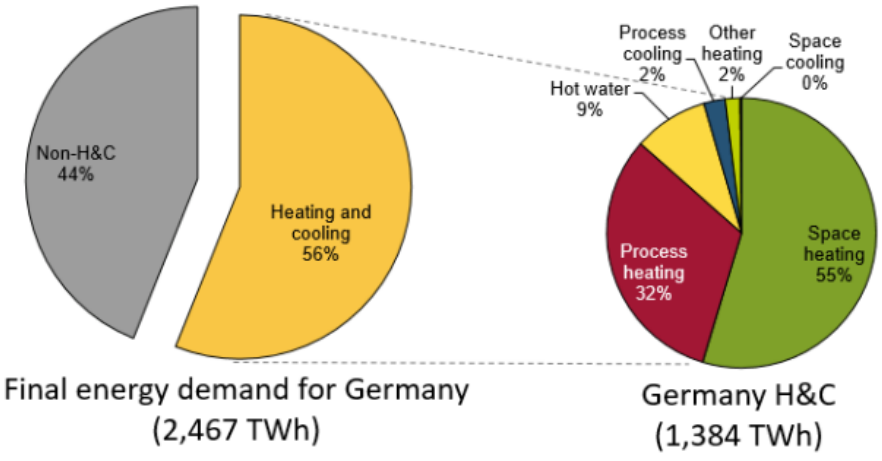


Abbildung 1: Endenergiebedarf Deutschlands 2015 und genauere Einordnung des Wärme- und Kältebedarfs [2]

In sogenannten Latentwärmespeichern führen Phasenwechselmaterialien (PCM, *von engl. Phase Change Material*) bei Abkühlung unter ihren Erstarrungspunkt einen Phasenwechsel durch und können dadurch bei einer geringen Temperaturänderung viel Energie abgeben, weshalb sie sich insbesondere zur Dampferzeugung eignen. Latentwärmespeicher sind eine vielversprechende Technologie, die im

Vergleich zu sensiblen Wärmespeichern, bei denen kein Phasenwechsel im Speicher stattfindet, eine höhere Speicherkapazität bei gleichem Volumen ermöglicht. [3]

Abbildung 2 zeigt vereinfacht ein theoretisches Solar-Wärmespeichersystem, wie es zukünftig verwendet werden könnte. Zu sehen ist ein Wasserkreislauf, bei dem in einem Solarkollektor Dampf erzeugt wird. Eine Turbine entspann den Dampf und erzeugt elektrische Energie. Anschließend kondensiert der Dampf aus und der Kreislauf beginnt von vorne. Bei einem Energieüberschuss wird zusätzlich Dampf in den Wärmespeicher geleitet, der bei zu geringer Solarenergie wieder entladen wird. Somit kann die Anlage weiterhin Strom produzieren und bietet dem Betreiber eine autarke Energieerzeugung.

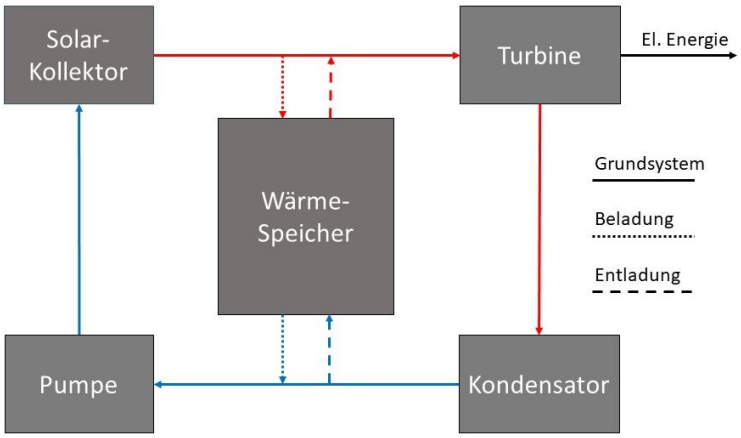


Abbildung 2: Fließbild einer theoretischen Anlage mit Wärmespeicher [4]

Eine Herausforderung bei der Auslegung von Latentwärmespeichern ist die geringe Wärmeleitfähigkeit des Speichermaterials. In den Speichern wird die Wärme von der Phasengrenze fest-flüssig im PCM an das Wärmeübertragerfluid (HTF*, von engl. Heat Transfer Fluid*) übertragen. Während der Entladung entfernt sich die Phasengrenze durch die wachsende Schicht des erstarrten PCMs. Dadurch erhöht sich der Wärmewiderstand zwischen dem flüssigen PCM und dem HTF, was die Leistung des Speichers begrenzt. Das sich ergebende transiente Leistungsverhalten ist komplex und muss experimentell bestimmt oder mit Hilfe von numerischen Modellen abgeschätzt werden. Für die Kommerzialisierung dieser Speicher sind validierte numerische Auslegungsmodelle und optimierte Betriebsstrategien notwendig. Der in dieser Arbeit betrachtete Versuchsstand dient daher dem experimentellen Test optimierter Betriebsstrategien und der Generierung einer Messdatenbasis für die Validierung von numerischen Modellen.

2 Aufgabenstellung und Zielsetzung

Diese Bachelorarbeit beschäftigt sich mit der Inbetriebnahme eines Latentwärmespeicher-Einzelrohr-Versuchsstands zur Dampferzeugung. Mit Hilfe der Anlage soll das Be- und Entladeverhalten dieses Speichertyps untersucht und neue Betriebsstrategien abgeleitet werden. Voraussetzung für die Untersuchungen sind reproduzierbare Betriebsbedingungen und geeignete Auswertungsmethoden.

Zur thermischen Be- und Entladung des Speichers wird ein Wärmeübertragerfluid durch den Speicher geleitet. Das erste Ziel der Inbetriebnahme ist das genaue Einstellen der Betriebsparameter Temperatur, Druck und Massenstrom, mit denen das Fluid durch den Speicher strömt. Das HTF soll zudem vor dem Eintritt in den Speicher einphasig sein und erst im Speicher bei der Beladung kondensieren und bei der Entladung verdampfen.

Zweitens soll eine einheitliche Speichertemperatur zu Beginn der Be- und der Entladung eingestellt werden. Der Speicher soll sowohl in axialer als auch in radialer Richtung die gleiche Temperatur aufweisen. Während des Bearbeitungszeitraums der Abschlussarbeit sollen anhand der Messergebnisse Optimierungen an der Versuchsanlage abgeleitet und umgesetzt werden.

Drittens soll die Leistung, die der Speicher an das HTF abgibt oder die das HTF an den Speicher überträgt aus HTF-seitigen Wärmestrombilanzen in einem geeigneten Bilanzraum bestimmbar sein. Anschließend gilt es, die Plausibilität der Ergebnisse aus der Leistungsbestimmung mit Hilfe einer Speicher-seitigen Wärmebilanz zu überprüfen.

Zuletzt soll nach den durchgeführten Experimenten eine realisierbare Messmatrix abgeleitet werden. In zukünftigen Versuchen sollen dadurch weitere Messdaten zur Validierung der numerischen Modelle gewonnen werden.

3 Stand des Wissens

Im Folgenden werden die Grundlagen für diese Arbeit dargelegt. Zunächst werden thermodynamische Grundbegriffe erläutert. Anschließend werden die verschiedenen Wärmespeichertypen und potenzielle Phasenwechselmaterialien vorgestellt. Danach wird auf den Wärmedurchgang zwischen PCM und HTF eingegangen und es werden verschiedene Betriebsstrategien von Latentwärmespeichern aufgezeigt. Zuletzt wird das Gauß'sche Fehlerfortpflanzungsgesetz eingeführt.

3.1 Grundbegriffe der Thermodynamik

Wärme wird durch den ersten Hauptsatz der Thermodynamik definiert, der sich auf ein System mit einer Grenze zur Umgebung bezieht:

$$\Delta E = W + Q + E_M \tag{1}$$

Darin ist ΔE die Energieänderung eines Systems, die erfolgen kann durch eine Arbeit W, eine Wärme Q oder durch eine massenbezogene Energie E_M. Da Energie eine Erhaltungsgröße ist, ändert sie sich im System nur durch Austausch mit der Umgebung über die Systemgrenzen. Wärmetransport findet dabei genau dann statt, wenn die Temperatur des Systems und die der Umgebung verschieden sind. Der zweite Hauptsatz der Thermodynamik zeigt, dass die Wärme immer von der größeren zur kleineren Temperatur fließt. Ein solcher *Wärmestrom* $\dot{Q}$ $[W]$ kann grundsätzlich auf drei Arten erfolgen: Als Wärmeleitung, Strahlung oder Konvektion.[5]

Wärmeleitung bezeichnet den Vorgang der Energieübertragung in einem Material von einem Molekül auf ein benachbartes, der aufgrund eines Temperaturunterschieds stattfindet. Die übertragene Wärme berechnet sich durch:

$$Q = \lambda \cdot A \cdot \frac{\Delta T}{\delta} \tag{2}$$

Die *Wärmeleitfähigkeit* λ $\left[\frac{W}{K \cdot m}\right]$ ist dabei ein materialspezifischer Wert, der beschreibt, wie schnell Wärme innerhalb des Materials übertragen wird. A bezeichnet die Fläche der Wärmeleitung und δ die Wanddicke.

Konvektion bezeichnet den Energietransport in einem strömenden Medium. Grundsätzlich wird zwischen freier und erzwungener Konvektion unterschieden. Freie Konvektion entsteht, wenn das Fluid aufgrund von Dichteunterschieden selbstständig fließt. Bei erzwungener Konvektion wird

künstlich eine Druckdifferenz erzeugt, sodass eine Strömung entsteht. Der *Wärmeübergangskoeffizient* $\alpha \left[\frac{W}{K \cdot m^2}\right]$ (WÜK) quantifiziert den konvektiven Wärmeübergang. Der WÜK ist von den Stoffwerten des Fluids, den Prozessparametern der Strömung und der Oberflächenbeschaffenheit und Geometrie der Wand abhängig. Die Formel zur Beschreibung des konvektiven Wärmestroms lautet:

$$\dot{Q} = \alpha \cdot (T_W - T_F) \cdot A \tag{3}$$

Darin sind T_W die Wandtemperatur und T_F die Fluidtemperatur. Je nach Zustand des Fluids kann der der WÜK stark variieren. In Tabelle 1 sind Orientierungswerte für verschiedene Fluidzustände bei freier und erzwungener Konvektion aufgelistet. [5]

Tabelle 1: Wärmeübergangskoeffizienten von Fluiden [5]

Fluid	**Prozessart**	**Wärmeübergangskoeffizient $\alpha \left[\frac{W}{K \cdot m^2}\right]$**
Gas	Freie Konvektion	$\sim 2 - 25$
Gas	Erzwungene Konvektion	$\sim 25 - 250$
Flüssigkeit	Freie Konvektion	$\sim 10 - 1.000$
Flüssigkeit	Erzwungene Konvektion	$\sim 50 - 20.000$
Dampf	Verdampfen und Kondensieren	$\sim 2.500 - 100.000$

Wärmedurchgang beschreibt den aus Wärmeleitung und konvektivem Wärmeübergang bestehenden Gesamtprozess. Abbildung 3 stellt den Temperaturverlauf zwischen einem Fluid F1 und einem Fluid F2 mit den Temperaturen T_{F1} und T_{F2} durch eine Wand dar.

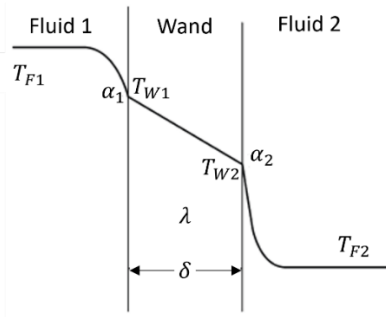


Abbildung 3: Schematische Darstellung aller Parameter zur Berechnung des Wärmedurchgangs zwischen zwei Fluiden durch eine ebene Wand [5]

Der *Wärmedurchgangskoeffizient* $k\left[\frac{W}{K\cdot m^2}\right]$ (WDK) setzt sich in diesem Fall aus den Wärmeübergangskoeffizienten α_1 und α_2 der Fluide an der Wand, der Wärmeleitfähigkeit λ der Wand, der Wanddicke δ und der Fläche A zusammen. Für eine ebene Wand berechnet sich der WDK durch

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot A} + \frac{\delta}{\lambda \cdot A} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot A}} \tag{4}$$

und der Wärmedurchgang zu

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot (T_{F1} - T_{F2})\,. \tag{5}$$

Die Enthalpiedifferenz eines Stoffes nach der Temperaturänderung innerhalb einer Phase berechnet sich durch

$$\Delta H = m \cdot c_p \cdot \Delta T\,. \tag{6}$$

Die *spezifische Wärmekapazität* $c_p\left[\frac{J}{kg\cdot K}\right]$ eines Stoffes hängt vom Aggregatzustand und der Temperatur ab. Beim Phasenwechsel fest-flüssig ändert sich die Enthalpie um die *Schmelzenthalpie* $H_m\,[J]$, die sich aus der Masse und der *spezifischen Schmelzenthalpie* $h_m\left[\frac{J}{kg}\right]$ berechnet:

$$H_m = m \cdot h_m \tag{7}$$

Die Formel zur Berechnung der Enthalpieänderung eines Stoffes nach der Erwärmung vom festen in den flüssigen Zustand lautet

$$\Delta H = m \cdot c_{p,s} \cdot (T_{Schmelz} - T_1) + m \cdot h_m + m \cdot c_{p,l} \cdot (T_2 - T_{Schmelz}). \tag{8}$$

$c_{p,s}$ steht für die spezifische Wärmekapazität im festen (solid) und $c_{p,l}$ für die im flüssigen Zustand (liquid).

Beim Schmelzen kann sich die Temperatur ändern. Anstelle einer Schmelztemperatur $T_{Schmelz}$ gibt es dann einen Schmelzbereich. Die untere Grenze wird als Solidustemperatur T_S und die obere Grenze als Liquidustemperatur T_L bezeichnet. Unterhalb der Solidustemperatur ist der Stoff vollständig fest und oberhalb der Liquidustemperatur flüssig. In diesem Fall ist der Schmelzpunkt als die Temperatur definiert, bei der für den Phasenwechsel die meiste Energie umgewandelt wird. Die Schmelz- und Erstarrungstemperatur können sich unterscheiden. [6]

Liegt T_2 im Schmelzbereich, wird der Anteil an geschmolzenem PCM durch den Bezug zur Solidus- und Liquidustemperatur abgeschätzt:

$$Anteil\ flüssig = \frac{T - T_S}{T_L - T_S} \tag{9}$$

Bei offenen Systemen ändert sich die Energie des Systems auch durch Enthalpieströme $\dot{H}$, die vom Massenstrom $\dot{m}$ und der *spezifischen Enthalpie* $h\ \left[\frac{J}{kg}\right]$ des Materials abhängen. Die spezifische Enthalpie ist eine stoffspezifische Funktion von Druck und Temperatur. Befindet sich das Material auf Verdampfungstemperatur, hängt die spezifische Enthalpie zusätzlich vom Produkt aus dem Dampfanteil x und der spezifischen Verdampfungsenthalpie h_v ab.

Die Summe aller ein- und ausgehenden Energieströme in einem stationären System sind gleich Null. Wird beispielsweise wie in Abbildung 4 ein durchströmter Rohrabschnitt bilanziert, ergibt sich als Bilanz:

$$0 = \dot{H}_{Eintritt} - \dot{H}_{Austritt} - \dot{Q}_{Verlust} \tag{10}$$

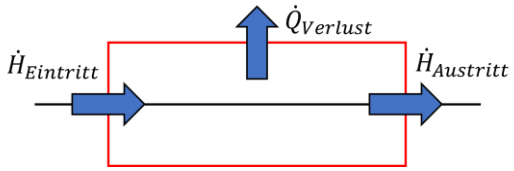


Abbildung 4: Bilanzraum und -größen eines durchströmten Rohrstücks

3.2 Sensible, thermochemische und Latentwärmespeicher

Für die Speicherung von Wärme gibt es unterschiedliche Lösungen, deren Eignung von der entsprechenden Anwendung abhängt. Wärmespeicher werden eingeteilt in sensible, thermochemische und Latentwärmespeicher [7].

Sensible Wärmespeicher speichern die zugeführte Energie durch eine proportionale Temperaturerhöhung. Bei der Entladung kühlt der Speicher wieder ab. Als Medium kann in vielen Anwendungen Wasser verwendet werden. Alternativen sind Öle, geschmolzene Salze für Hochtemperaturapplikationen oder feste Materialien wie Stein, Metall, Beton oder Sand. Dieser Speichertyp ist weit entwickelt und durch seine simple Funktionsweise vergleichsweise günstig. [8, 9]

Thermochemische Wärmespeicher führen bei der Zufuhr von Energie eine endotherme Reaktion durch. Dabei wird beispielsweise ein Edukt A in die Produkte B und C aufgespalten, die dabei die Reaktionsenthalpie ΔH_R aufnehmen. Die Entladung setzt die Energie reversibel durch eine exotherme Reaktion zum Ausgangsstoff *A* frei [8]. Sind die Produkte B und C Gase, hängt das Temperaturniveau der freigesetzten Energie von deren Partialdruck ab. Bei hohem Druck kann bei der Entladung die Energie deshalb bei einer höheren Temperatur wieder abgegeben werden als bei der Energieaufnahme

im endothermen Prozess. Das Verfahren ist aufwändig und teuer, wird jedoch durch aktuelle Forschung verbessert. [9]

Latentwärmespeicher verwenden den größten Teil der zugeführten Energie für einen Phasenwechsel des eingesetzten Speichermediums. Die restliche Energie wird analog zu sensiblen Wärmespeichern für eine Temperaturerhöhung genutzt. Aufgrund des großen Dichteunterschieds zwischen flüssigem und gasförmigem Aggregatzustand, wird grundsätzlich der Phasenwechsel zwischen fest und flüssig genutzt [8]. Abbildung 5 zeigt den Temperaturverlauf qualitativ für die Beladung und anschließende Entladung eines Latentwärmespeichers. Das feste Phasenwechselmaterial wird erwärmt, vollständig aufgeschmolzen und überhitzt. Bei der Entladung kühlt das PCM auf Erstarrungstemperatur ab, verfestigt sich und kühlt weiter ab.

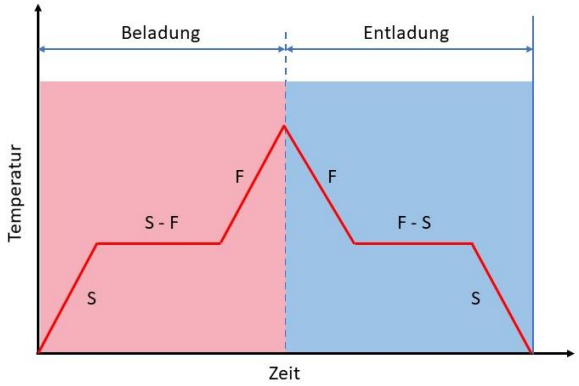


Abbildung 5: Temperaturverlauf bei der Be- und Entladung eines Latentwärmespeichers (S, solid; F, flüssig) [10]

Gegenstand dieser Arbeit ist ein passiver Latentwärmespeicher. Speicher dieser Bauart bestehen in der Regel aus einem Rohrbündelwärmeübertrager, bei dem sich das PCM in einem Behälter befindet. In senkrechten Rohren, die durch den Behälter geführt werden, fließt das Wärmeübertragerfluid. Abbildung 6 zeigt den Querschnitt eines Latentwärmespeichers in diesem Design.

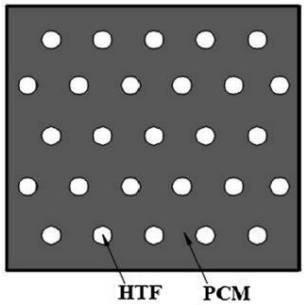


Abbildung 6: Querschnitt eines Latentwärmespeichers im Rohrbündelwärmeübertrager-Design [10]

3.3 Phasenwechselmaterial

Charakteristisch für Phasenwechselmaterialien sind die Schmelztemperatur und die Schmelzenthalpie. Abbildung 7 zeigt als PCM verwendbare Materialklassen und deren Wertebereiche bezüglich Schmelztemperatur und -enthalpie. Das bei diesem Versuchsstand verwendete Material *PlusICE A133* ist in der Abbildung rot hervorgehoben. Die PCMs werden in organische Stoffe (z.B. Paraffine), Salzhydrate, Salze und Eutektika eingeteilt. Letztere bezeichnen Kombinationen verschiedener organischer oder anorganischer Materialien. [3]

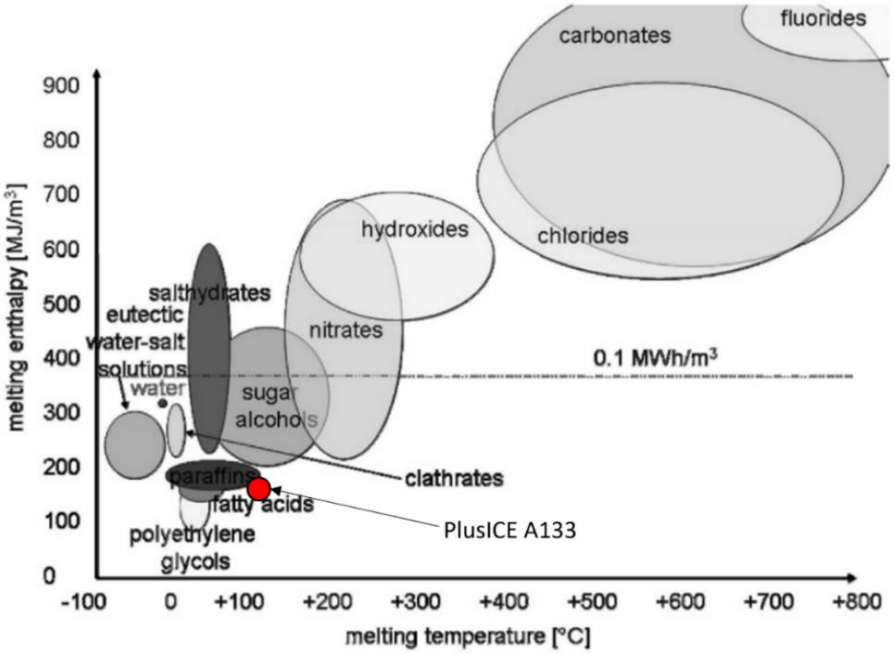


Abbildung 7: Darstellung von PCM-Materialklassen im Bezug zur Schmelztemperatur und Schmelzenthalpie [3]

Grundsätzlich gilt: Je höher die Schmelztemperatur, desto höher ist auch die Schmelzenthalpie. Tabelle 2 fasst verschiedene Materialien mit den jeweiligen Temperaturbereichen, Vor- und Nachteile zusammen.

Tabelle 2: PCM-Materialklassen und deren Temperaturbereich, Vor- und Nachteile [3, 11]

Material	**Temperaturbereich**	**Vorteile**	**Nachteile**
Wasser-Salz Lösung	< 0 °C	Chemische Stabilität	Phasentrennung möglich
		Niedrige Kosten	Unterkühlung
			Volumenänderung bis 10 %
			Korrosiv in Verbindung mit Metallen
Organische Stoffe	0 - 200 °C	Keine Unterkühlung	Niedrigere Phasenwechselenthalpie pro Volumen
		Reaktionsträgheit in Verbindung mit Metallen (außer Fettsäuren)	Instabilität bei höheren Temperaturen
		Niedrige Kosten	
Salzhydrate	5 – 130 °C	Hohe Speicherdichte	Phasentrennung möglich
		Chemische Stabilität	Unterkühlung bis 80 K
		niedrige Kosten	Volumenänderung bis 10 %
			Korrosiv in Verbindung mit Metallen
Salze	> 150 °C	Hohe Schmelzenthalpie	Volumenänderung bis 10 %
		Chemische Stabilität	Korrosiv in Verbindung mit Metallen
Eutektikum	-	Je nach Zusammensetzung	Je nach Zusammensetzung

3.4 Verbesserung der Wärmeleitfähigkeit im Speicher

Die vorgestellten Phasenwechselmaterialien haben Wärmeleitfähigkeiten zwischen $0{,}1$ und $2{,}2\,\frac{W}{K\cdot m}$ und leiten die Wärme schlechter als beispielsweise Stahl mit einer Wärmeleitfähigkeit zwischen 40 und $50\,\frac{W}{K\cdot m}$ [3, 5]. Insbesondere Verdampfungsprozesse benötigen eine hohe Leistung, was einen guten Wärmedurchgang vom PCM zum HTF voraussetzt. Zur Verbesserung des Wärmedurchgangs gibt es verschiedene Möglichkeiten, die von Bhim 2023 ausführlich beschrieben werden [12].

Bei dem in dieser Arbeit verwendeten Speicher werden Rippen verwendet, die fest am Rohr befestigt sind. Im Vergleich zu unberippten Rohren konnte der Wärmestrom in einer Studie von Muhammad von 2017 durch die Verwendung von ringförmigen Rippen in einem Latentwärmespeicher um bis zu 450 % verbessert werden [13]. Die Rippen können entlang der Achse oder radial angeordnet werden. Abbildung 8 zeigt beispielhaft Rippen (*engl. Fins*) in a) axialer und b) radialer Richtung in einem

Latentwärmespeicher. Der in dieser Arbeit verwendete Speicher besitzt axial angeordnete Rippen, deren genaue Form in Kapitel 4.2.1 dargestellt wird.

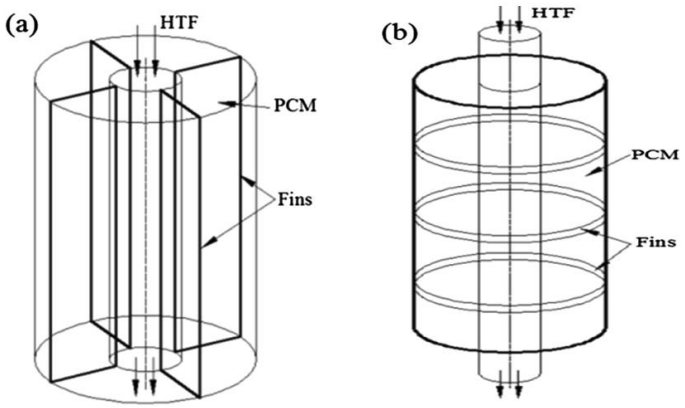


Abbildung 8: Rippen in einem Latentwärmespeicher in a) axialer und b) radialer Ausrichtung [10]

3.5 Betriebsstrategien von Latentwärmespeichern

Für Latentwärmespeicher werden am DLR aktuell neue Betriebsstrategien erforscht, bei denen der Wärmedurchgangskoeffizient k zwischen HTF und PCM eine zentrale Rolle einnimmt. Das Prinzip der folgenden Ausführungen gilt für Be- und Entladung. Zur besseren Übersicht beziehen sich die Erläuterungen nur auf die Entladung.

Für das feste PCM berechnet sich bei der Annahme einer ebenen Wand ohne Rippen der Koeffizient durch:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{HTF} \cdot A} + \frac{\delta_{Rohr}}{\lambda_{Rohr} \cdot A} + \frac{\delta_{PCM}}{\lambda_{PCM} \cdot A}} \tag{11}$$

Die Fläche A, die Rohrdicke δ_{Rohr} und die Wärmeleitfähigkeiten λ_{Rohr} und λ_{PCM} sind Konstanten. Bei Volllastbetrieb erstreckt sich der Phasenwechsel des Fluids über die gesamte Rohrlänge, sodass der Speicher seine maximale Leistung abgibt. Das führt zu einer radialen Entladung des Speichers, bei der sich das PCM zuerst am Rohr und zuletzt am äußeren Rand verfestigt. In diesem Fall ist auch der WÜK α_{HTF} über die ganze Rohrlänge konstant. Die einzige transiente Variable des WDK ist die Dicke des festen PCMs δ_{PCM}. Mit steigender Entladedauer vergrößert sich dieser Wert durch die Verfestigung des PCMs, sodass der WDK kleiner und damit der Wärmedurchgang schlechter wird. Aus diesem Grund kann bei Volllastbetrieb die Leistung eines Latentwärmespeichers im Prozessverlauf nicht konstant gehalten werden.

Durch neue Betriebsstrategien soll die Leistung des Speichers über einen längeren Zeitraum konstant gehalten werden. Basierend auf vorläufigen Ergebnissen aus einem numerischen Modell kann im sogenannten Teillastbetrieb verfahren werden. Dabei wird der HTF-Massenstrom im Vergleich zum Volllastbetrieb abgesenkt. Als Folge verdampft das Fluid im Teillastbetrieb nicht über die gesamte Rohrlänge, sondern bereits nach einer kürzeren Lauflänge. Dadurch findet eine Aufteilung des Rohres in eine Hauptwärmeübertragungsfläche mit zweiphasiger HTF-Strömung und eine passivere Wärmeübertragungsfläche mit Einphasenströmung statt. Bei diesem Verfahren entlädt sich der Speicher in axialer Richtung. Abbildung 9 zeigt die Entwicklung der Verfestigung des PCMs links im Volllastbetrieb und rechts im Teillastbetrieb. Während der Verdampfung im zweiphasigen Zustand ist der WÜK wie in Tabelle 1 dargestellt um ein Vielfaches größer als im einphasigen Zustand. Bei dieser Betriebsstrategie ist deshalb nicht die Dicke der festen PCM-Schicht δ_{PCM}, sondern der WÜK α_{HTF} der limitierende Faktor des WDK.

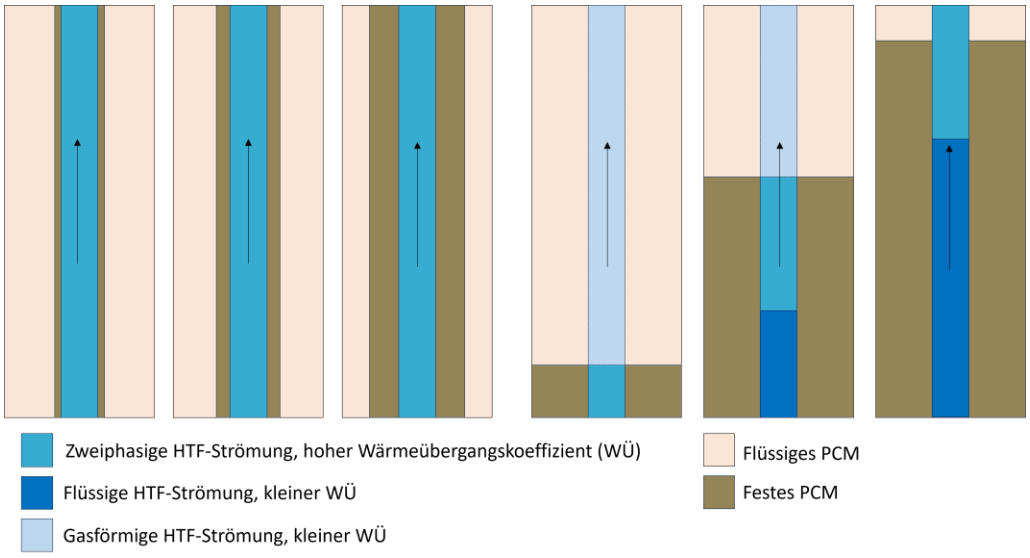


Abbildung 9: Entladeverhalten eines Latentwärmespeichers unter Volllast- und Teillastbetrieb [14]

Durch das Verfahren im Teillastbetrieb kann die übertragene Gesamtleistung begrenzt und damit die Be- und Entladedauer verlängert werden. Auf diese Art kann ein Latentwärmespeicher besser an spezifische Anwendungen angepasst werden als im bisher hauptsächlich untersuchten Volllastbetrieb.

3.6 Gauß'sches Fehlerfortpflanzungsgesetz (FFG)

Messwerte unterliegen immer einer Messunsicherheit, die sich aus systematischen und zufälligen Fehlern zusammensetzen. Meist geben Messgerätehersteller die Messunsicherheiten der Messgrößen an. Andere Einflüsse wie z.B. unbekannte statistische Unsicherheiten, Anzeige- oder Ableseungenauigkeiten müssen abgeschätzt oder experimentell ermittelt werden. Werden fehlerbehaftete Größen in einer Formel verrechnet, müssen die Messunsicherheiten der eingehenden Variablen einbezogen werden.

Tabelle 3 veranschaulicht die Regeln zur Fehlerfortpflanzung. Darin ist y die aus den Messwerten $x_1, x_2, \dots, x_n$ und den nicht fehlerbehafteten Faktoren a und b berechnete Größe und Δy die absolute Messunsicherheit, die sich aus der Fehlerfortpflanzung der Unsicherheiten $\Delta x_1, \Delta x_2 \dots, \Delta x_n$ ergibt. [15]

Tabelle 3: Funktionen und die Berechnung deren absoluten Messunsicherheit

Funktion	**FFG-Formel**
$y = a \cdot x$	$\Delta y = \lvert a \rvert \cdot \Delta x$
$y = x_1 \pm x_2 \pm \cdots \pm x_n$	$\Delta y = \sqrt{(\Delta x_1)^2 + (\Delta x_2)^2 + \cdots + (\Delta x_n)^2}$
$y = a \cdot x_1 \pm b \cdot x_2$	$\Delta y = \sqrt{(\mathrm{a} \cdot \Delta x_1)^2 + (b \cdot \Delta x_2)^2}$
$y = a \cdot x_1 \cdot \dots \cdot x_n$	$\Delta y = y \cdot \sqrt{\left(\frac{\Delta x_1}{x_1}\right)^2 + \left(\frac{\Delta x_2}{x_2}\right)^2 + \cdots + \left(\frac{\Delta x_n}{x_n}\right)^2}$

Bei der Arbeit mit Enthalpieströmen aus der XSteam-Datenbank nach hIAPWS IF-97 Standard, wird in dieser Arbeit der maximale Fehler der Datenbankwerte durch Einsetzen der fehlerbehafteten Eingangsgrößen abgeschätzt. Für eine Funktion $y = f(x_1, x_2)$ gibt es die beiden absoluten Fehler $\Delta y^+ = f(x_1 + \Delta x_1, x_2 + \Delta x_2)$ und $\Delta y^- = f(x_1 - \Delta x_1, x_2 - \Delta x_2)$. Im Folgenden wird die größere Differenz von $|\Delta y^- - y|$ und $|y - \Delta y^+|$ als absolute Messunsicherheit Δy verwendet.

4 Versuchseinrichtungen

Im Folgenden wird die Versuchseinrichtung beschrieben. Zunächst wird die Infrastruktur des Versuchsstands vorgestellt und der Be- und Entladekreislauf erläutert. Anschließend wird der Aufbau des Speichers aufgezeigt und zuletzt die Versuchsdurchführung beschrieben.

4.1 Infrastruktur, Be- und Entladekreislauf

Die Beschreibungen der Infrastruktur repräsentieren den finalen Aufbau zu Ende des Versuchsbetriebs im Rahmen dieser Arbeit. Je nach Verfahrensmodus (Beladung oder Entladung) werden verschiedene Bereiche der Infrastruktur genutzt. Um Wärmeverluste zu minimieren und die Sicherheit vor heißen Oberflächen zu gewährleisten, sind alle Rohrleitungen mit Mineralwolle isoliert. Die aufgezeichneten Messwerte werden gespeichert und in MATLAB ausgewertet.

Der Versuchsstand ist dazu ausgelegt, dass für die Be- und Entladung des Speichers die HTF-Betriebsparameter Massenstrom, Temperatur und Druck stationär eingestellt werden können. Die Temperaturmessungen im Speicher ermöglichen die Berechnung von Enthalpiedifferenzen während der Ladevorgänge. Außerdem soll durch Bilanzierung die Berechnung der Speicherleistung möglich sein.

Beladung:

Abbildung 10 stellt das Fließbild mit rot markiertem Fluidkreislauf dar. Der mit vollentsalztem Wasser gefüllte Speisewasserbehälter ist der Startpunkt von Be- und Entladekreislauf.

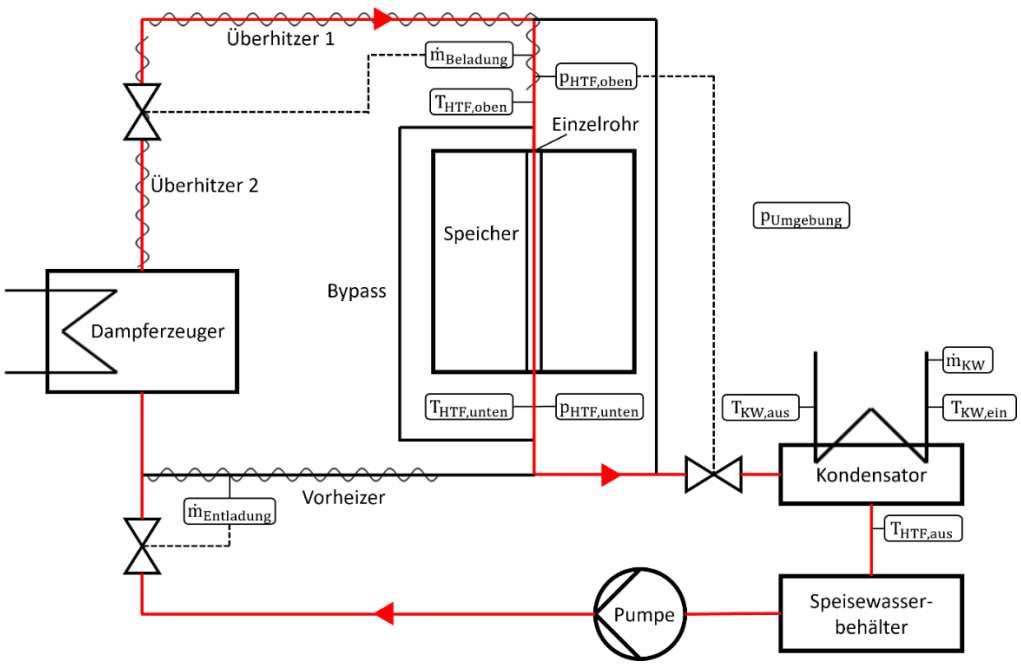


Abbildung 10: Infrastruktur der Versuchsanlage mit rot markiertem Kreislauf bei der Beladung

Die Pumpe fördert Wasser aus dem Speisewasserbehälter in den elektrischen Dampferzeuger mit Kessel. Vor dem Einzelrohr im Speicher wird der Fluidmassenstrom durch ein Ventil hinter dem Dampferzeuger geregelt. Vom Dampferzeuger aus werden die Rohrleitungen durch zwei um das Rohr gewickelte Heizleitungen (Überhitzer 1 und 2) erhitzt. Nachdem der Dampf in der Teststrecke teilweise oder ganz auskondensiert, wird das Fluid zum Kondensator geleitet, dort abgekühlt und zurück ins Speisewasserbecken geführt. Ein Ventil vor dem Kondensator regelt den Druck in der Teststrecke.

Der eintretende Enthalpiestrom $\dot{H}_{Eintritt}$ wird durch die Messungen von Druck und Temperatur über der Teststrecke $T_{HTF,oben}$ und $p_{HTF,oben}$ und dem HTF-Massenstrom im Beladkreislauf $\dot{m}_{Beladung}$ berechnet.

Der austretende Enthalpiestrom $\dot{H}_{Austritt}$ wird durch den gleichen Massenstrom $\dot{m}_{Beladung}$,die HTF-Austrittstemperatur $T_{HTF,aus}$ und den Umgebungsdruck $p_{Umgebung}$ bestimmt.

Die durch den Kondensator abgeführte Wärme wird durch den Massenstrom des Kühlwassers $\dot{m}_{KW}$ und die Kühlwassertemperaturen am Kondensatoreintritt $T_{KW,ein}$ und -austritt $T_{KW,aus}$ berechnet.

Entladung:

Abbildung 11 zeigt das Fließbild, in dem der Entladekreislauf blau markiert ist.

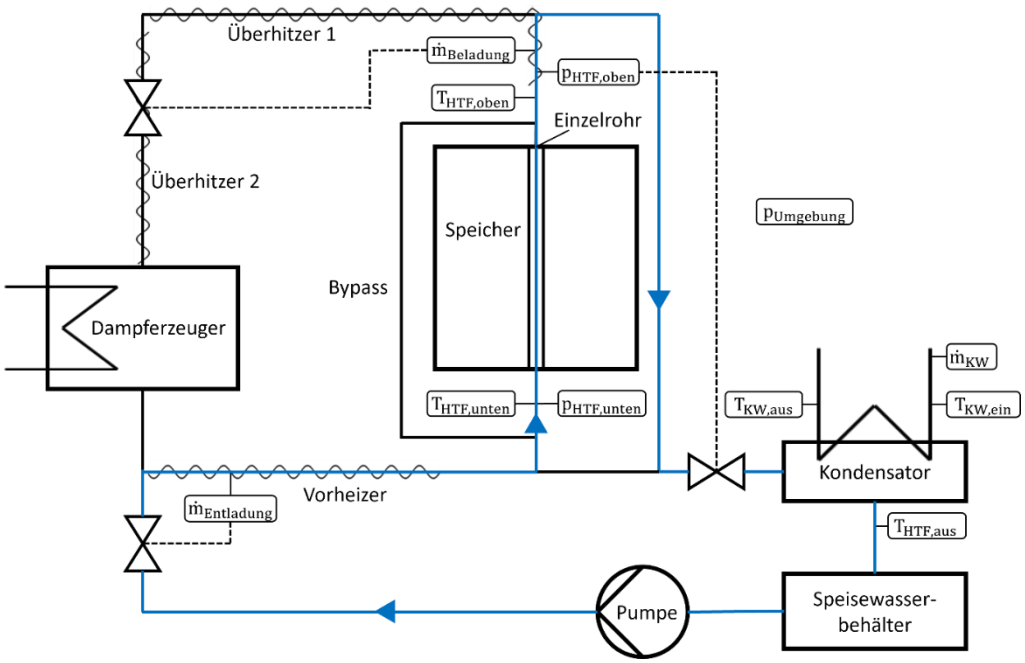


Abbildung 11: Infrastruktur der Versuchsanlage mit blau markiertem Kreislauf bei der Entladung

Ein Regelventil steuert den Massenstrom $\dot{m}_{Entladung}$. Der Vorheizer bringt das Fluid durch eine elektrische Heizleitung auf 5 Kelvin unter Verdampfungstemperatur. Das erwärmte Fluid wird dann von unten in die Teststrecke geleitet und im aufgeladenen Speicher verdampft. Das Ventil vor dem Kondensator regelt den Druck. Wie beim Beladekreislauf fließt das Fluid anschließend durch die Rohrleitungen dem Kondensator, kühlt dort ab und wird in den Speisewasserbehälter geleitet.

In diesem Kreislauf wird der eintretende Enthalpiestrom $\dot{H}_{Eintritt}$ durch die HTF-Temperatur und Druck unter der Teststrecke $T_{HTF,unten}$ und $p_{HTF,unten}$ und den HTF-Massenstrom im Entladekreislauf $\dot{m}_{Entladung}$ berechnet.

Die Berechnung des austretenden Enthalpiestroms und der abgeführten Kondensatorleistung erfolgt analog zum Beladekreislauf.

Im Folgenden sind alle zur Bilanzierung benötigten Messgeräte aufgelistet. Alle Messwerte werden durch das SPS-System SIMATIC S7-1500 aufgezeichnet. Durch die Datenverarbeitung entsteht bei den Widerstandsthermometern eine zusätzliche Messunsicherheit von 1 K.

Tabelle 4: Darstellung aller zentralen Geräte, deren Hersteller und das Modell

Gerät	**Hersteller**	**Modell**
Dampferzeuger	Jordan Prozesstechnik GmbH	21.200.06 24VDC
Vorheizer	HORST GmbH	HS 4,0m
Überhitzer 1	HORST GmbH	HSQ 6,0m
Überhitzer 2	Hillesheim GmbH	HS/080
Kondensator	Viesel Apparatebau GmbH	Rohrbündelwärmeübertrager, Sonderanfertigung

Tabelle 5 zeigt die Messstellenliste von allen in Abbildung 10 und Abbildung 11 dargestellten Messungen.

Tabelle 5: Messstellenliste

Bezeichnung	Klartextname	Einheit	Messgerät	Hersteller	Modell	Mess-bereich	Mess-unsicherheit
Speicher-temperaturen	Temperaturen im Speicher (Bezeichnungen siehe Abbildung 13)	°C	Mantel-thermoelement	ES Electronic Sensor GmbH	IKT 10/50/2KTS T33/5m	- 20 … 163	1,62
$T_{HTF,oben}$	HTF-Temperatur über der Teststrecke	°C	Widerstands-thermometer	ES Electronic Sensor GmbH	SW-Druck-PT100 AA-M12/4 Cu TT30/8m	-50 … 200	0,43 + 1,0
$T_{HTF,unten}$	HTF-Temperatur unter der Teststrecke						
$T_{HTF,aus}$	HTF-Austrittstemperatur						
$T_{KW,ein}$	Kühlwassertemperatur am Kondensatoreintritt						
$T_{KW,aus}$	Kühlwassertemperatur am Kondensatoraustritt						
$p_{HTF,oben}$	HTF-Druck über der Teststrecke	bar	Piezoresistiver Drucksensor	Wagner Mess- und Regeltechnik GmbH	3245.076.020	0 … 16	0,5 % v.E.
$p_{HTF,unten}$	HTF-Druck unter der Teststrecke						
$p_{Umgebung}$	Umgebungsdruck	bar	Piezoresistiver Drucksensor	Wagner Mess- und Regeltechnik GmbH	P3276S074805	0 … 6	0,25 % v.E.
$\dot{m}_{KW}$	Massenstrom Kühlwasser	kg/h	Coriolis Massedurchfluss -Messsystem	Rheonik Messtechnik GmbH	RHM 02 GNT	1,2 … 102,6	0,45 % v.M.
$\dot{m}_{Beladung}$	HTF-Massenstrom im Beladekreislauf	kg/h	Coriolis Massedurchfluss -Messsystem	Rheonik Messtechnik GmbH	RHM 02 FET2	1,35 … 102,6	0,86 % v.M.
$\dot{m}_{Entladung}$	HTF-Massenstrom im Entladekreislauf	kg/h	Coriolis-Massedurchfluss -Messsystem	Endress+Hauser (Deutschland) GmbH+Co. KG	Proline Promass A	0 … 20	0,1 % $\pm$ 0,1/MW % v.M.

4.2 Latentwärmespeicher

Das Kernelement des Versuchsstandes ist der Latentwärmespeicher. Dessen Aufbau und die Eigenschaften der eingesetzten Materialien werden im Folgenden beschrieben.

4.2.1 Aufbau des Speichers

Der Speicher besteht aus sechs Behälterteilen B1 – B6, die um ein Einzelrohr und eine Rippenstruktur aufgebaut sind. Abbildung 12 stellt den Speicher schematisch dar. Insgesamt besitzt der Speicher eine Länge von zwei Metern. Die unteren fünf Behälter sind je 30 cm hoch. Der Füllstand des PCMs liegt bei 150 cm. Durch Stutzen in den Speicher eingeführte Thermoelemente messen die Temperaturen im Speicher. Die Messungen finden auf den Levels L1-L5 statt. Das sechste Behälterteil ist 50 cm hoch. Dieser dient als Überlaufschutz und ist als einziger nicht mit Thermoelementen versehen.

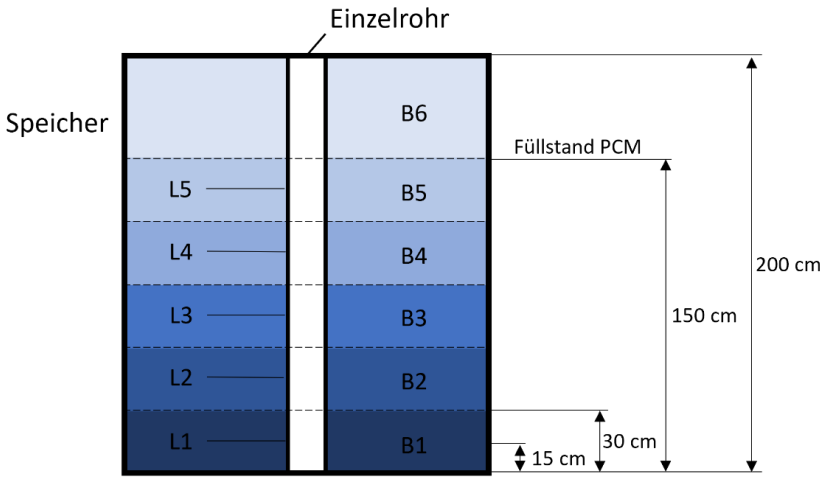


Abbildung 12: Schematische Darstellung des Latentwärmespeichers mit den einzelnen Behälterebenen, Messlevels und Maßen

Zur Verbesserung des Wärmedurchgangs sind Rippen aus Aluminium am Einzelrohr angebracht, die sich über die gesamte Länge des Speichers erstrecken. Abbildung 13 zeigt links den Querschnitt des Speichers und rechts die Rippenstruktur mit den Positionen der Thermoelemente. Das Design wurde am DLR für Latentwärmespeicher zur Verdampfung von Wasser entwickelt. Die Temperaturmessungen finden im Fluid, an der Außenwand des Einzelrohres, an den Rippen und im Phasenwechselmaterial statt. Auf jeder Behälterebene finden alle Messungen an der gleichen Stelle im Querschnitt statt.

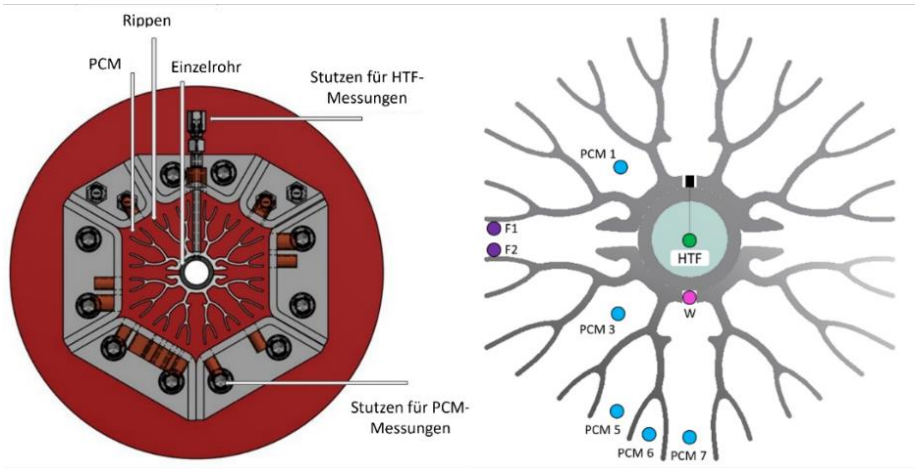


Abbildung 13: Links: Querschnitt des Speichers mit den Komponenten. Rechts: Querschnitt der Rippenstruktur mit den einzelnen Messstellen auf einer Messebene [16]

Zur Minimierung von Wärmeverlusten vom Speicher an die Umgebung wird um den Speicher eine beheizbare Isolation angebracht, die eine adiabate Randbedingung simuliert. Abbildung 14 zeigt ein Foto des Speichers mit der Isolation. Zur Regelung der beheizbaren Isolation werden zusätzlich Thermoelemente an der Außenseite der Behälterwände angebracht.

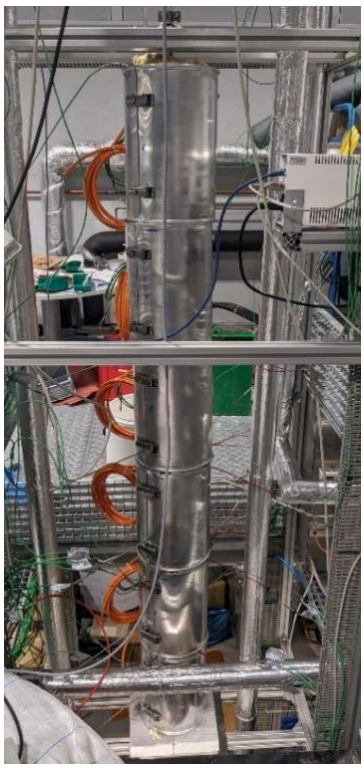


Abbildung 14: Foto des verwendeten Latentwärmespeichers mit angebrachter beheizbarer Isolation

4.2.2 Phasenwechselmaterial und verwendete Materialien

Das verwendete Phasenwechselmaterial ist ein organisches Material der Firma *PCM Products Ltd.* mit dem Namen *PlusICE A133*. Dem Hersteller zufolge liegt die Phasenwechseltemperatur bei 133 °C [17]. In den Speicher wurden 4,44 kg des Materials eingefüllt. Aufgrund ungenauer Herstellerangaben wurden die Stoffeigenschaften im Vorfeld experimentell bestimmt. Tabelle 6 fasst die Ergebnisse zusammen. Das Material zeigt verschiedene Phasenwechseltemperaturen beim Schmelzen und Erstarren.

Tabelle 6: Stoffeigenschaften des PCMs beim Schmelzen / Erstarren [DLR, intern]

Stoffeigenschaft	**Formelzeichen**	**Wert**	**Einheit**	**Rel. Messunsicherheit [%]**
Wärmeleitfähigkeit	λ_s	0,28 / 0,28 (fest)	W/m K	17 / 17
	λ_l	0,214 / 0,214 (flüssig)		3 / 3
Spezifische Wärmekapazität	$c_{p,s}$	2,80 / 2,94 (fest)	kJ/kg K	5 / 5
	$c_{p,l}$	3,2 / 3,2 (flüssig)		12 / 11
Phasenwechselenthalpie	h_m	180	kJ/kg	5
Phasenwechseltemperatur	T_{PC}	134 / 108	°C	1,5 / 1,9
Solidustemperatur	T_S	125 / 100	°C	1,4 / 2
Liquidustemperatur	T_L	139 / 115	°C	1,6 / 1,7

Weitere verwendete Materialien sind das Einzelrohr, das eine Masse von 1,69 kg und eine spezifische Wärmekapazität von 461 J/kg K besitzt und die Rippenstruktur aus Aluminium [18]. Die Rippen haben eine Masse von 3,88 kg und eine spezifische Wärmekapazität von 898 J/kg K [19].

4.3 Versuchsdurchführung

Bei der Versuchsdurchführung werden zunächst die Schritte für die Beladung des Speichers und anschließend die der Entladung betrachtet. Die Vorbereitungen von Be- und Entladung erfordern verschiedene Fluidkreisläufe. Abbildung 15 und Abbildung 16 zeigen die Infrastruktur am Speicher und die bei dem jeweiligen Schritt verwendeten Rohrleitungen. Während der Inbetriebnahme änderte sich die Versuchsdurchführung. Die folgende Beschreibung basiert auf dem letzten Versuch.

Beladung:

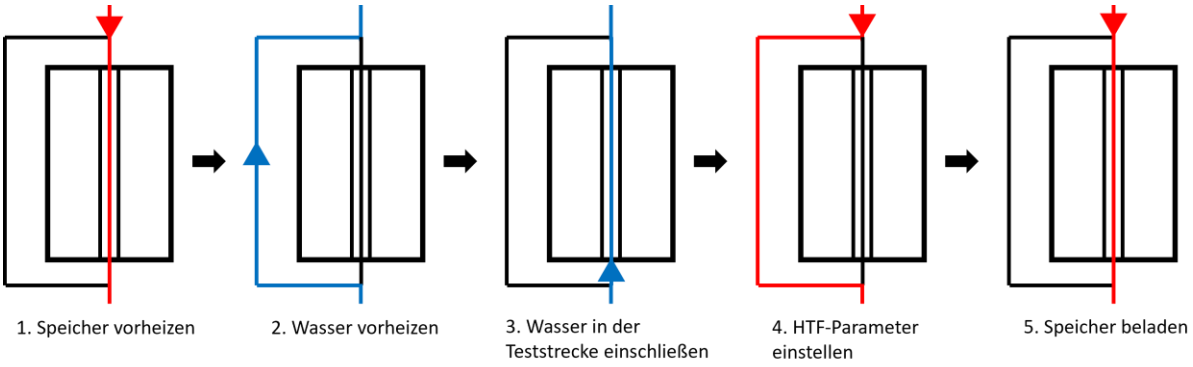


Abbildung 15: HTF-Verlauf während der Schritte bei der Beladung

1. **Speicher vorheizen**

   Bevor die Beladung stattfindet, wird der Speicher auf eine homogene Starttemperatur T_{soll} vorgewärmt, die für jeden Betriebszustand unterschiedlich ist. In der Teststrecke kondensierender Dampf heizt den Speicher auf. Die beheizbare Isolation regelt die Temperatur der Behälteraußenwand auf den gleichen Wert.

2. **Wasser vorheizen**

   Hat der Speicher die Solltemperatur erreicht, wird Wasser durch den Entladekreislauf im Bypassbetrieb auf die gleiche Temperatur T_{soll} geheizt wie im Speicher. Das verhindert eine Temperatursenkung im Speicher, wenn das Wasser durch den Speicher geleitet wird.

3. **Wasser in der Teststrecke einschließen**

   Nach dem Erreichen der Temperatur T_{soll} wird die Teststrecke mit Wasser befüllt und nach einer Druckerhöhung abgeschlossen. Das verhindert einen Druckabfall beim Start der Beladung, die bei einem höheren Druck als die Vorwärmung stattfindet.

4. **HTF-Parameter einstellen**

   Im nächsten Schritt werden die Soll-Betriebsparameter Temperatur, Druck und Massenstrom für die Beladung auf den stationären Wert des Betriebszustands eingestellt. Die Einstellung erfolgt im Bypassbetrieb, um die Speichertemperatur nicht zu beeinflussen.

5. **Speicher beladen**

   Sobald sich das Fluid im stationären Zustand befindet, wird auf den Betrieb durch die Teststrecke umgeschaltet. Ab diesem Zeitpunkt beginnt die Beladung des Speichers und somit auch die Bilanzierung. Die beheizbare Isolation regelt die Temperatur der Behälteraußenwand auf die aktuelle PCM-Temperatur im Innern.

Entladung:

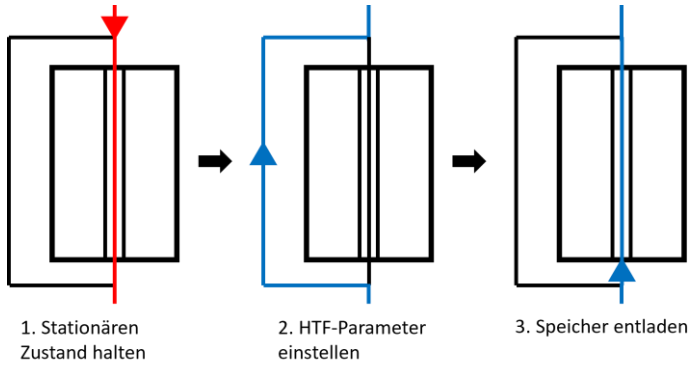


Abbildung 16: HTF-Verlauf während der Schritte bei der Entladung

1. **Stationären Zustand halten**

   Wenn der Speicher vollständig beladen ist, also das PCM homogen die Sattdampftemperatur des HTFs aufweist, wird dieser Zustand zur Bilanzierung ca. 30 Minuten im stationären Zustand gehalten, bevor die Entladung beginnt.

2. **HTF-Parameter einstellen**

   Die Betriebsparameter Temperatur, Druck und Massenstrom für die Entladung werden stationär auf den Wert des Betriebszustands eingestellt. Die Einstellung erfolgt im Bypassbetrieb, um die Speichertemperatur nicht zu beeinflussen.

3. **Speicher entladen**

   Sobald die Betriebsparameter eingestellt sind, wird das HTF durch die Teststrecke geleitet und der Speicher aktiv entladen. Die Entladung endet, wenn das PCM im Speicher die Temperatur des HTFs aufweist.

5 Auswertung der Versuchsergebnisse

Die Auswertung der Versuchsergebnisse folgt den Anforderungen an den Versuchsstand. Diese sind:

1. Einstellung stationärer HTF -Betriebsbedingungen bei Be- und Entladung
2. Homogene Starttemperatur des Speichers bei Be- und Entladung
3. Bilanzierbarkeit der Speicherleistung

Zuletzt wird basierend auf den Ergebnissen der Arbeit eine realisierbare Messmatrix für zukünftige Versuche abgeleitet.

Tabelle 7 listet alle im Vorfeld geplanten Betriebszustände auf. Eine Be- und Entladung bilden ein Versuchspaar, deren HTF-Sättigungstemperatur jeweils 30 °C, 10 °C oder 5 °C über bzw. unter der PCM-Phasenwechseltemperatur von 133 °C liegt. Bei der Inbetriebnahme lag der Fokus auf dem Einstellen der Betriebszustände 1 und 2. Im Folgenden werden die Versuche dazu ausgewertet.

Tabelle 7: HTF- und PCM-Parameter der Betriebszustände 1-6

Betriebs-zustand	**Verfahren**	**Druck [bar]**	**Sättigungs-temperatur [°C]**	**Massenstrom [kg/h]**	**Starttemperatur Speicher [°C]**	**Differenz zur Phasenwechsel-temperatur [°C]**
1	Beladung	6,669	163	1,44	103	30
2	Entladung	1,128	103	1,26	163	30
3	Beladung	3,933	143	1,44	123	10
4	Entladung	2,183	123	1,26	143	10
5	Beladung	3,415	138	1,44	128	5
6	Entladung	2,545	128	1,26	138	5

Bei der Auswertung der Versuche hat sich herausgestellt, dass der HTF-Massenstrom $\dot{m}_{Beladung}$ aufgrund einer Verschiebung des Nullpunkts beim entsprechenden Coriolismessgeräts nicht korrekt erfasst wurde. Der Fehler betrug ca. 1 kg/h, was bei der Auswertung der Messergebnisse berücksichtigt wurde.

5.1 Einstellung der HTF-Eintrittsbedingungen bei Be- und Entladung

Tabelle 8 zeigt die Kriterien zur Überprüfung der HTF-Eintrittsparameter. Die Parameter Massenstrom, Temperatur und Druck werden auf die Kenngrößen Genauigkeit, Präzision und Stationarität untersucht. Die Genauigkeit wird durch die Abweichung des arithmetischen Mittelwerts MW vom Sollwert berechnet. Die Präzision betrachtet die Standardabweichung σ des Parameters. Die Stationarität wird durch den Gradienten des gleitenden Mittelwerts zwischen $t_{Stationär}$ und dem Endpunkt bewertet. Wenn sich der Verlauf in zwei Bereiche mit stark unterschiedlichen Werten einteilen lässt, werden diese ebenfalls angegeben. Der Zeitbereich für die Beurteilung von Massenstrom, Temperatur und Druck beginnt bei jedem Versuch ab dem Zeitpunkt $t_{Stationär}$, ab dem sich die Parameter näherungsweise stationär verhalten. Ein zusätzliches Kriterium beurteilt die Dauer zwischen dem Start der Be- oder Entladung $t_{Beladung}$ bzw. $t_{Entladung}$ und dem Zeitpunkt $t_{Stationär}$. Diese Dauer soll kleiner als 10 % der auswertbaren Plateaulänge im kleineren Bilanzraum sein. Das auswertbare Plateau endet, wenn das HTF im Speicher auf Level 1 (Beladung) bzw. auf Level 5 (Entladung) vom einphasigen in den zweiphasigen Zustand übergeht. In Kapitel 5.3 werden die Bilanzräume näher betrachtet.

Tabelle 8: Kenngrößen und Kriterien der HTF-Eintrittsbedingungen bei Be- und Entladung

Kenngröße	Kriterium
1. Präzision des Massenstroms [kg/h]	$\sigma_{\dot{m}} < 0{,}1 \cdot \dot{m}_{Soll}$
2. Genauigkeit des Massenstroms [kg/h]	$\lvert MW_{\dot{m}} - \dot{m}_{soll}\rvert < 0{,}1 \cdot \dot{m}_{soll}$
3. Stationarität des Massenstroms [kg/h²]	$\left\lvert \frac{\dot{m}_{t_{stationär}} - \dot{m}_{t_{Ende}}}{t_{stationär} - t_{Ende}} \right\rvert < 0{,}10$
4. Präzision der Temperatur [°C]	$\sigma_T < MU_T$
5. Genauigkeit der Temperatur [°C]	$T_{HTF,oben} > T_{Verdampfung}$ bzw. $T_{HTF,unten} < T_{Verdampfung}$
6. Stationarität der Temperatur [°C/h]	$\left\lvert \frac{T_{t_{stationär}} - T_{t_{Ende}}}{t_{stationär} - t_{Ende}} \right\rvert < 5{,}0$
7. Präzision des Drucks [bar]	$\sigma_p < MU_p$
8. Genauigkeit des Drucks [bar]	$\lvert MW_p - p_{soll}\rvert < MU_p$
9. Stationarität des Drucks [bar/h]	$\left\lvert \frac{p_{t_{stationär}} - p_{t_{Ende}}}{t_{stationär} - t_{Ende}} \right\rvert < 0{,}20$
10. Dauer bis zur Wiedereinstellung von Druck und Temperatur nach der Umschaltung [min]	$t_{Beladung} - t_{Stationär} < 0{,}1 \cdot (t_{Beladung} - t_{L1,zweiphasig})$ bzw. $t_{Entladung} - t_{Stationär} < 0{,}1 \cdot (t_{Entladung} - t_{L5,zweiphasig})$

5.1.1 HTF-Parameter bei den Beladeversuchen 1 und 2

Bei der Beladung ist zur Beurteilung der HTF-Parameter vor allem der Umschaltvorgang auf die Beladung wichtig. Die Graphen zeigen den Zeitabschnitt ab dem Einstellen des stationären HTF-Zustands vor dem Start der Beladung und enden während der Beladung, wenn die Parameter stationär sind. Die Messwerte für $T_{HTF,oben}$, $p_{HTF,oben}$ und $\dot{m}_{Beladung}$ zeigen den Zustand des Dampfes am Speichereintritt.

Beladung, Versuch 1

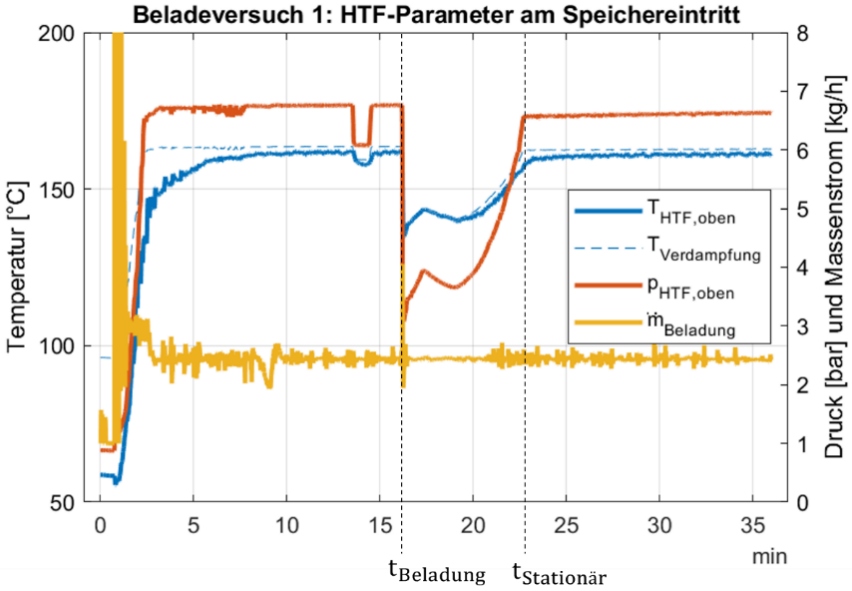


Abbildung 17: Verläufe der HTF-Eintrittsparameter Temperatur, Druck und Massenstrom sowie der Verdampfungstemperatur. Die Zeitpunkte $t_{Beladung}$ und $t_{Stationär}$ kennzeichnen den Beginn der Beladung bzw. den Start der Bewertung der Stationarität.

Stand der Infrastruktur: Beim ersten Versuch war Überhitzer 2 noch nicht eingebaut und Überhitzer 1 noch nicht ausgetauscht.

Vor der Beladung sind der Druck und der Massenstrom auf ihren Betriebszustand eingestellt. Der Massenstrom streut ab $t_{Beladung}$ mit geringen Abweichungen um den Sollwert. Die Fluidtemperatur $T_{HTF,oben}$ liegt während des Versuchs unter oder auf der Verdampfungstemperatur $T_{Verdampfung}$. Zum Start der Beladung $t_{Beladung}$ fallen der Druck und die Temperatur ab. Bei einem vorherigen Schritt wurde Wasser bei 1,3 bar in der Teststrecke eingeschlossen. Beim Umschalten auf die Beladung findet ein Druckausgleich statt, der den Temperaturabfall zur Folge hat. Zum Zeitpunkt $t_{Stationär}$ liegen die Werte wieder auf dem Vorniveau. Ab diesem Moment beginnt die Beurteilung der Stationarität der

Parameter Massenstrom, Temperatur und Druck. Tabelle 9 fasst die Ergebnisse des Versuchs zusammen.

Tabelle 9: Auswertung der HTF-Messwerte von Beladeversuch 1

Kenngröße	**Kriterium**	**Wert**	**Bewertung**
1. Präzision des Massenstroms [kg/h]	$\sigma_{\dot{m}} < 0{,}1 \cdot \dot{m}_{soll}$	$0{,}05 < 0{,}24$	✓
2. Genauigkeit des Massenstroms [kg/h]	$MW_{\dot{m}} - \dot{m}_{soll} < 0{,}1 \cdot \dot{m}_{soll}$	$0{,}00 < 0{,}24$	✓
3. Stationarität des Massenstroms [kg/h²]	$\left\lvert\frac{\dot{m}_{t_{stationär}} - \dot{m}_{t_{Ende}}}{t_{stationär} - t_{Ende}}\right\rvert < 0{,}10$	$0{,}05 < 0{,}10$	✓
4. Präzision der Temperatur [°C]	$\sigma_T < MU_T$	$0{,}85 < 1{,}62$	✓
5. Genauigkeit der Temperatur [°C]	$T_{HTF,oben} > T_{Verdampfung}$	Bei $t_{Stationär}$: $157\,°C > 162°C$	X
6. Stationarität der Temperatur [°C/h]	$\left\lvert\frac{T_{t_{stationär}} - T_{t_{Ende}}}{t_{stationär} - t_{Ende}}\right\rvert < 5{,}0$	$7{,}2 < 5{,}0$	X
7. Präzision des Drucks [bar]	$\sigma_p < MU_p$	$0{,}04 < 0{,}08$	✓
8. Genauigkeit des Drucks [bar]	$\lvert MW_p - p_{soll}\rvert < MU_p$	$0{,}07 < 0{,}08$	✓
9. Stationarität des Drucks [bar/h]	$\left\lvert\frac{p_{t_{stationär}} - p_{t_{Ende}}}{t_{stationär} - t_{Ende}}\right\rvert < 0{,}20$	$0{,}29 < 0{,}20$	X
10. Dauer bis zur Wiedereinstellung von Druck und Temperatur nach der Umschaltung [min]	$t_{Beladung} - t_{Stationär} < 0{,}1 \cdot (t_{Beladung} - t_{L1,zweiphasig})$	$6{,}5 < 4{,}6$	X

Bei diesem Versuch sind vier der zehn Kriterien nicht erfüllt.

Die Dauer ab dem Start der Beladung bis zum Zeitpunkt $t_{Stationär}$ ist zu lang. Die erste Optimierung dient der Vermeidung des Druckausgleichs beim Start der Beladung. Der Druck des Wassers in der Teststrecke wird von 1,3 bar auf ca. 7 bar erhöht.

Damit das HTF überhitzt, wird Überhitzer 2 eingebaut und Überhitzer 1 durch eine leistungsstärkere Heizleitung ausgetauscht. Außerdem wird die Isolationsschicht zwischen dem Verdampfer und der Teststrecke von 5 cm auf 15 cm erhöht.

Beladung, Versuch 2

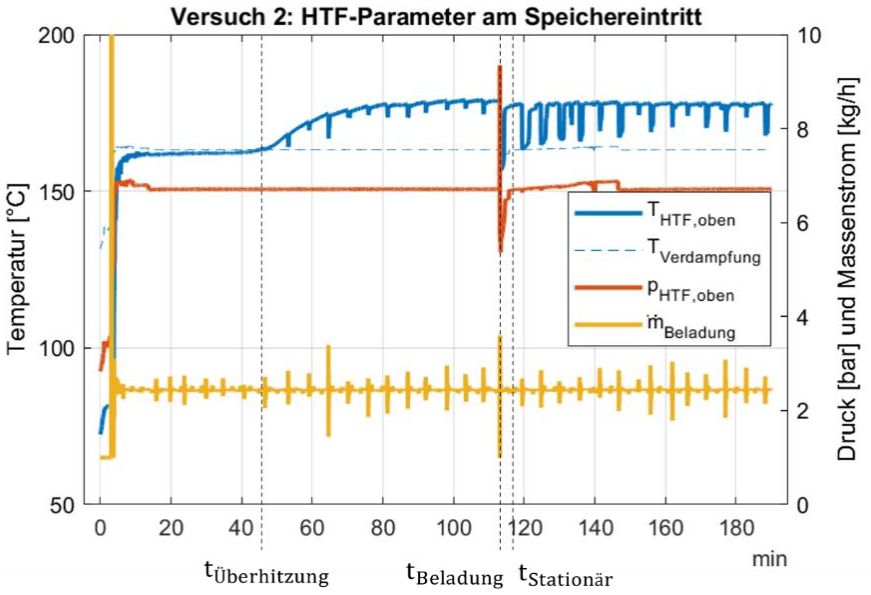


Abbildung 18: Verläufe der HTF-Eintrittsparameter Temperatur, Druck und Massenstrom sowie der Verdampfungstemperatur bei Beladeversuch 2. Zum Zeitpunkt $t_{Überhitzung}$ überhitzt das HTF. Die Zeitpunkte $t_{Beladung}$ und $t_{Stationär}$ kennzeichnen den Beginn der Beladung bzw. den Start der Bewertung der Stationarität.

Im Gegensatz zum Vorversuch überhitzt das Fluid bei $t_{Überhitzung}$. Eine Stunde danach befindet sich das Fluid im stationären Zustand und die Beladung wird gestartet. Dabei ist wieder ein Druck- und Temperaturabfall zu sehen. Das Wasser wird mit ca. 7 bar in der Teststrecke eingeschlossen. Dieser Druck sinkt bis zur Beladung ab auf 5,4 bar, weshalb der Druckausgleich weniger stark, aber dennoch vorhanden ist.

Der Massenstrom ist bis auf regelmäßige Ausschläge konstant. Diese Peaks sind auf den Dampferzeuger zurückzuführen. Bei zu niedrigem Wasserstand schaltet sich der Dampferzeuger aus, bis kaltes Frischwasser nachgepumpt wird. Dadurch entsteht ein kurzzeitiger Druckverlust im Dampferzeuger, was die Ausschläge des Massenstroms zur Folge hat.

Die Peaks des Massenstroms haben Auswirkungen auf die Temperatur des Fluids. Zum Zeitpunkt eines Ausschlags fällt die Temperatur ab. Dennoch bleibt sie zu jedem Zeitpunkt nach $t_{Stationär}$ größer als die Verdampfungstemperatur.

Tabelle 10: Auswertung der HTF-Messwerte von Beladeversuch 2

Kenngröße	Kriterium	Wert	Bewertung
1. Präzision des Massenstroms [kg/h]	$\sigma_{\dot{m}} < 0{,}1 \cdot \dot{m}_{soll}$	$0{,}05 < 0{,}24$	✓
2. Genauigkeit des Massenstroms [kg/h]	$MW_{\dot{m}} - \dot{m}_{soll} < 0{,}1 \cdot \dot{m}_{soll}$	$0{,}00 < 0{,}24$	✓
3. Stationarität des Massenstroms [kg/h²]	$\left\lvert\frac{\dot{m}_{t_{stationär}} - \dot{m}_{t_{Ende}}}{t_{stationär} - t_{Ende}}\right\rvert < 0{,}10$	$0{,}01 < 0{,}10$	✓
4. Präzision der Temperatur [°C]	$\sigma_T < MU_T$	$3{,}50 < 1{,}62$	X
5. Genauigkeit der Temperatur [°C]	$T_{HTF,oben} > T_{Verdampfung}$	Gilt ab $t_{Stationär}$	✓
6. Stationarität der Temperatur [°C/h]	$\left\lvert\frac{T_{t_{stationär}} - T_{t_{Ende}}}{t_{stationär} - t_{Ende}}\right\rvert < 5{,}0$	$4{,}0 < 5{,}0$	X
	$\left\lvert\frac{T_{t_{stationär}} - T_{min138}}{t_{stationär} - min138}\right\rvert < 5{,}0$	$15{,}9 < 5{,}0$	
	$\left\lvert\frac{T_{min138} - T_{Ende}}{min138 - t_{Ende}}\right\rvert < 5{,}0$	$0{,}2 < 5{,}0$	
7. Präzision des Drucks [bar]	$\sigma_p < MU_p$	$0{,}05 < 0{,}08$	✓
8. Genauigkeit des Drucks [bar]	$\lvert MW_p - p_{soll}\rvert < MU_p$	$0{,}07 < 0{,}08$	✓
9. Stationarität des Drucks [bar/h]	$\left\lvert\frac{p_{t_{stationär}} - p_{t_{Ende}}}{t_{stationär} - t_{Ende}}\right\rvert < 0{,}20$	$0{,}01 < 0{,}20$	✓
10. Dauer bis zur Wiedereinstellung von Druck und Temperatur nach der Umschaltung [min]	$t_{Beladung} - t_{Stationär} < 0{,}1 \cdot (t_{Beladung} - t_{L1,zweiphasig})$	$2{,}6 < 1{,}7$	X

Auch beim zweiten Versuch sind drei Kriterien nicht erfüllt. Die Massenstromschwankungen haben einen großen Einfluss auf die Temperatur, die zwei Kriterien nicht erfüllt. 20 Minuten nach dem Start der Beladung liegt der Gradient bei 15,9 °C/h, sodass die Stationarität in diesem Zeitraum nicht gegeben ist. Als Optimierung kann die Isolation verstärkt werden, um einen Temperaturabfall bei erhöhtem Massenstrom zu vermeiden.

Der Druckverlust beim Start der Beladung wird weiterhin nicht schnell genug ausgeglichen. Bei zukünftigen Versuchen muss deshalb der Druck in der Teststrecke vor der Beladung auf über 7 bar erhöht werden.

5.1.2 HTF-Parameter bei den Entladeversuchen 1 und 2

Die HTF-Parameter am Speichereintritt werden durch die Temperatur $T_{HTF,unten}$, den Druck $p_{HTF,unten}$ und den Massenstrom $\dot{m}_{Entladung}$ gemessen. Vor der aktiven Entladung wird das Fluid im Bypassbetrieb vorgeheizt. Die Temperatur- und die Druckmessung befinden sich in der Teststrecke und zeigen nicht die Einstellung der Betriebsparameter. Deshalb zeigen die folgenden Graphen nur den Zeitraum ab der Beladung und nicht die Einstellung der Betriebsparameter.

Entladung, Versuch 1

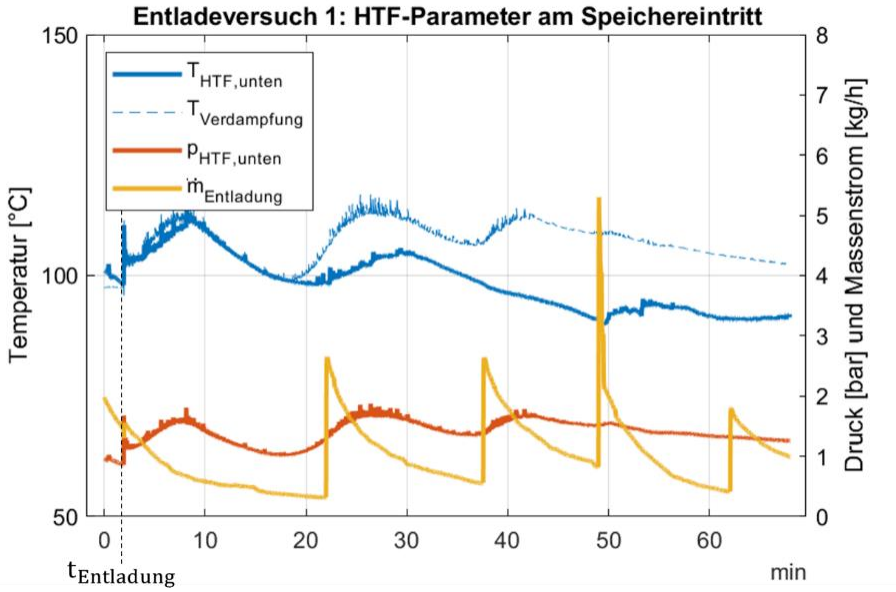


Abbildung 19: Verläufe der HTF-Eintrittsparameter Temperatur, Druck und Massenstrom sowie der Verdampfungstemperatur bei Entladeversuch 1. Der Zeitpunkt $t_{Entladung}$ markiert den Beginn der Entladung.

Im ersten Versuch wird der Massenstrom händisch mit einem Nadelventil eingestellt. Während der Entladung sinkt der Massenstrom kontinuierlich ab. Zu verschiedenen Zeitpunkten wird deshalb das Nadelventil etwas geöffnet, was einen Sprung des Massenstroms zur Folge hat.

Der Druck und die Temperatur des HTFs schwanken während des Versuchs und sind ebenfalls instationär. Zu Beginn der Entladung ist die Temperatur des Fluids gleich der Verdampfungstemperatur. Demnach ist auch die Anforderung des einphasigen Fluids ($T_{HTF,unten} < T_{Verdampfung}$) nicht erfüllt.

Die Quantifizierung der Ergebnisse ist aufgrund des Massenstromverlaufs und des stark schwankenden Drucks und der Temperatur nicht sinnvoll.

Die zentrale Optimierung besteht aus dem Austausch des Nadelventils durch ein Regelventil. Darüber hinaus wird der Vorheizer durch eine leistungsstärkere Heizleitung ausgetauscht, um die Dauer der Temperatureinstellung vor der Entladung zu verkürzen.

Entladung, Versuch 2

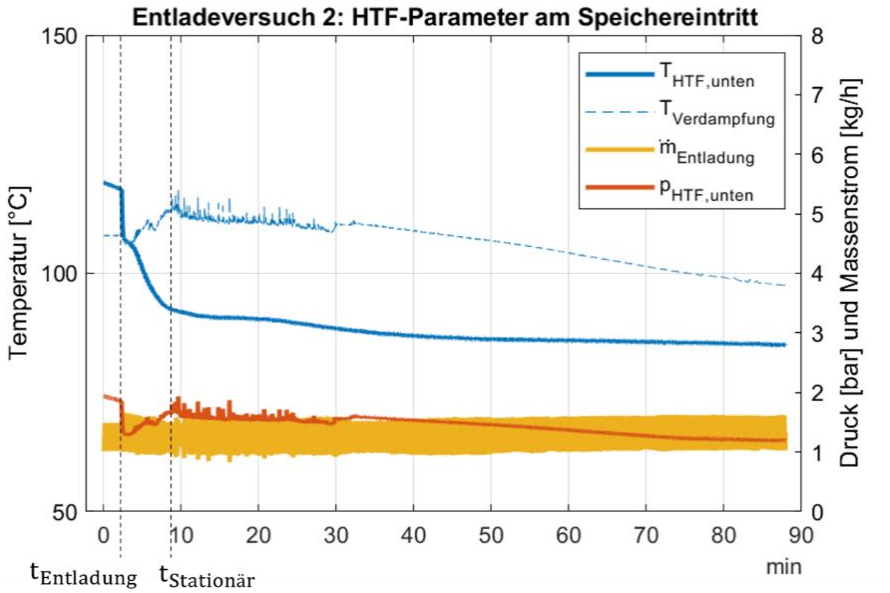


Abbildung 20: Verläufe der HTF-Eintrittsparameter Temperatur, Druck und Massenstrom sowie der Verdampfungstemperatur bei der Entladung. Der Zeitpunkt $t_{Entladung}$ markiert den Start der Entladung. Ab dem Zeitpunkt $t_{Stationär}$ beginnt der Zeitraum für die Bewertung der Stationarität.

Das Einstellen des HTF-Massenstroms durch das Regelventil bewirkt einen Massenstrom, der mit hoher Frequenz um einen Mittelwert von 1,28 kg/h pendelt. Zum Start der Entladung fällt der Druck in der Teststrecke auf den Druck, bei dem vorher das HTF eingestellt wurde. Bis zum Zeitpunkt $t_{Stationär}$ steigt der Druck und fällt anschließend langsam ab. Die Temperatur fällt bis zum gleichen Zeitpunkt stark ab und sinkt im Folgenden langsam weiter. Bei diesem Versuch liegt die Temperatur nach $t_{Stationär}$ immer unter der Verdampfungstemperatur.

Tabelle 11: Auswertung der HTF-Messwerte von Entladeversuch 2

Kenngröße	Kriterium	Werte	Bewertung
1. Präzision des Massenstroms [kg/h]	$\sigma_{\dot{m}} < 0{,}1 \cdot \dot{m}_{soll}$	$0{,}22 < 0{,}13$	X
2. Genauigkeit des Massenstroms [kg/h]	$MW_{\dot{m}} - \dot{m}_{soll} < 0{,}1 \cdot \dot{m}_{soll}$	$0{,}02 < 0{,}13$	✓
3. Stationarität des Massenstroms [kg/h²]	$\left\lvert\frac{\dot{m}_{t_{stationär}} - \dot{m}_{t_{Ende}}}{t_{stationär} - t_{Ende}}\right\rvert < 0{,}10$	$0{,}03 < 0{,}10$	✓
4. Präzision der Temperatur [°C]	$\sigma_T < MU_T$	$2{,}04 < 1{,}62$	X
5. Genauigkeit der Temperatur [°C]	$T_{HTF,oben} > T_{Verdampfung}$	Gilt ab $t_{Stationär}$	✓
6. Stationarität der Temperatur [°C/h]	$\left\lvert\frac{T_{t_{stationär}} - T_{t_{Ende}}}{t_{stationär} - t_{Ende}}\right\rvert < 5{,}0$	$5{,}2 < 5{,}0$	X
7. Präzision des Drucks [bar]	$\sigma_p < MU_p$	$0{,}14 < 0{,}08$	X
8. Genauigkeit des Drucks [bar]	$\lvert MW_p - p_{soll}\rvert < MU_p$	$0{,}30 < 0{,}08$	X
9. Stationarität des Drucks [bar/h]	$\left\lvert\frac{p_{t_{stationär}} - p_{t_{Ende}}}{t_{stationär} - t_{Ende}}\right\rvert < 0{,}20$	$0{,}34 < 0{,}20$	X
10. Dauer bis zur Wiedereinstellung von Druck und Temperatur nach der Umschaltung [min]	$t_{Beladung} - t_{Stationär} < 0{,}1 \cdot (t_{Beladung} - t_{L1,zweiphasig})$	$5{,}9 < 0{,}9$	X

Die Entladung erfüllt drei der zehn Kriterien. Die Einstellung des Massenstroms hängt vom Druck vor dem Regelventil ab. Dieser konnte in Tests händisch so eingestellt werden, dass die Regelung besser funktionierte. Der kontinuierlich sinkende Druck hängt mit dem Massenstrommessgerät von $\dot{m}_{Beladung}$ zusammen. Das Messgerät wirkt sich als Drossel aus und befindet sich zwischen dem Druckmessgerät und dem Druckregelventil, sodass der gemessene Druck nicht dem geregelten Druck entspricht. Durch einen Bypass um das Messgerät kann dies zukünftig vermieden werden.

5.2 Einstellung der homogenen Starttemperatur des Speichers bei Be- und Entladung

Tabelle 12 fasst die Anforderungen an die PCM-Starttemperaturen bei Be- und Entladung zusammen. Bei der Auswertung des radialen Gradienten wird das Level mit der größten Temperaturdifferenz aufgeführt. Der maximale axiale Gradient bezieht sich auf die Mittelwerte zweier

aufeinanderfolgender Levels. Bei der Auswertung werden die Levels mit der größten Temperaturdifferenz dargestellt.

Tabelle 12: Kenngrößen und Kriterien zur Bewertung der Starttemperatur des Speichers bei Be- und Entladung

Kenngröße	**Kriterium**
1. Arithmetischer Mittelwert aller Starttemperaturen [°C]	$\lvert T_{MW} - T_{soll} \rvert < 1{,}62\ °C$
2. Maximaler radialer Gradient [°C]	$T_{Level,max} - T_{Level,min} < 1\ °C$
3. Maximaler axialer Gradient [°C]	$T_{Level\ A,MW} - T_{Level\ B,MW} < 1\ °C$

Die Abbildungen der Auswertung zeigen die PCM-Temperaturen auf jeder der fünf Messebenen zum Start der Be- bzw. Entladung. Eine zentrale Herausforderung bei der Durchführung der Versuche ist es, die Temperatur im Speicher konstant zu halten, während das HTF im Bypassbetrieb auf den stationären Zustand vor der Be-/Entladung gebracht wird. Zur Orientierung zeigt Abbildung 21 die Positionen der Messungen PCM 1 bis PCM 7 in der Rippenstruktur.

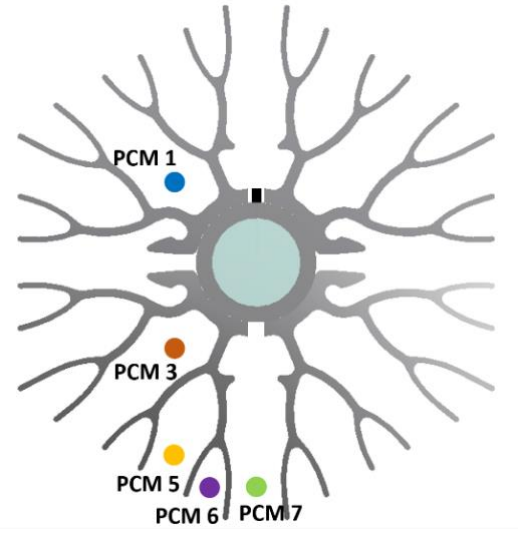


Abbildung 21: Querschnitt der Rippenstruktur mit den Messpunkten PCM 1 bis PCM 7

5.2.1 PCM-Temperaturen bei den Beladeversuchen 1 und 2

Solltemperatur: 103 °C

Versuch 1:

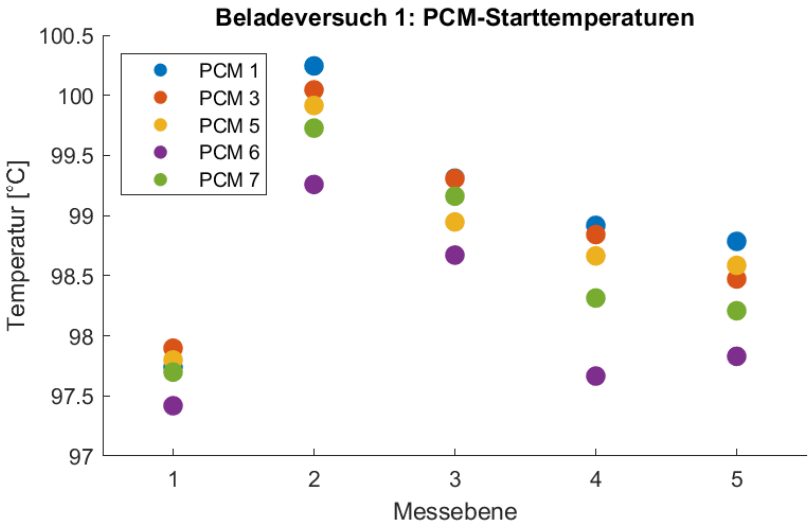


Abbildung 22: PCM-Temperaturen auf den Messebenen 1-5 beim Start der Beladung von Versuch 1

Abbildung 22 zeigt, dass auf jeder Messebene die Temperaturen bis zum Start der Beladung unter der Solltemperatur sind. Die Temperaturen haben auf jeder Messebene eine ähnliche radiale Temperaturverteilung. Die Temperatur PCM 6 ist auf allen Ebenen die niedrigste. Da dieser Messpunkt am weitesten weg vom Einzelrohr liegt, lässt das auf eine mangelnde Isolation nach außen schließen. Die Ergebnisse der Messpunkte PCM 1 und PCM 3 bestätigen dies, da die beiden Messpunkt am weitesten im Inneren des Speichers liegen. In axialer Richtung lässt sich keine klare Tendenz ausmachen. Die Temperaturn von Messebene 1 liegen am niedrigsten, was auf die größten Wärmeverluste schließen lässt.

Tabelle 13: Auswertung der PCM-Messwerte von Beladeversuch 1

Kenngröße	Kriterium	Werte	Bewertung
1. Mittelwert aller Starttemperaturen [°C]	$\lvert T_{MW} - T_{soll} \rvert < 1{,}6$	$4{,}3 < 1{,}6$	X
2. Maximaler radialer Gradient [°C]	$T_{Level,max} - T_{Level,min} < 1{,}0$	Level 4: $1{,}3 < 1{,}0$	X
3. Maximaler axialer Gradient [°C]	$T_{Level\ A,MW} - T_{Level\ B,MW} < 1{,}0$	Level 1 -> Level 2: $2{,}1 < 1{,}0$	X

Die Auswertung zeigt, dass keines der Kriterien erfüllt ist.

Als Optimierung wird die Regelung der beheizbaren Isolation umprogrammiert und diese mit einer zusätzlichen Isolation versehen, um die Wärmeverluste zu verkleinern.

Versuch 2:

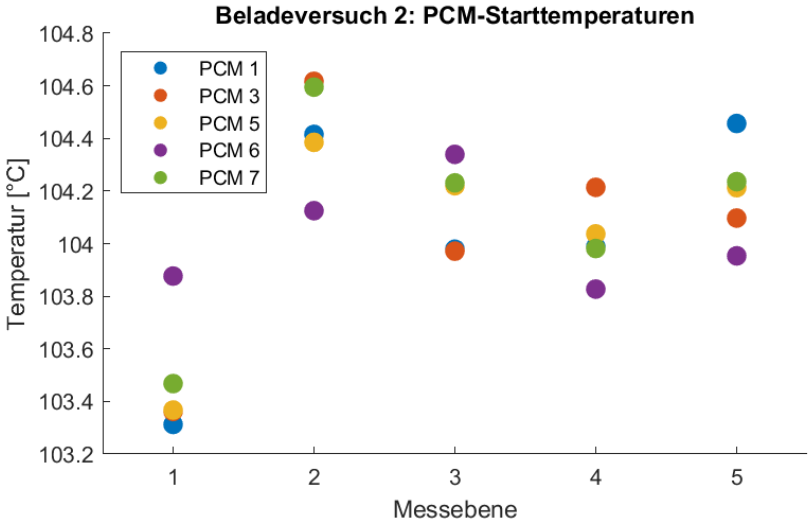


Abbildung 23: PCM-Temperaturen auf den Messebenen 1-5 beim Start der Beladung von Versuch 2

Beim zweiten Versuch liegen die Temperaturen im Speicher etwas zu hoch. Die radialen Gradienten haben auf verschiedenen Messebenen unterschiedliche Richtungen. Auf Level 1 und 3 sind die Temperaturen der Messung PCM 6 am höchsten, was auf einen zu starken Einfluss der beheizbaren Isolation deutet. Auf den anderen Messebenen ist der Verlauf entgegengesetzt und ähnlich zum ersten Versuch. In axialer Richtung zeigt sich, dass wieder die Temperaturen des ersten Levels am niedrigsten sind und die der zweiten Ebene am höchsten sind.

Tabelle 14: Auswertung der PCM-Messwerte von Beladeversuch 2

Kenngröße	Kriterium	Werte	Bewertung
1. Mittelwert aller Starttemperaturen [°C]	$\lvert T_{MW} - T_{soll} \rvert < 1{,}6$	$1{,}1 < 1{,}6$	✓
2. Maximaler radialer Gradient [°C]	$T_{Level,max} - T_{Level,min} < 1{,}0$	Level 1: $0{,}6 < 1$	✓
3. Maximaler axialer Gradient [°C]	$T_{Level\ A,MW} - T_{Level\ B,MW} < 1{,}0$	Level 1 -> Level 2: $0{,}9 < 1$	✓

Nach den Optimierungen sind alle Kriterien der Starttemperatur des Speichers bei der Beladung erfüllt.

5.2.2 PCM-Temperaturen bei den Entladeversuchen 1 und 2

Solltemperatur: 163 °C

Versuch 1:

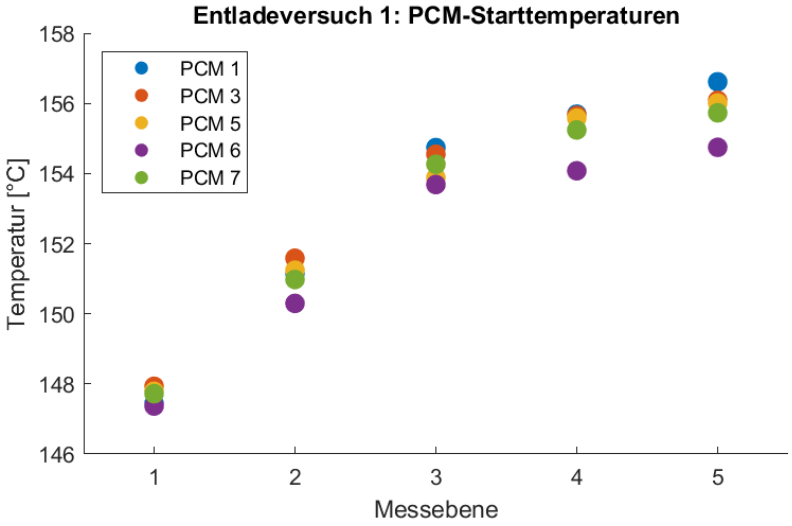


Abbildung 24: PCM-Temperaturen auf den Messebenen 1-5 beim Start der Entladung von Versuch 1

Abbildung 24 zeigt, dass die Temperaturen nach dem Ende der Beladung deutlich gefallen sind. Auf allen Messebenen ist die Temperatur von Messung PCM 6 die niedrigste und die von PCM 1 und 3 am höchsten, was auf Wärmeverluste nach außen schließen lässt. Zudem zeigt sich ein klarer Trend von unten nach oben. Die Temperaturen auf Messebene 1 liegen deutlich unter denen von Level 5. Die Wärmeverluste sind demnach an der Unterseite des Speichers am höchsten.

Tabelle 15: Auswertung der PCM-Messwerte von Entladeversuch 1

Kenngröße	Kriterium	Werte	Bewertung
1. Mittelwert aller Starttemperaturen [°C]	$\lvert T_{MW} - T_{soll} \rvert < 1{,}6$	$10{,}2 < 1{,}6$	X
2. Maximaler radialer Gradient [°C]	$T_{Level,max} - T_{Level,min} < 1{,}0$	Level 5: $1{,}9 < 1{,}0$	X
3. Maximaler axialer Gradient [°C]	$T_{Level\ A,MW} - T_{Level\ B,MW} < 1{,}0$	Level 2 -> Level 3: $3{,}4 < 1{,}0$	X

Im ersten Versuch der Entladung ist kein Kriterium erfüllt. Die Verbesserung der Anlage besteht in der bereits angesprochenen Umprogrammierung der beheizbaren Isolation.

Versuch 2:

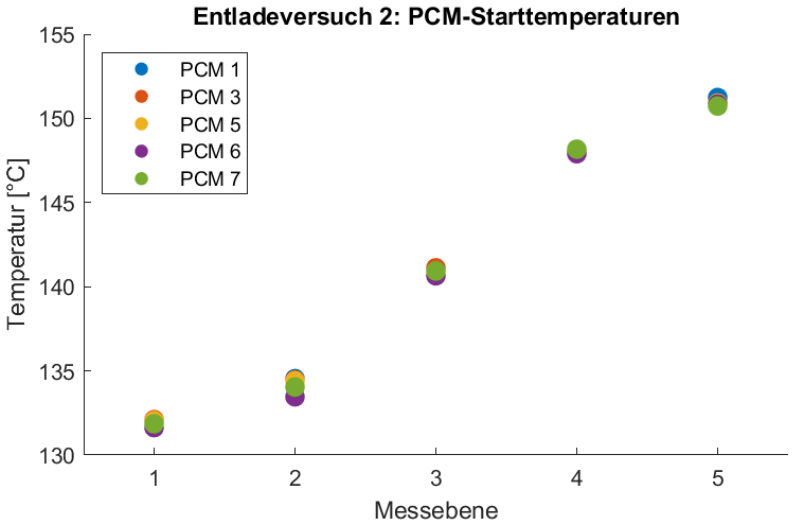


Abbildung 25: PCM-Temperaturen auf den Messebenen 1-5 beim Start der Entladung von Versuch 2

Anhand Abbildung 25 ist erkennbar, dass die Temperaturen trotz der Optimierung der Regler der beheizbaren Isolation weiter sinken. Dass sie unterhalb der Temperaturen aus Versuch 2 liegen, liegt an der mit 39 Minuten fast doppelt so langen Einstellphase der HTF-Parameter (22 Minuten bei Versuch 1). Dennoch ist der radiale Gradient weniger ausgeprägt. Die Wärmeverluste sind demnach an der Außenseite verringert und an der Unterseite des Speichers am höchsten.

Tabelle 16: Auswertung der PCM-Messwerte von Entladeversuch 2

Kenngröße	Kriterium	Werte	Bewertung
1. Mittelwert aller Starttemperaturen [°C]	$\lvert T_{MW} - T_{soll} \rvert < MU_T$	$21{,}8 < 1{,}6$	X
2. Maximaler radialer Gradient [°C]	$T_{Level,max} - T_{Level,min} < 0{,}5$	Level 2: $1{,}1 < 1{,}0$	X
3. Maximaler axialer Gradient [°C]	$T_{Level\ A,MW} - T_{Level\ B,MW} < 1$	Level 3 -> Level 4: $7{,}1 < 1{,}0$	X

Auch nach den Optimierungen ist kein Kriterium erfüllt. Insbesondere die Wärmeverluste nach unten sind zu groß. Dass auch der radiale Gradient überschritten wird, lässt zusätzlich darauf schließen, dass die beheizbare Isolation nicht ausreichend vor der Abkühlung nach außen schützt.

5.3 Ableitung der Speicherleistung

Für die Abschätzung der Speicherleistung werden die Messergebnisse von Versuch 2 bei der Beladung verwendet. Im Folgenden werden zunächst HTF-seitige Bilanzen aufgestellt und im Anschluss die Enthalpiedifferenz im Speicher durch eine PCM-seitige Bilanz berechnet.

5.3.1 HTF-seitige Bilanz

In Abbildung 26 ist das Fließbild mit der Strömungsrichtung des Fluids, den ein- und austretenden Enthalpie- und Wärmeströmen und dem Bilanzraum dargestellt.

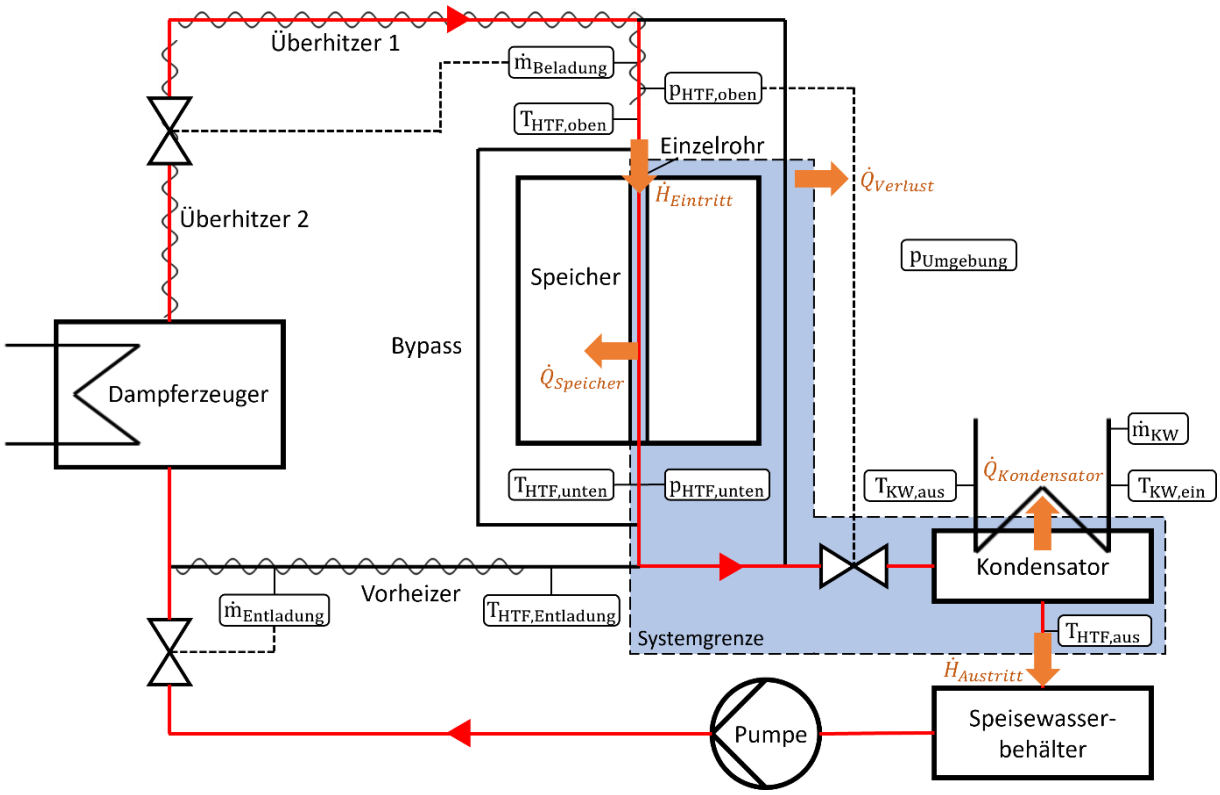


Abbildung 26: Infrastruktur mit den ein- und austretenden Energieströmen und dem Bilanzraum bei der Beladung.

Als Energiebilanz ergibt sich:

$$0 = \dot{H}_{Eintritt} - \dot{H}_{Austritt} - \dot{Q}_{Speicher} - \dot{Q}_{Kondensator} - \dot{Q}_{Verlust}$$

Die Enthalpieströme $\dot{H}_{Eintritt}$ und $\dot{H}_{Austritt}$ sowie die im Kondensator abgeführte Wärme $\dot{Q}_{Kondensator}$ können aus den Messungen direkt berechnet werden. Die Speicherleistung $\dot{Q}_{Speicher}$ und die Verlustleistung $\dot{Q}_{Verlust}$ sind unbekannt.

Berechnung der maximalen Verlustleistung

Die maximalen Wärmeverluste der Versuchsanlage können durch die Bilanz ermittelt werden, wenn sich der Speicher stationär im beladenen Zustand befindet. Der Wärmestrom $\dot{Q}_{Speicher}$ ist in diesem Zeitraum Null. Die Bilanz kann dann auf die Verlustleistung umgestellt werden:

$$\dot{Q}_{Verlust} = \dot{H}_{Eintritt} - \dot{H}_{Austritt} - \dot{Q}_{Kondensator}$$

Abbildung 27 zeigt die Verläufe der Enthalpieströme $\dot{H}_{Eintritt}$ und $\dot{H}_{Austritt}$ während der letzten 30 Minuten der Beladung.

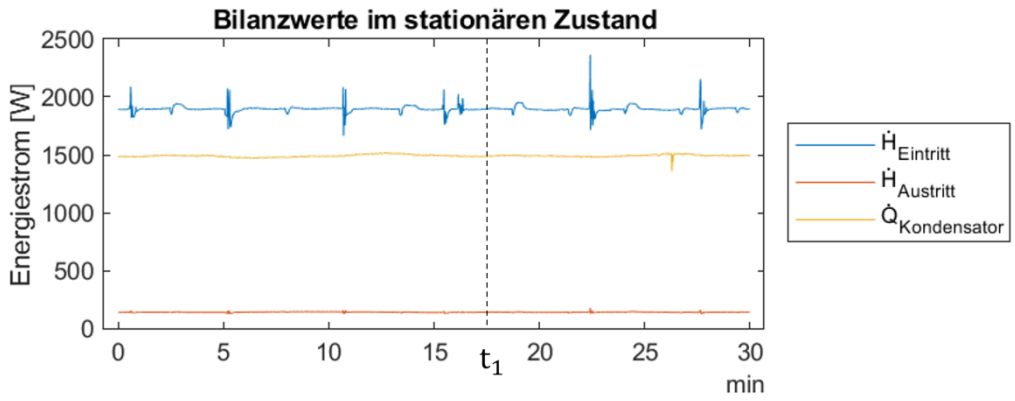


Abbildung 27: Bilanzwerte $\dot{H}_{Eintritt}$, $\dot{H}_{Austritt}$ und $\dot{Q}_{Kondensator}$ im stationären Zustand nach der Beladung

Der eintretende Enthalpiestrom $\dot{H}_{Eintritt}$ ist aufgrund der direkten Abhängigkeit vom Massenstrom regelmäßigen Schwankungen ausgesetzt. Zwischen den Schwankungen können alle Energieströme als konstant angenommen werden. Für die Berechnung der Wärmeverluste werden die Werte zum Zeitpunkt t_1 verwendet. Der Zeitpunkt liegt mittig im Bereich zwischen zwei Enthalpiestromspitzen.

Alle relevanten Messwerte und die Messunsicherheiten zu diesem Zeitpunkt sind in Tabelle 17 aufgelistet. Zum Messwert von $\dot{m}_{Beladung}$ wird 1 kg/h addiert, da der verschobene Nullpunkt des entsprechenden Coriolismessgeräts berücksichtigt werden muss.

Die Berechnung der Enthalpieströme erfolgt mit der Datenbank XSteam, die in MATLAB eingebunden werden kann. Basierend auf der Angabe der Druck- und Temperaturmesswerte wird die spezifische Enthalpie $h(p,T)$ berechnet. Die Multiplikation mit dem Massenstrom $\dot{m}_{Beladung}$ ergibt den Enthalpiestrom $\dot{H}$. Um Messunsicherheiten zu berücksichtigen, wird als untere Grenze $h^-(p-\Delta p, T-\Delta T)$ und als obere Grenze $h^+(p+\Delta p, T+\Delta T)$ berechnet. Die Messunsicherheit ist der größere der Werte $|h^+ - h|$ und $|h^- - h|$.

Tabelle 17: Messwerte und Unsicherheiten aller relevanten Größen zur Berechnung der maximalen Verlustleistung

Messgröße	Einheit	Messwert	Messunsicherheit
$\dot{m}_{Beladung}$	kg/h	1,44+ 1	0,01
$p_{HTF,oben}$	bar	6,71	0,08
$T_{HTF,oben}$	°C	177,80	1,43
p_{Umg}	bar	0,91	0,02
$T_{HTF,aus}$	°C	49,50	1,43
$\dot{m}_{KW}$	kg/h	20,36	0,09
$T_{KW,ein}$	°C	13,60	1,43
$T_{KW,aus}$	°C	76,30	1,43

Durch die Berechnungen ergeben sich die Enthalpieströme $\dot{H}_{Eintritt}$ und $\dot{H}_{Austritt}$ zum Zeitpunkt t_1:

$$\dot{H}_{Eintritt} = (1892 \pm 1)\ W$$

$$\dot{H}_{Austritt} = (140 \pm 1)\ W$$

Der Wärmestrom $\dot{Q}_{Kondensator}$ wird berechnet aus im Kühlwasserkreislauf gemessenen Werten für $\dot{m}_{KW}$, $T_{KW,ein}$ und $T_{KW,aus}$:

$$\dot{Q}_{Kondensator} = \dot{m}_{KW} \cdot c_{p,KW} \cdot \left(T_{KW,aus} - T_{KW,ein}\right)$$

Es ergibt sich:

$$\dot{Q}_{Kondensator} = (1482 \pm 14)\ W$$

Die Verlustleistung beträgt damit:

$$\dot{Q}_{Verlust} = \dot{H}_{Eintritt} - \dot{H}_{Austritt} - \dot{Q}_{Kondensator}$$

$$\dot{Q}_{Verlust} = (1892 \pm 1)\ W - (140 \pm 1)\ W - (1482 \pm 14)\ W$$

$$\dot{Q}_{Verlust} = (270 \pm 15)\ W$$

Berechnung der Speicherleistung

Abbildung 28 zeigt die Werte der Energieströme während der Beladung. Wichtig ist die Kondensatorleistung zu Beginn der Beladung. Zu erwarten ist, dass diese steigt, bis der stationäre Zustand im System erreicht ist. Zu Beginn der Beladung nimmt der Speicher die meiste Energie auf, sodass die am Kondensator abgeführte Leistung am geringsten ist. In der Abbildung ist zu sehen, dass die Kondensatorleistung am Anfang bei 1500 Watt liegt, bevor sie innerhalb von 6 Minuten auf 500 Watt abfällt. Nach 20 Minuten beginnt der Wärmestrom zu steigen und zeigt den erwarteten Verlauf.

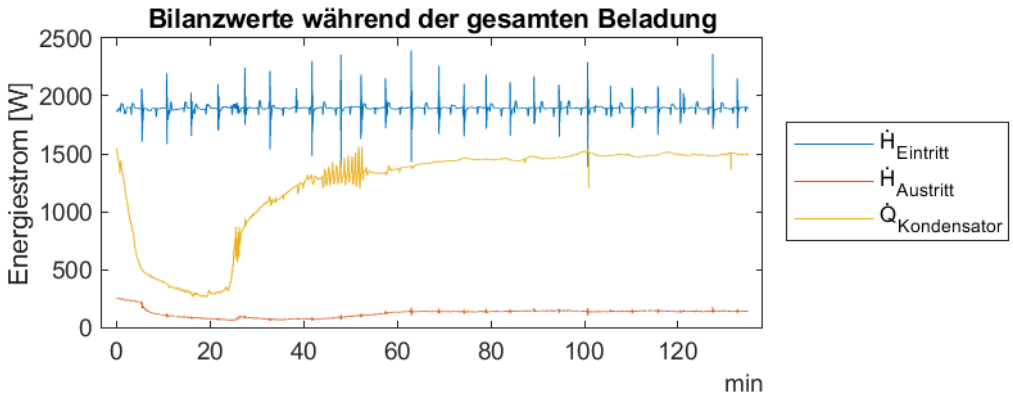


Abbildung 28: Bilanzwerte $\dot{H}_{Eintritt}$, $\dot{H}_{Austritt}$ und $\dot{Q}_{Kondensator}$ während der gesamten Beladung

Die Werte während der ersten Minuten zeigen den Einfluss des HTFs, das vor der Beladung auf den stationären Zustand gebracht wurde. Im Bereich vom Ende des Bypasses bis zum Kondensator befindet sich beim Start der Beladung das heiße Fluid in den Rohrleitungen. Durch den für den Rohrdurchmesser kleinen Massenstrom dauert es mehrere Minuten, bis das Fluid aus der Voreinstellung durch den Kondensator geflossen ist. Bei dem verwendeten Rohrdurchmesser von 10 mm und dem Massenstrom von 2,44 kg/h hat flüssiges Wasser eine Geschwindigkeit von etwa 50 cm/min.

Der bisher verwendete Bilanzraum kann für den stationären Zustand und späte Zeitpunkte verwendet werden, gilt jedoch nicht für den Anfangszeitraum der Beladung.

Um die Speicherleistung in den ersten Minuten des Beladeprozesses aus Bilanzen berechnen zu können, wird der Bilanzraum verkleinert. Abbildung 29 zeigt den angepassten Bilanzraum mit den eingezeichneten Messebenen. Da zum Anfang der Beladung das gesamte Fluid im Speicher auskondensiert, kann der Austrittsenthalpiestrom aus den HTF-Messwerten $T_{HTF,L1}$ und $p_{HTF,unten}$ berechnet werden. Die Bilanz kann nur bis zu dem Zeitpunkt verwendet werden, an dem das Fluid die Sattdampftemperatur auf dem ersten Speicherlevel erreicht. Ab diesem Zeitpunkt kann die Enthalpie

aufgrund des zweiphasigen Zustands nicht mehr durch die Temperatur- und Druckmessung bestimmt werden.

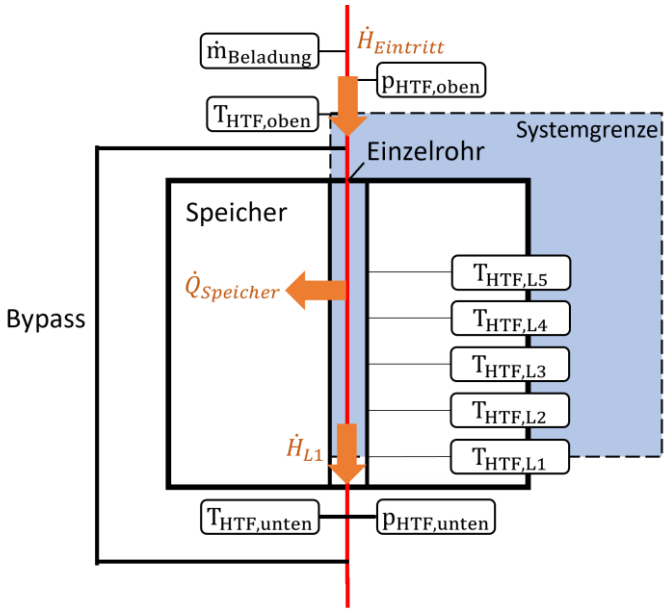


Abbildung 29: Verkleinerter Bilanzraum mit den ein- und austretenden Energieströmen bei der Beladung

Für die Bilanz wird angenommen, dass die Verlustleistung aufgrund der beheizten Isolation vernachlässigt werden kann. Die Bilanz kann dann direkt auf die Speicherleistung umgestellt werden:

$$\dot{Q}_{Speicher} = \dot{H}_{Eintritt} - \dot{H}_{L1}$$

Abbildung 30 zeigt die Energieströme in diesem Bilanzraum bis zum Zeitpunkt, an dem das austretende Fluid den zweiphasigen Zustand erreicht.

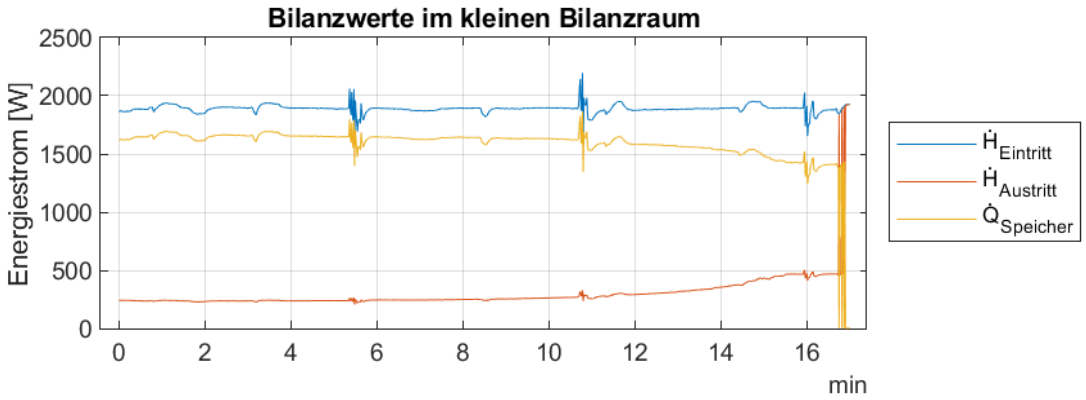


Abbildung 30: Bilanzwerte im kleinen Bilanzraum

In der Abbildung ist erkennbar, dass die Energieströme bis Minute 10 bis auf die durch den Massenstrom verursachten Schwankungen konstant sind. In diesem Zeitraum hat der Speicher eine durchschnittliche Leistung von 1644 W. Anschließend steigt die spezifische Enthalpie des Fluids auf der untersten Speicherebene, bis das HTF den zweiphasigen Zustand erreicht. Ab diesem Zeitpunkt sind die Werte aus der Datenbank nicht mehr aussagekräftig, da XSteam bei unbekanntem Dampfanteil keine Enthalpiewerte im Zweiphasengebiet ausgeben kann. Dies führt zu starken Fluktuationen der ausgegebenen spezifischen Enthalpie ab Minute 17. Ab diesem Zeitpunkt kann die Bilanz nicht mehr zur Berechnung der Speicherleistung verwendet werden.

Durch Integration der Speicherleistung kann die Energie berechnet werden, die der Speicher in der Zeit aufgenommen hat. Um nicht im zweiphasigen Gebiet zu integrieren, wird der Zeitraum bis Minute 16 verwendet. Die Integration in MATLAB ergibt:

$$\Delta Q_{Speicher,HTF} = \int \dot{Q}_{Speicher}\, dt = (1545 \pm 151) kJ$$

Die relative Messunsicherheit beträgt 9,7 % und lässt sich dadurch erklären, dass bei der Berechnung von $h^{-}_{Eintritt}$ und $h^{+}_{Austritt}$ zeitweise die Sattdampftemperatur unter- bzw. überschritten wird. Die Verdampfungsenthalpie wird bei Überschreitung der Sattdampftemperatur eingezogen und bei Unterschreitung der Sattdampftemperatur nicht, was sich auch auf die integrierten Werte auswirkt.

5.3.2 PCM-seitige Bilanz

Durch die Berechnung der Enthalpiedifferenz im Speicher mithilfe der Temperaturmessungen und Stoffwerte kann die eingespeicherte Wärmemenge alternativ zum Ansatz über die HTF-seitige Bilanz berechnet werden, um die Plausibilität der Ergebnisse zu prüfen.

Es gilt:

$$\Delta Q_{Speicher,HTF} = \Delta H_{Speicher,PCM}$$

Abbildung 31 zeigt die PCM-Temperaturen auf den verschiedenen Behälterebenen bis Minute 16.

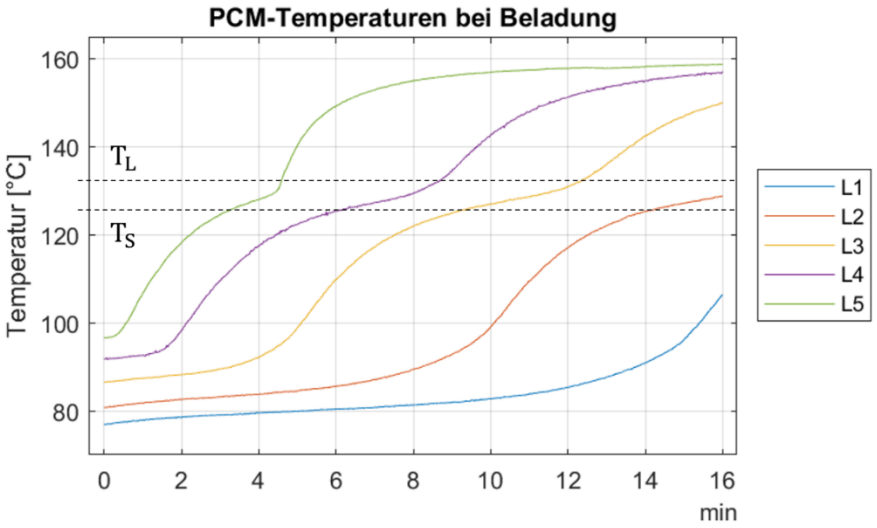


Abbildung 31: Entwicklung der PCM-Temperaturen von Messpunkt 3 bei der Beladung auf allen fünf Messebenen. T_S und T_L markieren die Solidus- und Liquidustemperatur.

Zu sehen ist die Temperaturschichtung auf den Behälterebenen. Zuerst wird der Speicher auf Level 5 beladen und zuletzt auf Level 1. Die Solidus- und Liquidustemperatur T_S und T_L liegen bei ca. 126 °C und 133 °C. In der Graphik befinden sich die Temperaturen oberhalb und unterhalb der Steigungsänderung, die insbesondere bei dem Temperaturverlauf Level 5 nach 4,5 Minuten zu sehen ist. Damit ist die Solidustemperatur nahe am Wert von 125 °C, der im Vorfeld in einer kleinen Materialprobe experimentell bestimmt wurde. Die Liquidustemperatur ist 6 °C niedriger als der erwartete Wert.

Zur Berechnung der Enthalpiedifferenz des Speichers werden die sechs Behälterteile einzeln betrachtet. Die Enthalpie am Anfang und am Ende des betrachteten Zeitraums wird basierend auf Formel (3) berechnet.

Da es im sechsten Behälterteil keine Temperaturmessungen gibt, werden hierfür die Temperaturen von Level 5 verwendet. Weil sich die Bilanzraumgrenze auf der Höhe der HTF-Temperaturmessung auf Level 1 befindet, wird der darunter liegende Teil des Speichers nicht berechnet. Für jedes Level wird für das PCM und die Rippen der Mittelwert aus den Temperaturmessungen im Querschnitt gebildet. Die spezifische Wärmekapazität des PCMs ändert sich ab der Schmelztemperatur von 133 °C von $c_{p,PCM,s}$(fest) zu $c_{p,PCM,l}$ (flüssig). Das PCM auf Ebene 1 ist vollständig fest und auf den Ebenen 3, 4 und 5 vollständig flüssig. Für den zweiten Behälterteil wird der Anteil an flüssigem PCM durch das Verhältnis $\frac{T_{L2}-T_S}{T_L-T_S}$ berechnet.

Durch Addition der Ergebnisse für die einzelnen Behälter wird die Enthalpiedifferenz zwischen dem Wärmeinhalt des Speichers ab dem Start der Beladung und dem Wärmeinhalt nach 16 Minuten berechnet:

$$\Delta H_{Speicher,PCM} = \Delta H_{B1} + \Delta H_{B2} + \Delta H_{B3} + \Delta H_{B4} + \Delta H_{B5} + \Delta H_{B6}$$

Für den gesamten Speicher ergibt sich nach den Berechnungen:

$$\Delta H_{Speicher,PCM} = (54 + 290 + 358 + 360 + 353 + 51)kJ$$

$$\Delta H_{Speicher,PCM} = (1.466 \pm 57)\ kJ$$

Die relative Messunsicherheit beträgt 3,9 %. Im Vergleich zur Wärmemenge aus der HTF-seitigen Bilanz liegt der durch die Stoffgrößen berechnete Wert 79 kJ darunter. Bei der Berechnung beider Werte sind folgende Annahmen getroffen worden, welche die Differenz erklären können:

1. **Annahme: $\dot{Q}_{Verlust} = 0$**

   Zwischen der Temperaturmessung $T_{HTF,oben}$ und dem Eintritt in den Speicher sind ca. 1,5 Meter Rohrleitungen vorhanden, die das Fluid durchströmen muss. Auf diesem Weg gibt es Wärmeverluste, die nicht aus Messdaten im Betrieb mit zweiphasigem HTF berechnet werden können.

   Weiterhin sind Verluste des Speichers trotz der beheizbaren Isolation nicht auszuschließen. Bei der Betrachtung der PCM-Temperaturen in Kapitel 5.2 sind vor allem die Temperaturen auf der untersten Ebene deutlich gesunken, was auf Wärmeverluste an die Umgebung schließen lässt.

   Bei Wärmeverlusten in der Bilanz wäre $\Delta Q_{Speicher,HTF}$ geringer und die Differenz zu $\Delta H_{Speicher,PCM}$ kleiner.

2. **Annahme: Der Speicher besteht nur aus PCM, Rippen und dem Einzelrohr**

   Bei der Berechnung über die Stoffgrößen wird die Speicherkapazität der Behälterwand nicht berücksichtigt. Durch den Einfluss der beheizbaren Isolation, die diese Wand beheizen, ist es schwer zu beurteilen, wieviel Wärme vom PCM an die Behälterwand abgegeben wird.

   Auf Behälterebene 6 wird zudem die Luft zwischen den Rippen und der Behälterwand vernachlässigt, die einen Teil der Wärme aufnimmt.

   Der Speicher hat demnach mehr Energie aufgenommen als berechnet wurde, was die Differenz der beiden Wärmemengen $\Delta Q_{Speicher,HTF}$ und $\Delta H_{Speicher,PCM}$ ebenfalls senkt.

3. **Annahme: Die Temperaturen im Behälterteil sind überall gleich**

   Da die Messungen der Temperaturen in einem Behälterteil auf der gleichen Höhe entlang des Rohres stattfinden, kann die axiale Temperaturentwicklung innerhalb eines Behälters nicht ermittelt werden. Diese Ungenauigkeit ist durch die Temperaturmessmethode bedingt und könnte durch die Erhöhung der Anzahl an Messpunkten vermindert werden.

4. **Annahme: Die Solidustemperatur liegt bei 126 °C und die Liquidustemperatur bei 133 °C**
   Da die Messergebnisse von den experimentell ermittelten Werten der Solidus- und Liquidustemperatur abweichen, können anhand der Messungen die genauen Anteile nicht bestimmt werden. Auch in diesem Fall könnte durch die Erhöhung der Anzahl der Messpunkte genauere Aussagen getroffen werden. In diesem Fall wirken sich die angenommenen Temperaturen auf die Enthalpie von Behälterteil 2 aus.

Trotz dieser Annahmen liegen beide Werte in der gleichen Größenordnung und die Überschneidung ihrer Unsicherheitsbereiche zeigt, dass sich die Ergebnisse gegenseitig bestätigen.

5.4 Ableitung einer realisierbaren Messmatrix

Basierend auf den vorgestellten Ergebnissen wird eine Messmatrix für zukünftige Versuche abgeleitet. Die ursprünglichen Betriebszustände 4 und 6 können nicht zur Entladung genutzt werden, da die Erstarrungstemperatur des PCMs ist niedriger ist als die der geplanten HTF-Ströme, sodass das PCM bei diesen Betriebsmodi nicht erstarrt.

In den Versuchen zeigt sich, dass sowohl die Erstarrungstemperatur als auch die Schmelztemperatur von den experimentell ermittelten Werten abweichen. Grund dafür sind die große PCM-Masse im Vergleich zu der der untersuchten Proben.

Um die Erstarrungstemperatur zu ermitteln, werden die Temperaturen während der Entladung betrachtet. Abbildung 32 zeigt Abkühlkurven des PCMs bei Versuch 2. Die gezeigten Temperaturen sind von der Messstelle PCM 3 auf den fünf Levels.

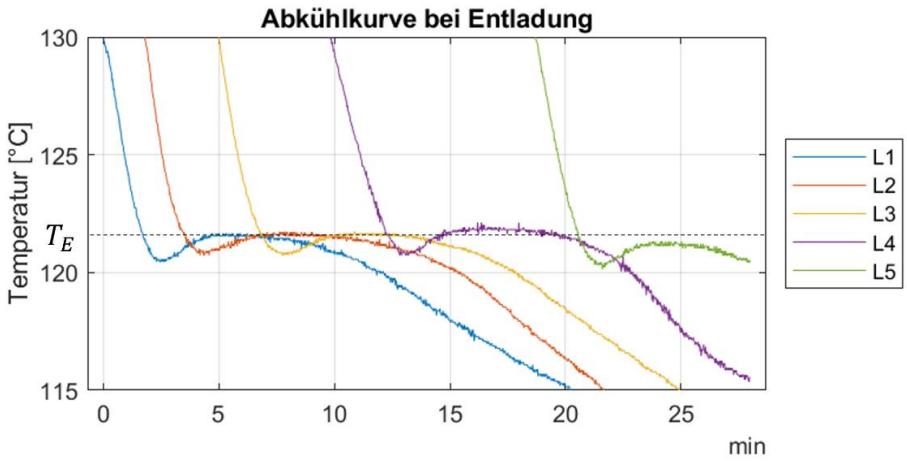


Abbildung 32: Abkühlkurve der Temperaturen der Messung PCM 3 auf allen fünf Messebenen. T_E markiert die Erstarrungstemperatur.

Aus den Messergebnissen kann eine Erstarrungstemperatur T_E von 122 °C abgelesen werden, was einer Abweichung von 14 °C zum erwarteten Wert entspricht.

Zu Abbildung 31 wurde bereits die Abweichung der Solidus- und Liquidustemperatur beschrieben. Die Schmelztemperatur liegt in dieser Abbildung bei 130 °C und damit 4 °C unter dem erwarteten Wert.

Die ursprünglich angewendete Methodik gleicher Temperaturdifferenzen zwischen Fluid und PCM während der Be- und Entladung kann weiter angewendet werden. Die abgeleitete Messmatrix enthält für die Be- und Entladung die neu ermittelten Schmelz- und Erstarrungstemperaturen. Ebenfalls angepasst werden die Sattdampfdrücke, die sich aus den Temperaturen ergeben. Die Starttemperatur des Speichers wird so gewählt, dass für jeden Betriebszustand die Temperaturdifferenz zwischen HTF und PCM vor und nach der Be- oder Entladung 10 °C bzw. 5 °C beträgt.

Die Betriebszustände 1 und 2 werden als Extremeinstellung erhalten. Bei der Nominal-Temperaturdifferenz von 30 °C zwischen HTF und PCM müsste die Fluidtemperatur während der Entladung 92 °C betragen. Der entsprechende Verdampfungsdruck von 0,757 bar ist im aktuellen Aufbau nicht realisierbar, da der Versuchsstand offen zur Umgebung ist.

Tabelle 18: Abgeleitete Messmatrix für zukünftige Versuche

Betriebs-zustand	**Verfahren**	**Druck [bar]**	**Sättigungs-temperatur [°C]**	**Massenstrom [kg/h]**	**Starttemperatur des Speichers [°C]**	**Temperaturdifferenz zur Phasenwechsel-temperatur [°C]**
1	Beladung	6,669	163	1,44	103	33 (vorher 30)
2	Entladung	1,128	103	1,26	163	19 (vorher 30)
3	Beladung	3,615	140	1,44	120	10
4	Entladung	1,533	112	1,26	132	10
5	Beladung	3,132	135	1,44	125	5
6	Entladung	1,805	117	1,26	127	5

6 Diskussion der Ergebnisse

Im Folgenden werden die in Kapitel 5 vorgestellten Ergebnisse zur Bewertung des Ist-Betriebs der Versuchsanlage diskutiert und eingeordnet.

Zunächst zeigen Kapitel 5.1 und 5.2, dass die Kriterien der HTF-Parameter bei Be- und Entladung und die der PCM-Starttemperatur bei der Entladung nicht vollständig erfüllt sind. Bei der künftigen Entwicklung des Versuchsstands werden folgende praktische Optimierungsmaßnahmen zur Erfüllung der Kriterien vorgeschlagen.

Die größte Herausforderung bei der Inbetriebnahme sind die hohen Wärmeverluste, die bei der Auslegung niedriger eingeschätzt wurden. Durch den sehr kleinen HTF-Massenstrom ist das Fluid lange in den Rohrleitungen und verliert Wärme an die Umgebung. Deshalb wurden während des Bearbeitungszeitraums der Arbeit die Isolierungen verstärkt. Eine weitere Möglichkeit ist das Einbauen von dünneren Rohrleitungen. Dadurch ist die Fließgeschwindigkeit des HTFs höher und die Fläche zur Umgebung kleiner. Beides wirkt sich positiv auf die Wärmeverluste aus. Aufgrund des hohen zeitlichen Aufwands, den ein solcher Umbau zur Folge hätte, wurde dieser Ansatz wieder verworfen.

Das Fluid soll bei der Beladung überhitzt in den Speicher eintreten und erst auf der Höhe des PCMs beginnen zu kondensieren. Auch im stationär beladenen Zustand war das Fluid im Einzelrohr jedoch zu keinem Zeitpunkt überhitzt. Bei der Beladung ist die Temperaturmessung $T_{HTF,oben}$ zu weit vom Speichereintritt entfernt, um den Zustand des HTFs präzise zu erfassen. Deshalb wird ein weiteres Widerstandsthermometer näher am Speichereintritt eingebaut und eine Heizleitung bis zu dieser Stelle angeschlossen.

Der Austausch des Nadelventils gegen das Regelventil im Entladekreislauf hat zu auswertbaren Messergebnissen bei der Entladung geführt. Der Massenstrom schwingt jedoch mit hoher Frequenz. Die Regelung hängt insbesondere von der Druckdifferenz vor und hinter dem Ventil ab. Bei Versuchen konnte der Vordruck händisch so eingestellt werden, dass der Massenstrom konstant den eingestellten Wert aufwies. Es fehlt jedoch die Überprüfung, ob das Verhalten des Reglers reproduzierbar ist. Ein weiterer Faktor ist die Speisewasserpumpe, die ebenfalls kleinere Druckschwankungen verursacht, die die Regelung beeinflussen können. Dennoch kann versucht werden, für jeden Betriebszustand bei der Beladung einen geeigneten Vordruck zu finden, damit der Massenstrom konstant gehalten werden kann. Ansonsten kann stattdessen versucht werden, für jeden Betriebszustand eigene PID-Parameter für die Regelung einzustellen.

Der Druck konnte bei der Entladung nicht eingestellt werden. Wie angesprochen liegt dies an dem Massenstrommessgerät des Beladekreislaufs, das sich aufgrund des Messsystems als Drossel auswirkt. Ein Bypass um das Messgerät herum soll das Problem lösen.

Durch die zusätzliche Isolierung der beheizbaren Isolation kann der Speicher die PCM-Temperatur vor der Beladung halten. Die PCM-Temperatur wurde vor dem Zeitpunkt, an dem Abbildung 22 die PCM-Temperaturen zeigt, über zwei Stunden gehalten. Die Entladung wurde mit dieser Verbesserung noch nicht getestet. Die Ergebnisse aus der Beladung weisen jedoch auf eine deutliche Reduzierung der Wärmeverluste hin.

Durch die verbesserte Isolierung kann der Speicher auch über den Entladekreislauf vorgeheizt werden. Dieses Vorgehen spart die ersten beiden Schritte bei der Beladung. Vorher reichte die Leistung des Vorheizers nicht aus, um den Speicher innerhalb eines akzeptablen Zeitraums zu erwärmen. Nach der Isolation der beheizbaren Isolation geben diese deutlich mehr Wärme an den Speicher ab, sodass das Vorwärmen nun auch durch den Entladekreislauf funktioniert. Dadurch müssen die Handventile seltener umgestellt werden, was die Reproduzierbarkeit der Versuche verbessert. Außerdem wird die Zeit vom Beginn des Versuchs bis zum Start der Beladung verkürzt.

In Kapitel 5.3 wurde nicht auf die Bilanzierung der Entladung eingegangen. Auch hier werden die Wärmeverluste durch die Verkleinerung des Bilanzraums minimiert. Der eintretende Enthalpiestrom wird durch die Temperaturmessung des HTFs auf Level 1 und dem Druck unter dem Speicher bestimmt. Der austretende Enthalpiestrom ergibt sich aus der Temperatur auf Level 5. Der Bilanzraum ist somit vollständig im Einzelrohr, sodass hier nur die Wärmeverluste des Speichers und nicht der Rohrleitungen auftreten. Der Bilanzraum kann nur verwendet werden, bis die Speicherleistung nicht mehr für die Überhitzung des Fluids ausreicht, da die Enthalpie eines zweiphasigen Fluids nicht bestimmt werden kann.

Der Vergleich der integrierten Speicherleistung aus der HTF-seitigen Bilanz mit der Enthalpiedifferenz aus der PCM-seitigen Bilanz zeigt, dass die getroffenen Annahmen angewendet werden können, da sich die Unsicherheitsbereiche überschneiden. Die Überprüfung, ob die Speicherleistung ebenfalls durch die PCM-seitige Bilanz berechnet werden kann, steht noch aus.

Die PCM-seitige Bilanz berücksichtigt nicht die Dichteänderung des PCMs beim Phasenwechsel. Der Füllstand von 150 cm bezieht sich auf den flüssigen Zustand. Da sich der Speicherzustand während der Be- und Entladung ändert, müsste bei der Bilanz zusätzlich die Massenverteilung des PCMs angepasst werden. Aufgrund des Schmelzbereichs ist es schwer zu messen, wieviel Material im flüssigen und

wieviel im festen Zustand vorliegt. Eine Füllstandsmessung im Speicher war nicht vorgesehen und kann im Nachhinein nicht mehr ohne einen akzeptablen Aufwand eingebaut werden.

7 Zusammenfassung

Das Ziel dieser Thesis ist die quantitative Bewertung des Ist-Betriebs der Latentwärmespeicher-Einzelrohr-Versuchsanlage im Vergleich zum Soll-Betrieb und die Ableitung einer realisierbaren Messmatrix.

Die Bewertung des Ist-Betriebs erfolgt anhand geeigneter Kriterien, welche die Eigenschaften des Wärmeübertragerfluids beim Eintritt in den Speicher bei der Be- und Entladung und die Temperaturverteilung im Phasenwechselmaterial zum Start der Be- und Entladung bewerten. Die Kriterien für die Einstellung des Wärmeübertragerfluids betreffen die Genauigkeit, Präzision und Stationarität des Massenstroms, der Temperatur und des Drucks am Speichereintritt. Ein zusätzliches Kriterium beurteilt die Dauer zwischen dem Beginn der Be- oder Entladung und dem Erreichen des näherungsweise stationären Zustands.

Beim ersten Versuch werden bei der Beladung 6/10 Kriterien der HTF-Parameter und 0/3 der PCM-Kriterien erfüllt. Die Entladung ergibt nicht auswertbare HTF-Parameter und es werden 0/3 Kriterien des PCMs erfüllt. Insgesamt sind damit beim ersten Versuch 23 % der Kriterien erfüllt.

Nach dem ersten Versuch werden Optimierungen am Versuchsstand durchgeführt. Aufgrund der hohen Wärmeverluste wird die Isolation an vielen Stellen verstärkt, neue Heizleitungen eingebaut und die Regelung der beheizbaren Isolation umprogrammiert. Um den Massenstrom bei der Entladung zu stabilisieren, wird das Nadelventil gegen ein Regelventil ausgetauscht. Durch das Einstellen eines höheren Drucks in der Teststrecke vor der Beladung wird der Druckverlust beim Start der Beladung verringert.

Nach den Optimierungen erfüllt die Beladung 7/10 Kriterien der HTF-Parameter und 3/3 der PCM-Kriterien. Die Entladung liefert auswertbare Ergebnisse, wobei 3/10 Kriterien des HTFs und 0/3 der PCM-Kriterien erfüllt sind. Insgesamt sind nach den Optimierungen 50 % aller Kriterien erfüllt.

Zukünftig sollten die Wärmeverluste insbesondere bei der Beladung weiter verringert werden und die Temperatur des Fluids näher am Speichereintritt gemessen werden. Der Speicher muss insbesondere nach unten besser isoliert werden, um die Kriterien des homogenen Phasenwechselmaterials zum Start der Entladung zu erfüllen. Bei der Beladung muss im Folgenden die Regelung des Massenstroms angepasst werden und ein zusätzlicher Bypass um das Massenstrommessgerät des Beladekreislaufs eingebaut werden, um den Druck einstellen zu können.

Die Bilanzierung erfolgt für die Berechnung der maximalen Verlustleistung im stationär beladenen Zustand im großen Bilanzraum. Zur Berechnung der Speicherleistung zu Beginn der Beladung wird der Bilanzraum verkleinert. Die quantitativen Kernergebnisse und die daraus abgeleiteten Schlussfolgerungen sind im Folgenden zusammengefasst.

Die maximale Verlustleistung wird im stationär beladenen Zustand bilanziert und beträgt 270 W. Aufgrund der langen Verweildauer des Fluids vor der Beladung in den Rohrleitungen kann der Bilanzraum nicht zur Bilanzierung der Speicherleistung verwendet werden. Zur HTF-seitigen Bilanzierung der Speicherleistung wird deshalb ein kleinerer Bilanzraum gewählt, dessen Bilanzgrenze bereits am Ende des Speichers ist. Dieser Bilanzraum kann vom Startzeitpunkt aus nur verwendet werden, bis das austretende Fluid nicht mehr einphasig ist, da die Enthalpie des zweiphasigen Fluids nicht bestimmbar ist. Bei dem betrachteten Versuch reichte dieser Zeitraum aus, um das erwartete Plateau der Speicherleistung zeigen zu können. Die Leistung betrug auf dem Plateau 1,6 kW und über dem Beladezeitraum von 16 Minuten wird eine Energie von 1,55 MJ eingespeichert.

Die Enthalpieänderung des Materials im Speicher während dieses Zeitraums beträgt 1,45 MJ. Der entsprechende Unsicherheitsbereich überschneidet sich mit dem der HTF-seitigen Bilanz von 1,55 MJ. Das zeigt, dass sich die Werte für die eingespeicherte Energie gegenseitig bestätigen.

Zuletzt wird eine realisierbare Messmatrix basierend auf den Ergebnissen der durchgeführten Versuche abgeleitet. Diese unterscheidet sich dahingehend von der ursprünglichen Messmatrix, dass die Temperaturen des Fluids bei der Be- und Entladung angepasst sind. Grund hierfür sind die von den Herstellerangaben abweichenden gemessenen Schmelz- und Erstarrungstemperaturen des PCMs.

Literaturverzeichnis

1. Bundesministerium für wirtschaftliche Zusammenarbeit und Entwicklung. *Klimaabkommen von Paris*. 2015 [Zitiert am: 04.03.2024]; URL: https://www.bmz.de/de/service/lexikon/klimaabkommen-von-paris-14602.
2. Paardekooper, S., R.S. Lund, B.V. Mathiesen, M. Chang, U.R. Petersen, L. Grundahl, A. David, J. Dahlbæk, I.A. Kapetanakis, und H. Lund, *Heat Roadmap Germany: Quantifying the Impact of Low-Carbon Heating and Cooling Roadmaps.* 2018.
3. Mehling, H. und L.F. Cabeza, *Heat and cold storage with PCM.* Heat and mass transfer, 2008: S. 11-55.
4. Deng, Y., Z. Zhu, W. Wang, Q. Ye, B. Yu, und D. Sun, *Numerical analysis and optimization of the charging process on a shell-and-tube latent heat thermal energy storage unit for a solar power plant with direct steam generation.* Energy Science & Engineering, 2023. **11**(1): S. 206-226.
5. VDI Wärmeatlas, *Verein deutscher ingenieure–11. erweiterte auflage*. 2013, Springer Verlag Berlin Heidelberg.
6. Basu, B. und A.W. Date, *Numerical modelling of melting and solidification problems—A review.* Sadhana, 1988. **13**(3): S. 169-213.
7. Aydin, D., S.P. Casey, und S. Riffat, *The latest advancements on thermochemical heat storage systems.* Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2015. **41**: S. 356-367.
8. Steinmann, W.-D., *Thermal Energy Storage for Medium and High Temperatures*. 2022: Springer.
9. Carrillo, A.J., J. González-Aguilar, M. Romero, und J.M. Coronado, *Solar energy on demand: a review on high temperature thermochemical heat storage systems and materials.* Chemical reviews, 2019. **119**(7): S. 4777-4816.
10. Li, Q., C. Li, Z. Du, F. Jiang, und Y. Ding, *A review of performance investigation and enhancement of shell and tube thermal energy storage device containing molten salt based phase change materials for medium and high temperature applications.* Applied Energy, 2019. **255**: S. 113806.
11. Khademi, A., K. Shank, S.A.A. Mehrjardi, S. Tiari, G. Sorrentino, Z. Said, A.J. Chamkha, und S. Ushak, *A brief review on different hybrid methods of enhancement within latent heat storage systems.* Journal of Energy Storage, 2022. **54**: S. 105362.
12. Choure, B.K., T. Alam, und R. Kumar, *A review on heat transfer enhancement techniques for PCM based thermal energy storage system.* Journal of Energy Storage, 2023. **72**: S. 108161.
13. Muhammad, M. und O. Badr, *Performance of a finned, latent-heat storage system for high temperature applications.* Applied Thermal Engineering, 2017. **116**: S. 799-810.
14. DLR, *Investigation of the Coupled Heat Transfer between a Two-Phase Heat Transfer Fluid and a Phase Change Material in a Latent Heat Thermal Energy Storage Unit*. 2022.
15. *DIN 1319-3:2024-03, Grundlagen der Meßtechnik - Teil 3: Auswertung von Messungen einer einzelnen Meßgröße, Meßunsicherheit*.
16. DLR, *Leistungscharakteristik von passiven LH-TES in Teillastbetrieb*. 2023.

17. PCM Products Ltd. *PlusICE Range 2021-1*. [Zitiert am: 04.03.2024]; URL: https://www.pcmproducts.net/files/PlusICE%20Range%202021-1.pdf.

18. COSMOS ALUMINIUM A.E. *Extruded alloys- tempers & mechanical properties:*. [Zitiert am: 04.03.2024]; URL: https://www.cosmosaluminium.gr/wp-content/uploads/2019/04/Technical-Specifications-1D.pdf.

19. thyssenkrupp Materials Services GmbH. *Werkstoffdatenblatt*. 2017 [Zitiert am: 04.03.2024]; URL: https://ucpcdn.thyssenkrupp.com/_legacy/UCPthyssenkruppBAMaterialsSchulte/assets.files/content/pdf/produkte/stahl-flachprodukte/werkstoffdatenblatt-16mo3.pdf.