Die approbierte Originalversion dieser Diplom-/Masterarbeit ist in der Hauptbibliothek der Technischen Universität Wien aufgestellt und zugänglich.
http://www.ub.tuwien.ac.at

The approved original version of this diploma or master thesis is available at the main library of the Vienna University of Technology.
http://www.ub.tuwien.ac.at/eng

Diplomarbeit

Charakterisierung eines Hybridspeichers zur Dampfbereitstellung in industriellen Prozessen

Theoretische Untersuchung und Konzeption eines Prüfstandes

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines

Diplom-Ingenieurs (Dipl. Ing oder DI)

eingereicht an der TU Wien, Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

von

Stephan GRUBER

Mat.Nr.: 01125486

unter der Leitung von

Univ. Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Rene Hofmann

Institut für Energietechnik und Thermodynamik, E302

Center for Energy, AIT Austrian Institute of Technology GmbH

und

Dipl.-Ing. Sabrina Dusek

Center for Energy, AIT Austrian Institute of Technology GmbH

Diese Arbeit wurde vom AIT (Austrian Institute of Technology GmbH) unterstützt.

Ich nehme zur Kenntnis, dass ich zur Drucklegung meiner Arbeit unter der Bezeichnung

Diplomarbeit

nur mit Bewilligung der Prüfungskommission berechtigt bin.

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass die vorliegende Arbeit nach den anerkannten Grundsätzen für wissenschaftliche Abhandlungen von mir selbstständig erstellt wurde. Alle verwendeten Hilfsmittel, insbesondere die zugrunde gelegte Literatur, sind in dieser Arbeit genannt und aufgelistet. Die aus den Quellen wörtlich entnommenen Stellen, sind als solche kenntlich gemacht.

Das Thema dieser Arbeit wurde von mir bisher weder im In- noch Ausland einer Beurteilerin/einem Beurteiler zur Begutachtung in irgendeiner Form als Prüfungsarbeit vorgelegt. Diese Arbeit stimmt mit der von den Begutachterinnen/Begutachtern beurteilten Arbeit überein.

Wien, September, 2018

Unterschrift

Danksagung

An dieser Stelle will ich allen danken, die mich beim Erstellen dieser Arbeit unterstützt und motiviert haben.

Zuerst möchte ich mich bei Univ. Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Rene Hofmann und Dipl.-Ing. Sabrina Dusek für die gute Betreuung der Arbeit, die hilfreichen Anmerkungen und die konstruktive Kritik bedanken, die halfen diese Arbeit zu schreiben.

Des Weiteren danke ich dem Austrian Institute of Technology (AIT), ohne dessen Finanzierung es diese Arbeit heute nicht gäbe.

Mein Dank gilt außerdem Ao.Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Franz Rauscher, der mich bei den Konstruktionszeichnungen und Berechnungen des Druckbehälters unterstützt hat.

Zudem möchte ich meiner Lebensgefährtin Sarah danken, die diese Arbeit Korrektur gelesen hat und mir während des Schreibprozesses zur Seite gestanden ist.

Meiner Familie und meinen Freunden danke ich für die moralische Unterstützung, die mir geholfen hat, das Studium und diese Arbeit voranzutreiben und fertigzustellen.

Kurzfassung

Um die Energieeffizienz von Gefälle-Dampfspeichern zu steigern und Power-to-Heat in industriellen Dampfprozessen zu ermöglichen, wurde am Competence Unit „Sustainable Thermal Energy Systems“ des Austrian Institute of Technology GmbH (AIT) ein Hybridspeicherkonzept erarbeitet [1–3]. Dieses sieht die Ummantelung eines konventionellen Gefälle-Dampfspeichers mit einem Latentwärmespeicher vor, wobei der Latentwärmespeicher elektrisch beheizt werden kann.

Zentrale Aufgabe dieser Arbeit war die Planung eines Prüfstandes, um die industrielle Anwendbarkeit des Konzeptes zu testen. Hierzu wurde unter anderem ein Fließschema des Prüfstandes erstellt, die benötigten Komponenten beschrieben, der Gefälle-Dampfspeicher ausgelegt und ein Konzept für die Befestigung des Latentwärmespeichers am Dampfspeicher erstellt.

Zudem wurde ein einfaches Simulationsmodell des Hybridspeichers erstellt und diskutiert, welches die Interpretation der Messergebnisse des Prüfstandes erleichtern soll. Für die spätere Planung von Hybridspeichern auf Basis der Messergebnisse wurde des Weiteren auf die relevanten Upscaling-Effekte eingegangen.

Abseits der Prüfstandplanung wurden einzelne Aspekte des Latentwärmespeichers und seiner Interaktion mit dem Gefälle-Dampfspeicher genauer betrachtet.

Zunächst wurden unterschiedliche Maßnahmen zur Verbesserung des Wärmetransports in Latentwärmespeichern recherchiert, wobei die Komprimierung einer Mischung aus Graphit- und PCM-Partikeln nach Acem et.al [4] sowie das Sandwich-Konzept nach Steinmann und Tamme [5] am vielversprechendsten für die Verwendung im Hybridspeicher scheinen.

Zum genaueren Verständnis des thermischen Verhalten von Latentwärmespeichern nach dem Sandwich-Konzept wurde eine entsprechende Untersuchung durchgeführt. Auf Basis von Simulationen unterschiedlicher Variationen des Sandwich-Konzeptes wurde eine Approximationsfunktion zur Vorhersage der Phasenwechselzeit eines solchen Latentwärmespeichers erstellt.

Des Weiteren wurde der Wärmedurchgangskoeffizient zwischen Gefälle-Dampfspeicher und Latentwärmespeicher analysiert. Abhängig von der Belastung des Dampfspeichers und der betreffenden Phase im Dampfspeicher ergeben sich Wärmedurchgangskoeffizienten zwischen Wasser und PCM von mindestens $20\,\frac{\mathrm{W}}{\mathrm{m^2 \cdot K}}$ (Entladen) bzw. $530\,\frac{\mathrm{W}}{\mathrm{m^2 \cdot K}}$ (Beladen) in der Dampfphase und mindestens $160\,\frac{\mathrm{W}}{\mathrm{m^2 \cdot K}}$ in der flüssigen Phase.

Abstract

To increase the energy efficiency of a Ruths accumulator and to enable Power-to-Heat in industrial steam processes, the Competence Unit „Sustainable Thermal Energy Systems“ of the Austrian Institute of Technology GmbH (AIT) has developed a hybrid storage concept [1–3]. Therefore, a conventional Ruths accumulator is surrounded by latent heat storage, which can be electrically heated.

The central task of this thesis was to plan a test stand for the industrial usage of the hybrid storage unit. For this purpose, a P&I-Diagram was created, the necessary components were defined, the Ruths accumulator was engineered and the coating with the latent heat storage was designed.

In addition, a simple model of the hybrid storage was simulated and discussed to simplify the interpretation of the experimental results of the test stand. For the future planning of hybrid storage units the upscaling effects of the test results were also discussed.

Apart from the planning of the test stand, various aspects of the latent heat storage unit and its interaction with the Ruths storage were analysed.

First, several methods to improve the heat transport in the latent heat storage unit were researched. Cold compression of a mixture of graphite particles and PCM powder according to Acem et. al. [4] and the sandwich concept according to Steinmann und Tamme [5] were the most promising methods to use in the hybrid storage.

The thermal behaviour of a latent heat storage according to the sandwich concept was investigated. Based on simulations of different variations of the sandwich concept, an approximation function was created that can predict the the needed time for phase change of such latent heat storage units.

Furthermore, the overall heat transfer coefficient between the Ruths accumulator and the latent heat storage unit was analysed. According to the operation mode of the Ruths accumulator, the minimal overall heat transfer coefficient between water and PCM ranges from $20\,\frac{\mathrm{W}}{\mathrm{m^2 \cdot K}}$ (unloading) to $530\,\frac{\mathrm{W}}{\mathrm{m^2 \cdot K}}$ (loading) for the steam phase and from $160\,\frac{\mathrm{W}}{\mathrm{m^2 \cdot K}}$ (unloading) to $180\,\frac{\mathrm{W}}{\mathrm{m^2 \cdot K}}$ (loading) in the liquid phase.

Nomenklatur

Befindet sich ein Balken über einer Variabel, bedeutet dies, dass sie dimensionslos ist. Beispielsweise $\bar{T}$ steht für die dimensionslose Temperatur.

Lateinische Symbole

A	Fläche	m^2
$\boldsymbol{B}$	Dimensionsmatrix	
$b_{i,j}$	Element der Dimensionsmatrix	
c	Spezifische Wärmekapazität	$\mathrm{J/kg/K}$
C	Wärmekapazität	$\mathrm{J/K}$
D	Durchmesser	m
d	Dicke/Wandstärke	m
E	Energie	J
E_{St}	Strahlungsenergie	J
E_M	Stoffgebundene Energie	J
e_a	Berechnungswandstärke	m
e_n	Nennwandstärke	m
f	Berechnungsnennspannung	Pa
g	Fallbeschleunigung	$9{,}81\mathrm{m/s}^2$
H	Enthalpie	J
ΔH_{PW}	Phasenwechselenthalpie	J
h	Spezifische Enthalpie (Bezogen auf Masse)	$\mathrm{J/kg}$
$\hat{h}$	Spezifische Enthalpie (Bezogen auf Volumen)	$\mathrm{J/m}^3$
h_W	Wandhöhe	m
h_{PCM}	Höhe PCM-Schicht	m
I	Anzahl an Dimensionen	
J	Anzahl an physikalischen Größen	
$\boldsymbol{K}$	Matrix der $k_{j,n}$-Faktoren	
K_1	Dimensionsloser Faktor des Stefan-Problems	
k	Wärmedurchgangskoeffizient	$\mathrm{W/m}^2\mathrm{/K}$
$k_{j,n}$	Faktor der Dimensionsanalyse	

l	Charakteristische Länge	m
L	Charakteristische Länge	m
m	Masse	kg
$\dot{m}$	Massenstrom	kg/s
N	Anzahl an unabhängigen dimensionslosen Potenzprodukten	
p	Druck	Pa
P_i	Grundgrößensystem	
p_i	Physikalische Größe	
Q	Wärme	J
$\dot{Q}$	Wärmestrom	W
$\dot{q}$	Spezifischer Wärmestrom	$\mathrm{W/m^2}$
R	Wärmewiderstand	$\mathrm{m^2 \cdot K/W}$
r	Rang einer Matrix	
r_W	Volumenanteils an Wasser	
s	Position der Phasenfront des PCMs	m
t	Zeit	s
t^*	Faktor der zeitlichen Abweichung aufgrund der Berücksichtigung sensibler Wärmespeicherung	
$\bar{t}$	Faktor der Abweichung der Phasenwechselzeit zwischen dem Schichtaufbaus und reinem PCM	
T	Temperatur	K
U	Innere Energie	J
V	Volumen	$\mathrm{m^3}$
W	Arbeit	J
x	Position	m
x_f	Volumenanteil flüssige Phase	
x_M	Volumenanteil Metall	
z	Schweißnahtfaktor	

Griechische Symbole

α	Wärmeübergangskoeffizient	$\mathrm{W/m^2/K}$
β	Thermischer Ausdehnungskoeffizient	$\mathrm{1/K}$
Δ	Differenz	
δ	Grenzschichtdicke	m
δ_e	Toleranzzuschlag	m
η	Verhältnis zwischen Schichtdicke und Schichthöhe des PCMs	
η_{Um}	Verhältnis der Dicke der Metallummantelung zur Höhe des PCMs	
κ_T	Kompressibilitätskoeffizienten	$\mathrm{1/Pa}$
λ	Wärmeleitfähigkeit	$\mathrm{W/m/K}$
ν	Kinematische Viskosität	$\mathrm{m^2/s}$
ρ	Dichte	$\mathrm{kg/m^3}$
σ	Oberflächenspannung	$\mathrm{N/m}$
θ	Temperatur	$\mathrm{°C}$
Π	Dimensionsloser Faktor	

Dimensionslose Kennzahlen

Bi	Biotzahl
Fo	Fourierzahl
Gr	Graßhofzahl
Nu	Nußeltzahl
Pr	Prandtlzahl
Ra	Rayleighzahl
Re	Reynoldszahl
St	Stefanzahl

Indizes

a	ausströmend
Alu	Aluminium
ana	analytisch

ch	chemisch
d	Drucktragende Teile
e	einströmend
eff	effektiv
el	elektrisch
$erzw$	erzwungen
F	Fluid
f	Flüssige Phase
g	Gasförmige Phase
ges	Gesamt
i	Allgemeiner Index 1
j	Allgemeiner Index 2
$krit$	kritisch
lam	laminar
M	Metall
Man	Mantel
max	maximal
$mech$	mechanisch
min	minimal
$misch$	Theoretisch homogene Mischung
n	Allgemeiner Index 3
nu	nuklear
num	numerisch
0	Referenzzustand
Ob	Oberflächen
o	oben
P	isobar
$proj$	projiziert
PW	Phasenwechsel
S	Sättigungszustand
s	Feste Phase

th	thermisch
$turb$	turbulent
U	Umgebung
u	unten
Um	Ummantelung
V	isochor
v	Verdampfung
W	Wand
Wa	Wasser

Inhaltsverzeichnis

1 EINLEITUNG 1

2 AUFGABENSTELLUNG 2

3 GRUNDLAGEN 4

3.1 Wärmeübertragung 5
3.1.1 Wärmeleitung 6
3.1.2 Konvektiver Wärmeübergang 6
3.1.3 Wärmeübertragung beim Kondensieren 10
3.1.4 Wärmeübergang beim Sieden 13
3.1.5 Kontaktwiderstände 14

3.2 Thermische Energiespeicher 15
3.2.1 Wärmespeicher 15
3.2.2 Gefälle-Dampfspeicher 18

3.3 Phasenwechselmaterialien 19
3.3.1 Anforderungen 20
3.3.2 Fest-Fest Phasenwechsel 22
3.3.3 Fest-Flüssig Phasenwechsel 22

3.4 Dimensionsanalyse mittels Π-Theorem 24

4 VERBESSERUNG DES WÄRMETRANSPORTS IN EINEM LATENTWÄRMESPEICHER 26

4.1 Erhöhung der Wärmeleitfähigkeit des PCMs 26

4.2 Vergrößerung der Wärmeübertragerfläche 28

4.3 Zusammenfassung 29

5 WÄRMEDURCHGANG IM HYBRIDSPEICHER 31

5.1 Wärmeübergang zwischen Wasser und Behälterwand 31
5.1.1 Kombinierter erzwungener und freier konvektiver Wärmeübergang in der flüssigen Phase 32
5.1.2 Kombinierter erzwungener und freier konvektiver Wärmeübergang in der Dampfphase 34
5.1.3 Wärmeübergang durch Kondensation 36
5.1.4 Wärmeübergang beim Sieden 37

5.2 Wärmeübergang zwischen Behälterwand und Hülle des PCMs 38

5.3 Wärmeübergang zwischen Hülle des PCMs und PCM 40

5.4 Gesamter Wärmedurchgangskoeffizient 40

5.5 Zusammenfassung 41

6 THERMISCHES VERHALTEN DES SANDWICH-KONZEPTS 42

6.1 Modellierung 42
6.1.1 Annahmen ... 42
6.1.2 Modell ... 43
6.1.3 Numerische Beschreibung ... 44
6.1.4 Dimensionsanalyse ... 45
6.1.5 Dimensionslose Darstellung der Gleichungen ... 48

6.2 Verifizierung des Simulationsmodells 52
6.2.1 Stefan-Problem ... 52
6.2.2 Dimensionsanalyse des Stefan-Problems ... 53
6.2.3 Vergleich mit numerischen Ergebnissen ... 55

6.3 Simulationsergebnisse 57
6.3.1 Theoretisches homogenes Verbundmaterial ... 61
6.3.2 Approximationsfunktion ... 62

6.4 Variation der Kennzahlen 63
6.4.1 Variation des Anteils an Metall ... 63
6.4.2 Variation der Biot-Zahl ... 64
6.4.3 Variation der dimensionslosen Wärmeleitfähigkeit ... 65
6.4.4 Variation der Stefan-Zahl ... 66

6.5 Zusammenfassung 67

7 PRÜFSTAND - ALLGEMEINES ... 68

7.1 Anforderungen 68

7.2 Aufbau 69
7.2.1 Betriebsbereich ... 72
7.2.2 Dampferzeuger ... 72
7.2.3 Hybridspeicher ... 73
7.2.4 Rohrleitungen ... 74
7.2.5 Armaturen ... 74
7.2.6 Messgeräte ... 75
7.2.7 Wärmetauscher ... 76
7.2.8 Zentrale Steuerung ... 76

7.3 Zusammenfassung 76

8 PRÜFSTAND - AUSLEGUNG DAMPFSPEICHER ... 77

8.1 Komponenten 77

8.2 Druckgeräterichtlinie 83

8.3 Berechnung 84
8.3.1 Ausgangswerte ... 84
8.3.2 Werkstoff ... 85
8.3.3 Ergebnisse ... 86
8.3.4 Weitere Berechnungen ... 86

8.4 Zusammenfassung 86

9 PRÜFSTAND - LATENTWÄRMESPEICHER ... 87

9.1 Anforderungen **87**

9.2 Designvorschlag **88**

9.3 Mögliche PCMs **90**

9.4 Zusammenfassung **90**

10 PRÜFSTAND - THERMISCHES VERHALTEN DES HYBRID-SPEICHERS . 91

10.1 Modellierung Dampfspeicher **91**

10.2 Simulation **93**

10.3 Ergebnisse **94**
10.3.1 Variation des Dampfmassenstroms 95
10.3.2 Variation des Wärmedurchgangskoeffizienten 96
10.3.3 Variation der Wärmeleitfähigkeit 98

10.4 Zusammenfassung **99**

11 PRÜFSTAND - UPSCALING-EFFEKTE 101

11.1 Wärmedurchgangskoeffizient **102**

11.2 Mantelfläche zu Volumen Verhältnis **102**

11.3 Verhältnis von Druck zu Temperatur **104**

11.4 Zusammenfassung **105**

12 CONCLUSIO 106

LITERATUR 108

ABBILDUNGSVERZEICHNIS 112

TABELLENVERZEICHNIS 114

1 Einleitung

Das Wachstum der Weltbevölkerung, verbunden mit einem Anstieg des Wohlstands, führt zu einem stetig steigenden Energieverbrauch. Gleichzeitig findet eine beständige Abnahme der fossilen Ressourcen statt, die einen Umstieg auf erneuerbare Energieträger notwendig macht. Durch die effizientere Nutzung der vorhandenen Ressourcen kann dieser Umstieg erleichtert werden.

Generell stellt die Asynchronität der Produktion und des Verbrauchs eine große Herausforderung bei der Nutzung jeglicher Energieform dar, sei sie nun thermisch, mechanisch, chemisch oder elektrisch [6]. Abhilfe können die unterschiedlichsten Formen von Energiespeichern bieten.

In den Prozessen der Industrie, die europaweit 25,9% der produzierten Energie verbrauchen [7], besteht ein großes Anwendungspotential für thermische Energiespeicher, da etwa 66% der in der Industrie genutzten Energie in die Produktion von Prozesswärme fließt [8]. Thermische Energiespeicher sorgen für einen effizienteren Einsatz der Prozesswärme, indem sie Lastzyklen glätten, Lastspitzen abfedern und Abwärme nutzbar machen [9].

In industriellen Prozessen, die Dampf verwenden, werden seit über 100 Jahren Dampfspeicher in den unterschiedlichsten Bauformen als thermische Energiespeicher erfolgreich verwendet [10]. Heutzutage finden weitestgehend Gefälle-Dampfspeicher Anwendung, die nach ihrem Erfinder auch Ruths-Dampfspeicher genannt werden [11].

In der Competence Unit Sustainable Thermal Energy Systems des Austrian Institute of Technology GmbH (AIT) wird an einer Weiterentwicklung des Gefälle-Dampfspeichers gearbeitet, wodurch mehrere Patente entstanden sind [1–3]. Inhalt dieser Patente ist die Kombination des Gefälle-Dampfspeichers mit einem Latentwärmespeicher, wodurch ein Hybridspeicher mit erhöhter Speicherkapazität entstehen soll. Eine zusätzliche elektrische Beheizung soll außerdem die Möglichkeit bieten, überschüssigen Strom als Energie in Form von Wärme zu speichern.

Während die Verwendung von Latentwärmespeichern in der Gebäude-, der Lebensmittel- und der Medizintechnik mittlerweile etabliert ist [12], befindet sich die Integration von Latentwärmespeichern in industrielle Prozesse noch im Forschungsstadium.

Diese Diplomarbeit wurde vor Austrian Institute of Technology GmbH finanziert und ist Teil einer Stiftungsprofessur, die durch die Kooperation von AIT und TU Wien entstanden ist. Das Ziel dieser Arbeit ist die Entwicklung eines Prüfstandkonzepts für den Hybridspeicher sowie die Untersuchung einzelner Teilbereiche des Hybridspeicherkonzeptes.

2 Aufgabenstellung

Kurzgefasst sieht das am AIT entwickelte Hybridspeicherkonzept die Ummantelung eines Ruths-Dampfspeichers mit einem Latentwärmespeicher vor (Siehe Abbildung 2.1). Zudem ist die Beheizung des Latentwärmespeichers mittels einer Elektrode oder eines Wärmetauschers vorgesehen, worauf in dieser Arbeit jedoch nicht weiter eingegangen wird [13, 14].

Ruths-Dampfspeicher werden auch als Gefälledampfspeicher bezeichnet, da sie bei der Ein- und Ausspeicherung des Dampfes ihren Innendruck ändern. Da sich im Dampfspeicher ein 2-Phasengemisch aus flüssigem und gasförmigem Wasser befindet, ist die Temperatur des Speichers direkt abhängig vom Druck. Aufgrund der unterschiedlichen Druckniveaus des Speichers im vollen und im leeren Zustand ergibt sich eine Temperaturdifferenz zwischen diesen beiden Zuständen, die bis in den höheren zweistelligen Bereich reichen kann.

Latentwärmespeicher bestehen hauptsächlich aus Phasenwechselmaterialen (PCM vom engl. Phasen Change Material). Da PCMs in geringen Temperaturbereichen aufgrund von Phasenwechselvorgängen große Mengen an Wärme ein- und ausspeichern können, wird am AIT die Idee verfolgt, mittels an der Behälterwand befestigten Latentwärmespeichern die Speicherkapazität von Ruths-Dampfspeichern zu erhöhen. Dabei können auch, um die geeignete Speichercharakteristik für die spezifische Anwendung zu erhalten, unterschiedliche PCMs mit unterschiedlichen Phasenwechseltemperaturen verwendet werden. Ebenfalls erforscht wird ein Power-to-Head-Konzept zur Speicherung überschüssigen Stroms in Form von thermischer Energie im Latentwärmespeicher. Diese zusätzlich gespeicherte thermische Energie wird zeitverzögert als Energie in Form von Wärme dem Dampfspeicher zugeführt, welcher diese in Dampf umwandelt.

Das Ziel ist es, das Konzept sowohl auf bestehende Dampfspeicher, als auch, auf neu geplante Speicher anzuwenden.

Die Aufgabenstellung dieser Arbeit war die Untersuchung einzelner Teilbereiche des Hybridspeicherkonzeptes, sowie die Entwicklung eines Prüfstandkonzeptes.

Die Untersuchung des Hybridspeicherkonzeptes umfasste:

- Eine Analyse von Maßnahmen zur Steigerung des Wärmetransports zwischen Dampf- und Latentwärmespeicher (Kapitel 4)
- Die Untersuchung des thermischen Verhaltes des Sandwich-Konzepts zur Verbesserung des Wärmetransports in Latentwärmespeichern (Kapitel 6)
- Eine Abschätzung des Wärmedurchgangskoeffizienten zwischen dem Wasser des Dampfspeichers und dem PCM des Latentwärmespeichers (Kapitel 5)

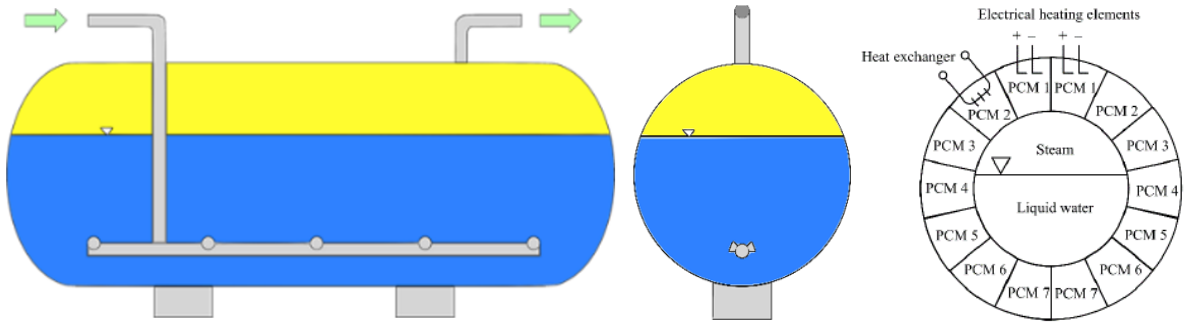

Abbildung 2.1: Links und Mitte: Skizze eines Ruths-Dampfspeicher in Anlehnung an Spirax Sarco [11] - Rechts: Schematische Darstellung des Hybridspeicherkonzepts mit mehreren Latentwärmespeichermaterialien, Elektroden und Wärmetauschern nach Dusek und Hofmann [13, 14]

Die Entwicklung des Prüfstandkonzeptes umfasste:

- Eine Diskussion der Anforderungen an den Prüfstand, sowie der möglichen Ausführungen (Kapitel 7)
- Eine Auslegung des für den Prüfstand notwendigen Druckbehälter des Dampfspeichers (Kapitel 8)
- Eine Diskussion der Anforderungen an den Latentwärmespeicher des Hybridspeicherkonzeptes sowie möglicher Ausführungsformen (Kapitel 9)
- Eine Simulation des Verhaltens des geplanten Hybridspeichers im Prüfstand (Kapitel 10)
- Eine Untersuchung der Upscaling-Effekte, die auftreten, wenn die Messergebnisse des Prüfstands auf die industrielle Anwendung des Hybridspeichers umgelegt werden sollen (Kapitel 11)

Zusätzlich werden in Kapitel 3 die allgemeinen Grundlagen für diese Arbeit behandelt und in Kapitel 12 befindet sich eine kurze Zusammenfassung der Ergebnisse und ein kurzer Ausblick.

3 Grundlagen

Dieses Kapitel dient der Zusammenfassung wesentlicher Grundlagen für diese Arbeit.
Da es in der Literatur vorkommt, dass unterschiedliche Formelzeichen für dieselben Größen verwendet werden, sollen in diesem Kapitel außerdem die Definitionen der für diese Arbeit relevanten Größen der Thermodynamik und Wärmeübertragung wiederholt werden.
Folgende Definition eines Energiespeichers stammt von Stadler und Sterner [15]:

„Ein Energiespeicher ist eine energietechnische Einrichtung, welche die drei folgenden Prozesse beinhaltet: Einspeichern (Laden), Speichern und Ausspeichern (Entladen).“

Zusätzlich definieren sie den Energieträger als „einen Stoff, der Energie gespeichert hat“ [15].
Betrachtet man einen Energiespeicher als ein offenes System im thermodynamischen Sinne kann die Energie, die über die Systemgrenze tritt (ein- und ausgespeichert wird), in fünf Gruppen aufgeteilt werden [16]:

- *Mechanische Arbeit* W_{mech} (infolge äußerer Kräfte und Momente auf das System)
- *Elektrische Arbeit* W_{el} (aufgrund eines Stromflusses über die Systemgrenze)
- *Wärme* Q *(*aufgrund eines Temperaturunterschieds zwischen dem System und seiner Umgebung)
- *Strahlungsenergie* E_{St} (ohne Wärmestrahlung), die über die Systemgrenze tritt
- *Stoffgebundene Energie* E_M (die mittels stofflichen Energieträgern über die Systemgrenze transportiert wird)

Die Änderung der Energie E des Systems, ist somit von der Differenz der zu- und abgeführten Energien abhängig. In Differenzialform angeschrieben:

$$dE = dW_{mech} + dW_{el} + dQ + dE_{St} + dE_M \tag{3.1}$$

Sind die Mengen an zu- und abgeführter Energie nicht gleich, muss sich die im System gespeicherte Energie ändern. Nach Seidel [16] lässt sich die in einem Energieträger gespeicherte Energie in vier Gruppen aufteilen:

- *Mechanische Energie* E_{mech}*:*

  Die mechanische Energie ist die Summe der kinetischen und potentiellen Energie des Massenschwerpunkts des betrachteten Systems. In einem konservativen Kraftfeld ist sie bei ungestörter Bewegung konstant.

- *Thermische Energie* U_{th}*:*

  Hierbei handelt es sich um die ungeordnete potentielle und kinetische Energie der Molekularbewegung des Systems. Änderungen der Temperatur T und des spezifischen Volumens v beeinflussen die spezifische thermische Energie u_{th}.

- *Chemische Energie* U_{ch}*:*

  Die chemische innere Energie entsteht aufgrund der potentiellen Energie der Bindungskräfte zwischen den Atomen eines Moleküls. Chemische Reaktionen bewirken eine Änderung der molekularen Zusammensetzung und somit der chemischen inneren Energie.

- *Nukleare Energie* U_{nu}*:*

Bei der nuklearen inneren Energie handelt es sich um die im Atomkern gespeicherte Energie. Eine Änderung der nuklearen inneren Energie findet durch Kernspaltung bzw. -fusion statt

Aufgrund der thermodynamischen Definition der inneren Energie U, als Gesamtenergie E des Systems ohne mechanischer Energie, handelt es sich bei der thermischen, der chemischen und nuklearen Energie um Teile der inneren Energie U [16].

$$U = U_{th} + U_{ch} + U_{nu} \tag{3.2}$$

Die gesamte im System gespeicherte Energie E ist die Summe aller dieser Energien.

$$E = E_{mech} + U_{th} + U_{ch} + U_{nu} \tag{3.3}$$

Der Fokus dieser Arbeit liegt auf thermischen Energiespeichern und im Besonderen auf den Wärmespeichern, weshalb im folgenden Abschnitt auf die relevanten Möglichkeiten des Transports von Energie in Form von Wärme über die Systemgrenze eingegangen wird. Ein gesonderter Abschnitt behandelt die verschiedenen Arten von thermischen Energiespeichern. Ein besonderes Augenmerk liegt bei den thermischen Energiespeichern auf den Phasenwechselmaterialien zur latenten Wärmespeicherung, weshalb ihnen ein zusätzlicher Abschnitt gewidmet ist. Abschließend folgt ein Abschnitt zur Dimensionsanalyse mittels Π-Theorem, welches für Kapitel 6 zur Simulation latenter Wärmespeicher wichtig ist.

3.1 Wärmeübertragung

Nach dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik ist die Energie E eines Systems konstant, solange keine Arbeit W (elektrisch oder mechanisch) am System verrichtet wird, keine Energie in Form von Wärme Q über die Systemgrenze tritt und keine Energie mittels Stofftransport E_M oder Strahlung E_{St} dem System zu- bzw. abgeführt wird.

Die Wärme wird im Rahmen des ersten Hauptsatzes als jene Energie definiert, welche „*…ursächlich und ausschließlich aufgrund einer Temperaturdifferenz übertragen wird, die zwischen einem System und seiner Umgebung herrscht.*“ [17].

Der 2. Hauptsatzes der Thermodynamik fordert zusätzlich, dass der Wärmetransport immer in die Richtung einer fallenden thermodynamischen Temperatur stattfindet. Dabei können drei Formen des Wärmetransports unterschieden werden:

- Wärmeleitung
- Wärmeübergang durch Konvektion
- Wärmestrahlung

In Gasen und Flüssigkeiten findet die Wärmeübertragung stets als eine Überlagerung von Wärmeleitung, Konvektion und Wärmestrahlung statt, während es in Festkörpern ausschließlich zu Wärmeleitung kommt.

Um eine Aussage über die Menge der transportierten Wärme zu machen, sind die Definitionen des Wärmestroms und der Wärmestromdichte erforderlich.

Als Wärmestrom $\dot{Q}$ bezeichnet man die pro Zeiteinheit t übertragene Wärmemenge Q:

$$\dot{Q} = \frac{dQ}{dt} \tag{3.4}$$

Als Wärmestromdichte $\dot{q}$ wird der Wärmestrom $\dot{Q}$ je Flächeneinheit A bezeichnet:

$$\dot{q} = \frac{\dot{Q}}{A} \tag{3.5}$$

Auf die Wärmeleitung, den konvektiven Wärmeübergang sowie einige Sonderfälle wird in den folgenden Abschnitten genauer eingegangen.

3.1.1 Wärmeleitung

Als Wärmeleitung wird vom phänomenologischen Standpunkt aus jener Energietransport in einem zusammenhängenden Körper bezeichnet, der aufgrund eines Temperaturgradienten entsteht.

Auf molekularer Ebene betrachtet, besitzen Atome höherer Temperaturen eine höhere kinetische Energie, die sie bei Wechselwirkungen (Stößen) mit Atomen niedrigerer Temperatur an diese zum Teil übertragen. Zusätzlich können auch freie Elektronen in Metallen Energie transportieren. Auf makroskopischer Ebene ist hingegen keine Bewegung notwendig. Die Wärmeleitung in einem Stoff ist größer, je stärker die molekularen Wechselwirkungen sind [17].

Eine vollständige Beschreibung der Wärmeleitung in einem Stoff lässt sich mithilfe der instationären Wärmeleitungsgleichung erzielen, wobei von einem isotropen Material ausgegangen wird [18]:

$$\rho c(T) \frac{\partial T(\vec{x}, t)}{\partial t} = div[\lambda(T) \cdot \nabla T(\vec{x}, t)] + \dot{W}(T, \vec{x}, t) \tag{3.6}$$

Bei $\vec{x}$ handelt es sich um die Position, an der die Differenzialgleichung ausgewertet wird. Die Dichte ρ, die spezifische Wärmekapazität c und die Wärmeleitfähigkeit λ sind Stoffeigenschaften. Das Produkt von Dichte und Wärmekapazität ρc ergibt die Wärmekapazität pro Volumeneinheit. In dieser Formulierung wird die Temperaturabhängigkeit der Stoffeigenschaften berücksichtigt. Mithilfe von $\dot{W}$ wird auf den Einfluss von Wärmequellen und -senken eingegangen. Eine analytische Lösung ist in diesem Fall jedoch nur in Ausnahmefällen möglich, weshalb eine Lösung dann meist auf numerischem Weg gesucht wird [18].

Sind keine Wärmequellen und -senken vorhanden und wird nur der stationäre Fall betrachtet, vereinfacht sich die Wärmeleitungsgleichung zu:

$$div[\lambda(T) \cdot \nabla T(\vec{x}, t)] = 0 \tag{3.7}$$

Der Term innerhalb der Divergenz lässt sich über das Fouriersche Gesetz mit dem Vektor der Wärmestromdichte $\vec{q}$ in Beziehung setzen:

$$\vec{q}(\vec{x}, T) = -\lambda(T) \cdot \nabla T(\vec{x}) \tag{3.8}$$

Dieser Zusammenhang ist eine Folge der zu Beginn des Abschnitts 3.1 beschriebenen Forderung des 2. Hauptsatzes der Thermodynamik: Die Wärmestromdichte $\dot{q}$ fließt immer entgegen dem Gradienten des Temperaturfeldes $\frac{\partial T}{\partial x}$ und ist proportional zu diesem. Der Proportionalitätsfaktor wird als Wärmeleitfähigkeit λ bezeichnet; er ist richtungs-, temperatur- und stoffabhängig.

3.1.2 Konvektiver Wärmeübergang

Hierunter versteht man den Austausch von Wärme zwischen einem Festkörper und einem strömenden Fluid, wobei zwischen freier und erzwungener Konvektion unterschieden wird.

Freie Konvektion bezeichnet eine Strömung, die einzig aufgrund von Dichteunterschieden in einem Fluid entsteht. Diese Dichteunterschiede werden wiederum durch Temperaturunterschiede hervorgerufen. Als Wärmeübergang durch erzwungene Konvektion bezeichnet man einen Wärmeübergang aufgrund von Temperaturunterschieden zwischen Wand und Strömung, wobei die Strömung wegen äußerer Druckdifferenzen entsteht [19].
Für die dabei übertragene Wärmestromdichte gilt [19]:

$$\dot{q} = \alpha \cdot (\theta_F - \theta_W) \tag{3.9}$$

θ_F steht für die Temperatur des Fluides und θ_W für die Temperatur der Wand.
Der Wärmeübergangskoeffizient α muss üblicherweise empirisch ermittelt werden. Folgende Kennzahlen werden dafür verwendet [19]:

- Nußeltzahl Nu
  Bei der Nußeltzahl handelt es sich um das Verhältnis von der charakteristischen Länge l der Strömung zur Dicke der Grenzschicht δ. Die Grenzschicht wiederum lässt sich als der Quotient von der Wärmeleitfähigkeit λ der Strömung und dem Wärmeübergangskoeffizienten α darstellen.

  $$Nu = \frac{l}{\delta} = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda} \tag{3.10}$$

- Prandtlzahl Pr
  Die Prandtlzahl bestimmt die Abhängigkeit des Wärmeübergangskoeffizienten von den Stoffwerten. Diese kann als Quotient der kinematischen Viskosität ν und der Temperaturleitfähigkeit a dargestellt werden.

  $$Pr = \frac{\nu}{a} \tag{3.11}$$

  Die Temperaturleitfähigkeit a ist das Verhältnis von der Wärmeleitfähigkeit λ zu dem Produkt aus der Dichte ρ und der Wärmekapazität c.
- Reynoldszahl Re
  Bei der Reynoldszahl handelt es sich um das Verhältnis von Trägheits- zu Reibungskräften der Strömung. Sie ist Kenngröße von Strömungen und für die erzwungene Konvektion relevant.

  $$Re = \frac{c \cdot l}{\nu} \tag{3.12}$$

  Bei c handelt es sich um die mittlere Geschwindigkeit der Strömung.
- Graßhofzahl Gr
  Die Graßhofzahl gibt das Verhältnis von Auftriebskräften zu Reibungskräften wieder. Sie ist für die freie Konvektion das Äquivalent der Reynoldszahl bei der erzwungenen Konvektion [20].

  $$Gr = \frac{g \cdot l^3 \cdot \beta \cdot (\theta_W - \theta_0)}{\nu^2} \tag{3.13}$$

  Bei g handelt es sich um die Fallbeschleunigung, bei β um den Wärmeausdehnungskoeffizient des Fluids, bei θ_W um die Wandtemperatur und bei θ_0 um die Fluidtemperatur außerhalb der Grenzschicht.

- Rayleighzahl Ra
  Die Rayleighzahl ist ein Produkt aus der Grashof- und der Prandtlzahl. Sie charakterisiert beim Wärmeaustausch zwischen einem Fluid und einem Festkörper den Übergang von reiner Wärmeleitung zu laminarer freier Konvektion und von laminarer zu turbulenter freier Konvektion [21].

$$Ra = Gr \cdot Pr \tag{3.14}$$

Freie Konvektion

Versuche, analytische Formeln für die Wärmeübergangszahl der freien Konvektion herzuleiten, scheiterten daran, dass sich in der Grenzschicht die Temperatur und in weiterer Folge die Dichte des Fluids ändern, weshalb die Auftriebskräfte der einzelnen Schichten unterschiedlich hoch sind [19].
Deshalb werden die Wärmeübergangskoeffizienten in Versuchen ermittelt. Es hat sich gezeigt, dass bei der freien Konvektion die Nußeltzahl Nu von der Prandtlzahl Pr, der Graßhofzahl Gr und der Geometrie des Festkörpers abhängt. Formal lässt sich der Zusammenhang folgendermaßen darstellen [19]:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda} = f(Gr, Pr, Geometrie) \tag{3.15}$$

Die charakteristische Länge l bei der freien Konvektion ist definiert als der Quotient aus der Wärmeaustauschfläche des Festkörpers A zum projizierten Umfang des Festkörpers U_{proj} in Strömungsrichtung [19]:

$$l = \frac{A}{U_{proj}} \tag{3.16}$$

Ebene, senkrechte Wände

Für eine senkrechte, ebene Wand wird die charakteristische Länge l zur Wandhöhe. Der Übergang von der reinen Wärmeleitung zur laminaren freien Konvektion findet hierbei bei einer Rayleighzahl von $Ra = 10^4$ statt. Der Übergang von der laminaren zur turbulenten freien Konvektion erfolgt bei $Ra = 10^8$ [20].
Folgende Gleichung wurde für ebene, senkrechte Wände ermittelt [19]:

$$\mathrm{Nu} = \left(0{,}825 + 0{,}387\,\mathrm{Ra}^{\frac{1}{6}} \cdot \mathrm{f(Pr)}\right)^2 \quad \text{mit} \quad \mathrm{f(Pr)} = \left(1 + 0{,}671 \cdot \mathrm{Pr}^{\frac{-9}{16}}\right)^{\frac{-8}{27}} \tag{3.17}$$

Der Zusammenhang ist gültig für: $0{,}001 < Pr < \infty$ und $0{,}1 < Ra < 10^{12}$.

Ebene, horizontale Platten

Bei ebenen, horizontalen Platte wird die charakteristische Länge zu:

$$l = \frac{a \cdot b}{2 \cdot (a + b)} \tag{3.18}$$

Wobei a und b für die Seitenlängen der Platten stehen.

Bei den formalen Zusammenhängen wird zwischen von unten und von oben beheizten Platten unterschieden:
Für eine ebene Platte, die von unten beheizt oder oben gekühlt wird, muss zwischen laminarer und turbulenter freier Konvektion unterschieden werden.
Bei laminarer freier Konvektion gilt der folgende Zusammenhang [17]:

$$Nu_{lam} = 0{,}766 \cdot \left(Ra \cdot f(Pr)\right)^{\frac{1}{5}} \tag{3.19}$$

Und für turbulente freie Konvektion:

$$Nu_{turb} = 0{,}15 \cdot \left(Ra \cdot f(Pr)\right)^{\frac{1}{3}} \tag{3.20}$$

Der von der Prandtlzahl abhängige Faktor ist bei beiden gleich und lautet:

$$f(Pr) = \left(1 + 0{,}322 \cdot Pr^{\frac{-11}{20}}\right)^{\frac{-20}{11}} \tag{3.21}$$

Der Übergang von laminarer zu turbulenter freier Konvektion findet bei $Ra \cdot f(Pr) = 7 \cdot 10^4$ statt.
Für von oben beheizte oder von unten gekühlte, horizontale Platten ist keine Unterscheidung zwischen laminarer und turbulenter freier Konvektion notwendig. Es gilt [22]:

$$Nu = 0{,}6 \cdot \left(Ra \cdot f(Pr)\right)^{\frac{1}{5}}$$
$$\text{Mit } f(Pr) = \left(1 + 0{,}492 \cdot Pr^{\frac{-9}{16}}\right)^{\frac{-16}{9}} \tag{3.22}$$

Erzwungene Konvektion

Beim Wärmetransport aufgrund erzwungener Konvektion handelt es sich um die, in der Technik, häufigste Art des Wärmeübergangs [19].
Während es für die laminare erzwungene Konvektion bei einfachen Geometrien möglich ist, analytische Formeln herzuleiten, ist das bei der turbulenten erzwungenen Konvektion nicht möglich [19]. Als Kennzahlen dienen üblicherweise die Nußeltzahl, die Prandtlzahl und die Reynoldszahl. Analog zu Gleichung (3.15) gilt für die erzwungene Konvektion [19]:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda} = f(Re, Pr, Geometrie) \tag{3.23}$$

Für eine senkrechte, ebene Wand gelten folgende Zusammenhänge, wobei die charakteristische Länge l die Länge der Wand in Strömungsrichtung ist [19].
Für eine laminare Strömung ergibt sich ($\mathrm{Re} < 10^5$):

$$Nu = 0{,}644 \cdot \sqrt[3]{Pr} \cdot \sqrt{(Re \cdot 0{,}8)} \tag{3.24}$$

Für die turbulente Strömung folgt ($Re < 10^7$):

$$Nu = \frac{0{,}037 \cdot Re^{0{,}8} \cdot Pr}{1 + 2{,}443 \cdot Re^{-0{,}1} \cdot \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \cdot f$$
$$\mathrm{f} = \begin{cases} \left(\frac{Pr}{Pr_{Wa}}\right)^{0{,}25} & \text{für Flüssigkeiten} \\ 1 & \text{für Gase} \end{cases} \tag{3.25}$$

Bei Pr_{Wa} handelt es sich dabei um die Prandtlzahl von flüssigem Wasser.

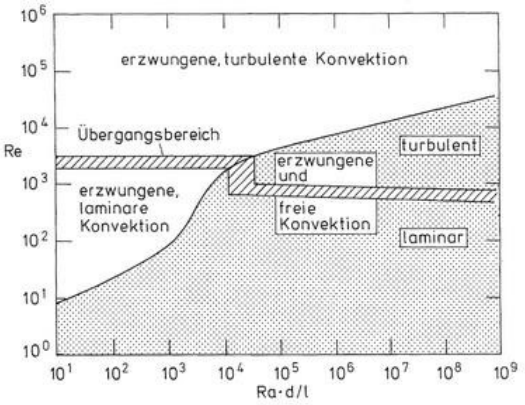

Bild 6.18. Bereichsgrenzen für erzwungene und freie Konvektion für das horizontale Rohr nach Eckert (1964)

Abbildung 3.1: Einfluss der freien Konvektion auf den Wärmeübergang bei einer Rohrströmung [23]

Freie Konvektion und erzwungene Konvektion überlagern sich bei technischen Anwendungen häufig. Für diese Fälle ist es möglich eine kombinierte Nußeltzahl zu bilden, wobei unterschieden wird, ob freie und erzwungenen Konvektion in die gleiche oder die entgegengesetzte Richtung verlaufen [19].

Ist die Strömungsrichtung gleich, gilt folgender Zusammenhang:

$$\mathrm{Nu} = \sqrt[3]{Nu_{erzw}^3 + Nu_{frei}^3} \tag{3.26}$$

Sind die Strömungen entgegengesetzt, gilt:

$$\mathrm{Nu} = \sqrt[3]{Nu_{erzw}^3 - Nu_{frei}^3} \tag{3.27}$$

In Abbildung 3.1 sieht man wie stark der Einfluss der freien Konvektion bei einer erzwungenen Strömung werden kann. Die graue Fläche kennzeichnet jenen Bereich, bei dem die freie Konvektion mehr als 10% des Wärmeübergangs ausmacht.

3.1.3 Wärmeübertragung beim Kondensieren

Den Wechsel von der gasförmigen zur flüssigen Phase eines Stoffes bezeichnet man als Kondensation. Diese Phasenumwandlung erfolgt unter der Abgabe von Wärme. Erfolgt die Wärmeabfuhr über die Oberflächen eines Festkörpers, bildet sich dort die flüssige Phase des Stoffes. Der Niederschlag kann dabei in zwei verschiedenen Formen stattfinden, entweder als Tropfen- oder als Filmkondensation [19].

Die Tropfenkondensation liefert die höheren Wärmeübergangszahlen, ist aber nur unter Laborbedingungen für eine längere Zeitspanne aufrechthaltbar [19].

Entsteht bei ruhenden Dämpfen an den Kondensatorflächen ein Kondensatfilm, der aufgrund der Schwerkraft nach unten strömt, nennt man dies Filmkondensation [19]. Anfangs ist diese Strömung laminar, erst bei hohen Wänden wird die Strömung turbulent. Bei der turbulenten Filmkondensation ist eine analytische Lösung nicht mehr möglich [19].

Bei Kondensation strömender Dämpfe ist der Wärmeübergang von weiteren Faktoren wie der Strömungsrichtung der Dampfgeschwindigkeit und der Lage der Wärmeübertragerflächen abhängig [19]. Die Kondensation strömender Dämpfe unterscheidet sich erst bei einer

Dampfgeschwindigkeit von über $10\,\frac{m}{s}$ von der Filmkondensation von ruhenden Dämpfen [24]. Infolgedessen wird im Weiteren nur die Filmkondensation betrachtet.
Für die Wärmestromdichte $\dot{q}$ gilt folgende Beziehung:

$$\dot{q} = \alpha \cdot (\theta_S - \theta_W) \tag{3.28}$$

Bei θ_S handelt es sich um die Sättigungstemperatur des Dampfes und bei θ_W um die Wandtemperatur.

Laminare Filmkondensation

Für die mittlere Wärmeübergangszahl α_{lam}, die sich an einer Platte der Höhe h bei laminarer Strömung des Kondensats einstellt, erhält man folgende analytisch herleitbare Gleichung [19]:

$$\alpha_{lam} = 0{,}943 \cdot \left(\frac{\lambda_l^3 \cdot \Delta h_V \cdot g \cdot (\rho_l - \rho_g)}{(\theta_s - \theta_W) \cdot \nu_l \cdot h} \right)^{0{,}25} \tag{3.29}$$

Der Index l steht für die flüssige und der Index g für die gasförmige Phase. Bei Δh_V handelt es sich um die Verdampfungsenthalpie des Stoffes. Der Index g steht für die Fallbeschleunigung und ν_l für die kinematische Viskosität der flüssigen Phase.
Eine Näherung für den Wärmeübergang durch Kondensation im Dampfspeicher kann über folgenden Zusammenhang für sehr kurze, waagrechte Rohre mit vernachlässigbarer Dampfgeschwindigkeit erfolgen [19]:

$$\alpha_{lam} = 0{,}728 \cdot \left(\frac{\lambda_l^3 \cdot \Delta h_V \cdot g \cdot (\rho_l - \rho_g)}{(\theta_s - \theta_W) \cdot \nu_l \cdot D} \right)^{0{,}25} \tag{3.30}$$

Bei D handelt es sich um den Innendurchmesser der Rohre.
Kondensieren ruhende Dämpfe, ist außerdem relevant, dass die Überhitzung des Dampfes keinen Einfluss auf den Wärmeübergangskoeffizienten hat, sondern nur auf die Menge des produzierten Kondensats [19].

Turbulente Filmkondensation

Bei den Zusammenhängen für die turbulente Filmkondensation handelt es sich um empirische Gleichungen. Folgende Definitionen sind für die Beschreibung notwendig [17]:

- Die charakteristische Länge L für turbulente Filmkondenstion ist definiert als:

$$L = \sqrt[3]{\frac{\nu_l^2}{g}} \tag{3.31}$$

  Im Gegensatz zur charakteristischen Länge l zur Bestimmung der dimensionslosen Kennzahlen (Siehe Gleichung (3.16)(3.17)) handelt es sich hierbei um eine aus den Stoffwerten abgeleitete Größe.
- Die Reynoldszahl Re für senkrechte Kondensatorflächen wird folgendermaßen bestimmt:

$$Re = \frac{\dot{m}_K}{\eta_f \cdot b} \tag{3.32}$$

  Bei $\dot{m}_K$ handelt es sich um den anfallenden Kondensatmassenstrom, bei η_f um die dynamische Viskosität der flüssigen Phase und bei b um die Breite der

Kondensatorflächen. Der Umschlag von laminarer zu turbulenter Filmkondensation findet etwa bei einer Reynoldszahl von $Re_{krit} = 400$ statt [22].

Für die turbulente Filmkondensation an senkrechten Kondensatorflächen gilt dann der Zusammenhang [17]:

$$Nu_{turb} = \frac{\alpha_{turb} \cdot L}{\lambda_f} = \frac{0{,}02 \cdot Re^{\frac{7}{24}} \cdot Pr_f^{\frac{1}{3}}}{1 + 20{,}52 \cdot Re^{\frac{-3}{8}} \cdot Pr_f^{\frac{-1}{6}}} \tag{3.33}$$

Bei Pr_f handelt es sich um die Prandtlzahl der flüssigen Phase.

Da sich laminare und turbulente Filmkondensation überlagern, lässt sich eine kombinierte Nußeltzahl Nu erstellen, wenn die laminare Nußeltzahl Nu_{lam} mit α_{lam} aus Gleichung (3.29) gebildet wird:

$$\mathrm{N}u_{lam} = \frac{\alpha_{lam} \cdot L}{\lambda_f} \tag{3.34}$$

Für die kombinierte Nußeltzahl der Filmkondensation bei einer senkrechten Kondensatorfläche gilt [17]:

$$\begin{gathered} Nu = \sqrt[1,2]{(f_{well} \cdot Nu_{lam})^{1,2} + (Nu_{turb})^{1,2}} \cdot \mathrm{f_n} \\ \mathrm{f_{well}} = \begin{cases} 1 & \text{für Re}<1 \\ Re^{0,04} & \text{für Re}\geq 1 \end{cases} \\ f_n = \left(\frac{\eta_{f,S}}{\eta_{f,W}}\right)^{\frac{1}{4}} \end{gathered} \tag{3.35}$$

Der Faktor f_{well} spiegelt den Einfluss der Welligkeit des Filmkondensats bei laminarer Filmkondensation auf den Wärmeübergang wieder. In dem Faktor f_n wird die Temperaturabhängigkeit der Stoffwerte berücksichtigt. Dabei ist $\eta_{f,S}$ die dynamische Viskosität der flüssigen Phase bei Sättigungstemperatur θ_s und $\eta_{f,W}$ die dynamische Viskosität bei Wandtemperatur θ_W.

Die Gleichungen für die Filmkondensation gelten in einem Bereich von $Re < 10^5$; $0{,}5 < Pr_f < 500$ und $0{,}66 < f_n < 1{,}5$ [17].

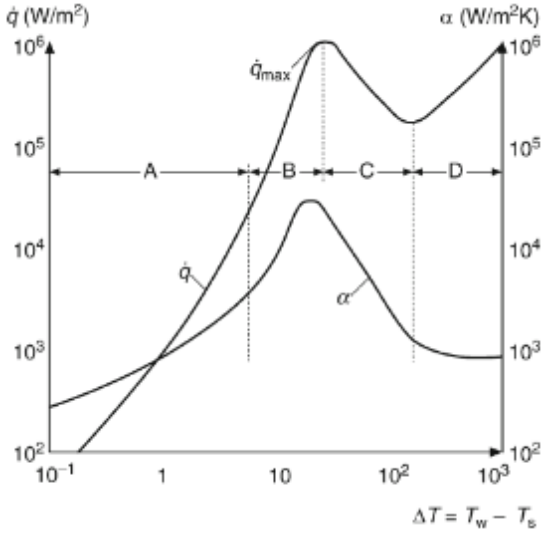

Abbildung 3.2: Wärmeübergangskoeffizient beim Behältersieden von Wasser: A – stilles Sieden, B – Blasensieden, C – instabiler Bereich, D – Filmsieden [17]

3.1.4 Wärmeübergang beim Sieden

Als Sieden bezeichnet man den Vorgang der Verdampfung. Es findet dabei ein Wechsel von der flüssigen zur gasförmigen Phase statt, bei dem die spezifische Verdampfungsenthalpie Δh_V vom Stoff aufgenommen wird.

Hierzu muss die flüssige Phase auf die Siedetemperatur θ_S erhitzt werden. Wird nun weiter Wärme zugeführt, erhöht sich die Temperatur der Wärmeübertragerfläche θ_W über die Siedetemperatur und es beginnt die Verdampfung.

Bei ruhenden Flüssigkeiten, hierbei spricht man von Behältersieden, können vier Arten des Siedens unterschieden werden (Siehe Abbildung 3.2):

- Stilles Sieden (Bereich A)
- Blasensieden (Bereich B)
- Instabiler Bereich (Bereich C)
- Filmsieden (Bereich D)

Welche Siedeform vorherrscht, hängt von der Differenz zwischen Wand- und Siedetemperatur $\Delta\theta = \theta_W - \theta_S$ ab [19]. Für die Wärmestromdichte $\dot{q}$ gilt:

$$\dot{q} = \alpha \cdot (\theta_W - \theta_S) \tag{3.36}$$

Der instabile Bereich ist, wie der Name vermuten lässt, nur unter Laborbedingungen stabil. Wird die kritische Wärmestromdichte $\dot{q}_{krit}$ überschritten (Siehe Abbildung 3.2), geht das Blasensieden bei technischen Anwendungen direkt in das Filmsieden über. Dabei entstehen so viele Blasen, dass es zur Ausbildung eines durchgehenden Dampffilmes an der Oberfläche kommt. Durch die damit verbundenen Temperatursprünge werden oftmals die Grenzwerte der Werkstoffkennwerte überschritten. Das Überschreiten der kritischen Wärmestromdichte $\dot{q}_{krit}$ muss in technischen Anwendungen deswegen ausgeschlossen werden [19].

Stilles Sieden

Als stilles Sieden wird die Verdampfung ohne die Bildung von Dampfblasen bezeichnet. Dazu kommt es, da eine minimale Übertemperatur vorhanden sein muss, damit eine Dampfblase entsteht. Die Ursache dafür ist, dass die Dampfblasen bei ihrer Entstehung die Oberflächenspannung der Flüssigkeit überwinden müssen, wozu sich ein Überdruck in der Blase aufbauen muss. Damit der notwendige Überdruck erzeugt werden kann, ist wiederum eine gewisse Übertemperatur notwendig. [19].

Beobachtungen zeigen jedoch, dass es in reinen, entgasten Flüssigkeiten erst bei extremen Überhitzungen zu einer Blasenbildung kommt, da der notwendige Durchmesser einer Dampfblase, damit sie nicht wieder kondensiert, nur schwer erreicht wird. Die Blasenbildung geht üblicherweise von Unebenheiten in der Heizfläche aus, die von der Flüssigkeit nicht vollständig benetzt werden können. Dort sammeln sich Dampf und Gasreste, welche die Entstehung von Dampfblasen erleichtern. Ebenso können Unreinheiten in der Flüssigkeit als Keimstellen für neue Dampfblasen dienen. Die notwendige Überhitzung der Heizflächen $\Delta\theta$ ist somit von der Oberflächenspannung der flüssigen Phase σ, der Beschaffenheit der Heizflächen und den Reinheitsgrad der Flüssigkeit abhängig [17].

Beim stillen Sieden findet die Verdampfung an einer freien Phasengrenze statt. Der Wärmetransport zur Phasengrenze findet durch freie Konvektion statt [25].

Für eine waagrechte Heizfläche gilt nach Windisch [26] für $0{,}5 < p < 20\ bar$ und $\dot{q} < 17\ \frac{kW}{m^2}$:

$$\alpha = 1034 \cdot (\theta_W - \theta_S)^{0,351} \cdot p^{0,338} \tag{3.37}$$

Dabei ist der Druck p in bar einzusetzen.

Blasensieden

Für den Wärmeübergang beim Blasensieden existieren zahlreiche Berechnungsmodelle. Eine umfassende Theorie existiert jedoch noch nicht. Deshalb ist es notwendig, das passende Berechnungsmodell für die spezifische Anwendung zu wählen.
Aus den Korrelationen in Abschnitt H2 des VDI-Wärmeatlas [17] kann für Behältersieden von Wasser folgende Gleichung für den Wärmeübergangskoeffizienten abgeleitet werden:

$$\alpha = 5600 \frac{W}{m^2 K} \cdot \left(\frac{\dot{q}}{20 \frac{kW}{m^2}} \right)^{\left(0,9-0,3p^{*0,15}\right)} \cdot \left(1,73p^{*0,27} + 6,1p^{*2} + \frac{0,68p^{*2}}{1-p^{*2}} \right) \tag{3.38}$$

$$mit \quad p^* = \left(\frac{p}{220,64\ bar} \right)$$

Hierbei wurde der, vom VDI-Wärmeatlas vorgeschlagene, multiplikative Faktor F_W für den Einfluss der Heizflächen auf den Wärmeübergang vernachlässigt, da hierzu eine genaue Kenntnis des verwendeten Materials notwendig wäre. Die Experimente, auf denen Gleichung (3.38) basiert, wurden mit horizontalen Rohren als Heizflächen durchgeführt. Im VDI-Wärmeatlas [17] wird jedoch ausdrücklich betont, dass keine markanten Unterschiede zwischen horizontalen Rohren und horizontalen, ebenen Platten als Heizflächen bestehen.
Mithilfe der Gleichung (3.36) für die Wärmestromdichte $\dot{q}$ kann Gleichung (3.38) in Abhängigkeit der Temperaturdifferenz dargestellt werden:

$$\alpha = \left[5600 \frac{W}{m^2 K} \cdot \left(\frac{(\theta_W - \theta_S)}{20000} \right)^{\left(0,9-0,3p^{*0,15}\right)} \cdot \left(1,73p^{*0,27} + 6,1p^{*2} + \frac{0,68p^{*2}}{1-p^{*2}} \right) \right]^{\frac{1}{0,1+0,3 \cdot p^{*0,15}}} \tag{3.39}$$

Für ruhendes Wasser in einem Druckbereich von $0,5 < p < 20\ bar$ kann eine vereinfachte Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten vorgenommen werden [17]:

$$\alpha = 1,95 \cdot \dot{q}^{0,72} \cdot p^{0,24} \tag{3.40}$$

Dabei muss p in bar eingesetzt werden. Da für die Wärmestromdichte Gleichung (3.36) gilt, kann Gleichung (3.40) folgendermaßen umgeformt werden:

$$\alpha = 10,86 \cdot (\theta_W - \theta_S)^{2,57} \cdot p^{0,8} \tag{3.41}$$

Blasensieden endet, wenn die kritische Wärmestromdichte $\dot{q}_{krit}$ erreicht wird. Folgende Gleichung gilt für stabiles Blasensieden, wenn die gesamte Flüssigkeit die Siedetemperatur erreicht hat [22]:

$$\dot{q}_{krit} = 0,145 \cdot \Delta h_V \cdot \rho_g^{0,5} \cdot \left[g \cdot \sigma \cdot (\rho_f - \rho_g) \right]^{0,25} \tag{3.42}$$

Bei σ handelt es sich um die Oberflächenspannung der flüssigen Phase.

3.1.5 Kontaktwiderstände

Thermische Kontaktwiderstände treten an Grenzflächen zwischen zwei festen Objekten oder zwischen einem festen Objekt und einer nicht (vollständig) benetzenden Flüssigkeit auf, wobei

der Kontaktwiderstand von der Oberflächenrauigkeit, der Oberflächenebenheit, der Werkstoffpaarung, dem Spaltmedium und dem Anpressdruck abhängt. Der Kontaktwiderstand R ist dabei der Kehrwert des Wärmeübergangskoeffizienten α des Kontaktes:

$$R = \frac{1}{\alpha} \tag{3.43}$$

Üblicherweise liegen die Kontaktwiderstände zwischen $2 \cdot 10^{-3}$ und $2 \cdot 10^{-6} \frac{m^2 \cdot K}{W}$ und somit die Wärmeübergangskoeffizienten des Kontaktes zwischen 500 und $5 \cdot 10^{5} \frac{W}{m^2 \cdot K}$ [27].

Die Hauptursache des Kontaktwiderstandes ist die nichtideale Berührung der Oberflächen. Es bleiben Zwischenräume frei, die in der Regel von einem Fluid mit deutlich niedriger Wärmeleitfähigkeit gefüllt werden. Wie groß die Zwischenräume sind, hängt von dem Anpressdruck, der Rauigkeit und der Unebenheit der Oberflächen ab. Sind diese Bedingungen bekannt, verändern noch die mittlere Temperatur der Kontaktflächen und die Wärmeleitfähigkeit des Füllstoffes den Kontaktwiderstand.

3.2 Thermische Energiespeicher

Es gibt mehrere Möglichkeiten wie Energiespeicher eingeteilt werden können. Häufig findet die Einteilung auf eine von zwei Arten statt, einerseits nach der Energieform, die ausgetauscht wird, und andererseits nach der Energieform, die gespeichert wird.

Als thermische Energiespeicher werden all jene Speicherformen bezeichnet, in denen die zugeführte Energie überwiegend in Form thermischer Energie gespeichert wird (vgl. Seite 5), wodurch sie sich von chemischen und mechanischen Energiespeichern unterscheiden. Es gilt:

$$\mathrm{d}E = \mathrm{d}U_{th} \tag{3.44}$$

Für diese Arbeit ist im Bereich der thermischen Energiespeicher der Austausch von Wärme und stofflichen Energieträgern (insbesondere Wasserdampf) interessant.

3.2.1 Wärmespeicher

Wie schon der Name suggeriert, handelt es sich bei Wärmespeichern um einen Energiespeicher, bei dem die Energie in Form von Wärme eingespeichert und wieder abgegeben wird. Gleichung (3.1) vereinfacht sich somit deutlich:

$$dE = dQ \tag{3.45}$$

Die Wärmespeicherung wird üblicherweise in drei Kategorien eingeteilt: Sensible Wärmespeicherung, latente Wärmespeicherung und thermochemische Wärmespeicherung. Bei der sensiblen und der latenten Wärmespeicherung kommt es zu einer Änderung der thermischen inneren Energie U_{th}, während bei der chemischen Wärmespeicherung die chemische innere Energie U_{ch} verändert wird. Auf die chemische Wärmespeicherung wird im Rahmen dieser Arbeit nicht weiter eingegangen.

Aus Gleichung (3.44) und Gleichung (3.45) folg somit für sensible und latente Wärmespeicher:

$$dQ = dU_{th} \tag{3.46}$$

Diese Gleichung gilt in dieser Form, solange das Volumen des Systems konstant bleibt. Ändert sich das Volumen wird zusätzlich Volumenänderungsarbeit W_V am System verrichtet. In differenzieller Form gilt für diese:

$$dW_V = -p \cdot dV$$

Wird die Volumenänderungsarbeit berücksichtigt, gilt für das System:

$$dQ - p \cdot dV = \mathrm{d}E = dU_{th} \tag{3.47}$$

Sensible Wärmespeicherung

Bei der sensiblen Wärmespeicherung führt die Zu- bzw. Abfuhr von Wärme zu einer Temperaturänderung des Speichermediums und damit verbunden zu einer Änderung der thermischen inneren Energie.

Bei einem Einstoffsystem kann die thermische innere Energie in Abhängigkeit von Temperatur und Volumen dargestellt werden. Da bei der grundlegenden thermodynamischen Beschreibung der inneren Energie Änderungen der chemischen und die nukleare inneren Energie nicht berücksichtigt werden, sind die im Folgenden beschriebenen Änderungen der inneren Energie $\mathrm{d}U$ nur von Änderungen der thermischen inneren Energie $\mathrm{dU_{th}}$ abhängig [16].

$$dU = dU_{th} \tag{3.48}$$

Nach der kalorischen Zustandsgleichung gilt für die innere Energie U:

$$dU(T,V) = \left(\frac{\partial U}{\partial T}\right)_V dT + \left(\frac{\partial U}{\partial V}\right)_T dV \tag{3.49}$$

$\left(\frac{\partial U}{\partial T}\right)_V$ wird auch als isochore Wärmekapazität C_V bezeichnet. Sie gibt an, wie stark die innere Energie bei konstantem Volumen aufgrund einer Erhöhung der Temperatur ansteigt.

Nach Fließbach und Walliser [28] kann der Term $\left(\frac{\partial U}{\partial V}\right)_T$ durch $\left(T\frac{\beta}{\kappa_T} - p\right)$ ersetzt werden, wobei es sich bei $\beta = \frac{1}{V}\left(\frac{\partial V}{\partial T}\right)_p$ um den thermischen Ausdehnungskoeffizienten und bei $\kappa_T = -\frac{1}{\mathrm{V}}\left(\frac{\partial V}{\partial p}\right)_T$ um den Kompressibilitätskoeffizienten handelt. Es folgt somit:

$$dU = C_V \cdot dT + \left(T\frac{\beta}{\kappa_T} - p\right) dV \tag{3.50}$$

Eine alternative Formulierung folgt aus der Fundamentalgleichung der inneren Energie U:

$$U = H - p \cdot V \tag{3.51}$$

Das totale Differenzial der inneren Energie kann somit bestimmt werden:

$$\mathrm{dU} = \mathrm{dH} - \mathrm{p} \cdot d\mathrm{V} - \mathrm{V} \cdot d\mathrm{p} \tag{3.52}$$

Die kalorische Zustandsgleichung für die Enthalpie H lautet:

$$dH(T,p) = \left(\frac{\partial H}{\partial T}\right)_p dT + \left(\frac{\partial H}{\partial p}\right)_T dp \tag{3.53}$$

Der Term $\left(\frac{\partial H}{\partial T}\right)_p$ wird im allgemeinen als die isobare Wärmekapazität C_p bezeichnet. Nach [28] kann der Term $\left(\frac{\partial \mathrm{H}}{\partial \mathrm{p}}\right)_T$ durch $\mathrm{V}\,(1 - \beta\,\mathrm{T})$ ersetzt werden:

$$dH = C_p \cdot d\,T + V\,(1 - \beta\,T)\,dp \tag{3.54}$$

Eingesetzt in Gleichung (3.52) erhält man folgenden Ausdruck:

$$dU = C_p \cdot dT - V \cdot \beta \cdot T \cdot dp - p \cdot dV \tag{3.55}$$

Für die sensible Wärmespeicherung gilt nun entsprechend Gleichung (3.46) unter Verwendung der Gleichungen (3.50) und (3.55) bei einem konstanten Volumen:

$$dQ = C_V \cdot dT \tag{3.56}$$

$$dQ = C_p \cdot dT - V \cdot \beta \cdot T \cdot dp \tag{3.57}$$

Wird die Volumenänderungsarbeit des Systems berücksichtigt, folgt nach Gleichung (3.47):

$$dQ = C_V \cdot dT + T\frac{\beta}{\kappa_T} dV \tag{3.58}$$

$$dQ = C_p \cdot dT - V \cdot \beta \cdot T \cdot dp \tag{3.59}$$

Hierbei folgt Gleichung (3.58) aus (3.50) und Gleichung (3.59) aus (3.55).

Während Gleichung (3.56) und (3.58), die aus der Formulierung über die innere Energie folgen, unterschiedlich sind, herrscht bei Gleichung (3.57) und (3.59), die aus der Formulierung über die Enthalpie folgen, Gleichheit. Wie man sieht, liegt der Vorteil der Formulierung der inneren Energie über die Enthalpie in der Unabhängigkeit von einer Volumenänderung des Systems. Zusätzlich laufen viele thermische Prozesse bei konstantem Druck ab, weshalb sich die Beziehung weiter vereinfacht zu:

$$dQ = C_p \cdot dT \tag{3.60}$$

Dieser Zusammenhang wird üblicherweise für die Beschreibung der sensiblen Wärmespeicherung verwendet.

Latente Wärmespeicherung

Latente Wärmespeicher nutzen Phasenwechselvorgänge, um innerhalb geringer Temperaturspannen große Wärmemengen zu speichern. Im Phasenwechselmaterial wird neben sensibler Wärme die für den Phasenwechsel notwendige Energie gespeichert [29]. Giancoli [30] beschreibt den Phasenwechsel als die Überwindung der potentiellen Energien auf zwischenmolekularer Ebene.

Blumenthal [31] definiert den Begriff der *Phase* als jene Anhäufung von Teilchen, die makroskopisch homogen ist. Hierbei unterscheidet er die *reine Phase (reinen Stoff)*, die nur aus lauter gleichartigen Molekülen besteht und die *Mischphase*, die sich aus zwei oder mehreren reinen Stoffen zusammensetzt.

Folgende reversible Phasenwechselvorgänge reiner Stoffe werden von Blumenthal [31] unterschieden:

- Fest ↔ Fest: Tritt bei Modifikationswechseln fester Stoffe auf, wenn sich die atomare Struktur ändert (Bspw.: Graphit zu Diamant)
- Fest ↔ Flüssig: Erstarrungs- und Schmelzvorgänge
- Flüssig ↔ Gasförmig: Verdampfung und Kondensation
- Fest ↔ Gasförmig: Sublimierung und Resublimierung

Für die technische Anwendung der latenten Wärmespeicherung ist der Fest ↔ Flüssig-Phasenwechsel wegen der verhältnismäßig niedrigen Volumenänderung von unter 10% am besten geeignet [29].

Bei Phasenwechselvorgängen reiner Stoffe kommt es nur zu geringen Temperaturänderung während des Phasenwechsels. Ob es bei einer Mischphase zu einer Temperaturänderung

kommt, hängt von ihrer Zusammensetzung ab. Bei einem Fest ↔ Flüssig-Phasenwechsel weisen eutektische Stoffmischungen keine bedeutende Temperaturänderung auf [32].

Da für Latentwärmespeicher eine geringe Temperaturspanne angestrebt wird, handelt es sich bei den meisten Phasenwechselmaterialien um reine Stoffe oder eutektische Stoffmischungen.

Quantifiziert wird die Energie, die für den Phasenwechsel oder den Mischprozess notwendig ist, üblicherweise über die spezifische Enthalpie des Phasenwechsels Δh_{PW}.

Für den Zusammenhang mit dem Anstieg der thermischen inneren Energie beim Phasenwechsel ΔU_{PW} gilt entsprechend Gleichung (3.52):

$$\Delta H_{PW} = m \cdot \Delta h_{PW} = \Delta U_{PW} + \int_{\mathrm{PW}} \mathrm{V\,dp} + \int_{\mathrm{PW}} \mathrm{p\,dV} \tag{3.61}$$

Die Verwendung von Gleichung (3.47) führt zu:

$$\Delta Q_{PW} = \Delta U_{PW} + \int_{\mathrm{PW}} \mathrm{p\,dV} = \Delta H_{PW} - \int_{PW} V\,dp \tag{3.62}$$

Findet der Phasenwechsel bei konstantem Druck statt, vereinfacht sich die Gleichung noch weiter zu:

$$\Delta Q_{PW} = \Delta H_{PW} = m \cdot \Delta h_{PW} \tag{3.63}$$

Da die meisten Latentwärmespeicher bei annähernd konstantem Druck betrieben werden, ist diese Darstellungsform sehr verbreitet.

Damit sich jedoch ein Wärmestrom zwischen Latentwärmespeicher und der Umgebung einstellt, ist eine Temperaturdifferenz notwendig, aufgrund derer es ebenfalls zu sensibler Wärmespeicherung kommt. Nach Khartchenko et. al. [33] gilt für einen Schmelzvorgand unter Berücksichtigung sensibler Wärmespeicherung folgende Gleichung näherungsweise:

$$\Delta Q = m \cdot \left[c_{p,s} \cdot (T_{PW} - T_1) + x_f \cdot \left(\Delta h_{PW} + c_{p,f} \cdot (T_2 - T_{PW})\right)\right] \tag{3.64}$$

Mit x_f wird der Anteil der flüssigen Phase, mit $\mathrm{T_{PW}}$ die Phasenwechseltemperatur und mit T_2 die mittlere Temperatur der flüssigen Phase bezeichnet. Die Temperatur der festen Phase T_1 ist jene, die vor Beginn des Schmelzvorganges vorgelegen ist.

3.2.2 Gefälle-Dampfspeicher

Wie der Name es schon andeutet, werden Dampfspeicher mittels Wasserdampf be- und entladen. Nach seinem Erfinder auch als Ruths-Dampfspeicher bezeichnet, handelt es sich beim Gefälle-Dampfspeicher um die verbreitetste Form des Dampfspeichers [11].

Innerhalb des Druckbehälters des Gefälle-Dampfspeicher befindet sich ein Zweiphasengemisch aus gasförmigem und flüssigem Wasser. Nach dem Gibbs'schen Phasengesetz hat ein solches zweiphasigen Einstoffsystem, wenn es sich im thermischen Geleichgewicht befindet, nur einen Freiheitsgrad [31]. Deswegen gibt es einen direkten Zusammenhang zwischen Druck und Temperatur im Speicher.

Wasserdampf wird dem Gefälle-Dampfspeicher mittels eines Dampfinjektors über die flüssige Phase zugeführt, wo der Großteil des Dampfes kondensiert und die flüssige Phase erwärmt. Durch die Koppelung von Temperatur und Druck, steigt dabei auch der Druck im Speicher.

Unmittelbar ist im Gefälle-Dampfspeicher nur eine geringe Menge Dampf gespeichert. Für eine darüber hinausgehende Dampfentnahme muss der Druck im Speicher sinken, wodurch es in der flüssigen Phase zum Sieden kommt. Dieses Verhalten wird auch als Gefälleprinzip bezeichnet [10].

Mathematische Beschreibung

Die Berechnung der ausgetauschten Energie dE kann für einen idealen Dampfspeicher, bei dem keine Wärmeverluste auftreten, folgendermaßen durchgeführt werden:

$$\mathrm{dE} = \sum_{ein} dm_e \left(h_e + \frac{c_e^2}{2} + g z_e \right) - \sum_{aus} dm_a \left(h_a + \frac{c_a^2}{2} + g z_a \right) \tag{3.65}$$

Der Index e steht dabei für die einströmenden und der Index a für die ausströmenden Dampfmassenströme. Die Energie des Dampfmassenstroms setzt sich dabei aus seiner Enthalpie $(m \cdot h)$, kinetischen Energie $\left(\frac{m \cdot c^2}{2}\right)$ und potentiellen Energie $(m \cdot g \cdot z)$ zusammen.

Da die bei einem Dampfspeicher ausgetauschte Energie in Form von thermischer Energie gespeichert wird, gilt entsprechend Gleichung (3.44):

$$dU_{th} = dE \tag{3.66}$$

Soll die innere thermische Energie U_{th} des Dampfspeichers bestimmt werden, wenn sich beide Phasen im thermischen Gleichgewicht befinden, ist die Kenntnis von 3 Zustandsgrößen notwendig. Das Volumen V des Speichers ist vorgegeben und die Masse m des im Speicher befindlichen Wassers ist über die Massenbilanz bekannt. Für die Bestimmung der inneren Energie ist somit nur noch eine weitere Zustandsgröße notwendig. Hierzu eignen sich sowohl der Druck p als auch die Temperatur T des Speichers. Daraus folgt für die Zustandsfunktion der inneren Energie:

$$U_{th} = U_{th}(\mathrm{p}, \mathrm{V}, \mathrm{m}) = U_{th}(T, \mathrm{V}, \mathrm{m}) \tag{3.67}$$

Ist die innere Energie U_{th} des Speichers in einem Ausgangszustand bekannt, kann über die Gleichungen (3.65) und (3.66) die thermische innere Energie des Endzustandes nach der Zufuhr bzw. Entnahme des Dampfes bestimmt werden. Durch die Umkehrfunktion der Zustandsfunktion aus Gleichung (3.67) ist die Bestimmung von Druck und Temperatur im Endzustand möglich.

3.3 Phasenwechselmaterialien

Als Phasenwechselmaterialien (engl. PCMs von Phase-Change-Materials) werden alle Stoffe bezeichnet, die bei Wärmezu- und Wärmeabfuhr einen Phasenwechsel vollziehen.

In Abbildung 3.3 ist die Unterteilung der PCMs dargestellt. Die Flüssig↔Gasförmig- und Fest↔Gasförmig-Phasenwechsel werden trotz hoher Phasenwechselenthalpien wegen den starken Volumenänderungen im Allgemeinen gemieden [15]. Auch bei den Fest↔Fest-Phasenwechseln ergeben sich Volumenänderungen im Bereich von 10-50%, welche das Anwendungsgebiet einschränken [34].

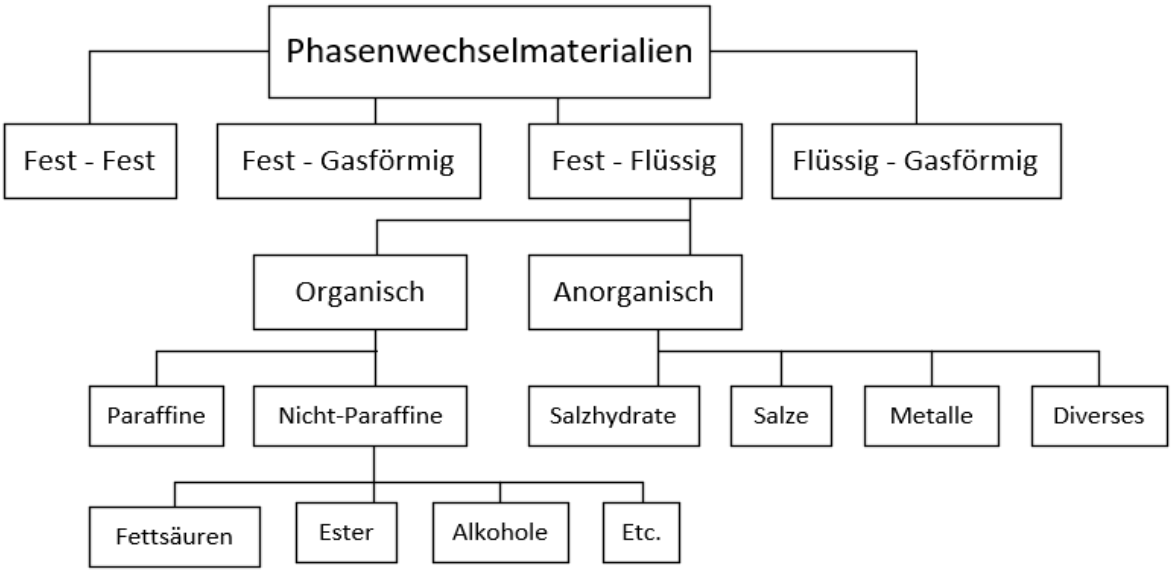

Abbildung 3.3: Die verschiedenen Gruppen an PCMs in Anlehnung an Cardenas et. al. [35]

Als kommerziell verfügbare PCMs sind Fest↔Flüssig-Phasenwechsel am weitesten verbreitet [9]. Ein wichtiger Grund dafür ist, wie Abbildung 3.4 zeigt, dass Fest-Flüssig-PCMs für jede Anwendung vom Hochtemperaturbereich bis zum Kühlen verfügbar sind. Phasenwechseltemperaturen von -100°C bis über 900°C sind kommerziell erhältlich [36]. Ein weiterer Grund sind die im Vergleich zum Fest-Fest Phasenwechsel deutlich höheren spezifischen Phasenwechselenthalpien [37].

3.3.1 Anforderungen

Die Anforderungen an ein PCM für die Verwendung als Latentwärmespeicher sind vielfältig. Mehling [38] hat sie zusammengefasst, wobei er physikalische, technische und ökonomische Anforderungen unterscheidet:

Physikalische Anforderungen

Diese beziehen sich auf den Austausch und die Speicherung der Wärme:

- *Passende Phasenwechseltemperatur* T_{PW}
  Damit die Aufnahme und Abgabe latenter Wärme im Prozess gewährleistet ist.
- *Hohe spezifische Phasenwechselenthalpie* Δh_{PW}
  Um eine hohe Speicherkapazität zu erzielen.
- *Hohe spezifische Wärmekapazität* c_p
  Erhöht die gesamte Speicherkapazität insbesondere bei Anwendungen mit hohen Temperaturdifferenzen.
- *Reproduzierbarer Phasenübergang*
  Die Anzahl an Phasenwechsel-Zyklen, die ein PCM in seiner Lebenszeit durchläuft ist anwendungsabhängig, jedoch muss die erforderliche Anzahl an Zyklen sichergestellt werden. Besonders bei mehrphasigen PCMs muss sichergestellt werden, dass es nach mehrmaligen Phasenwechseln zu keiner Trennung der Phasen kommt.
- *Geringe Unterkühlung*

Beim Fest-Flüssig-Phasenwechsel hängt das Einsetzen der Erstarrung von der Anwesenheit von Kristallisationskeimen ab. Sind zu wenige davon vorhanden, kann es zu einer signifikanten Unterschreitung der Phasenwechseltemperatur kommen.

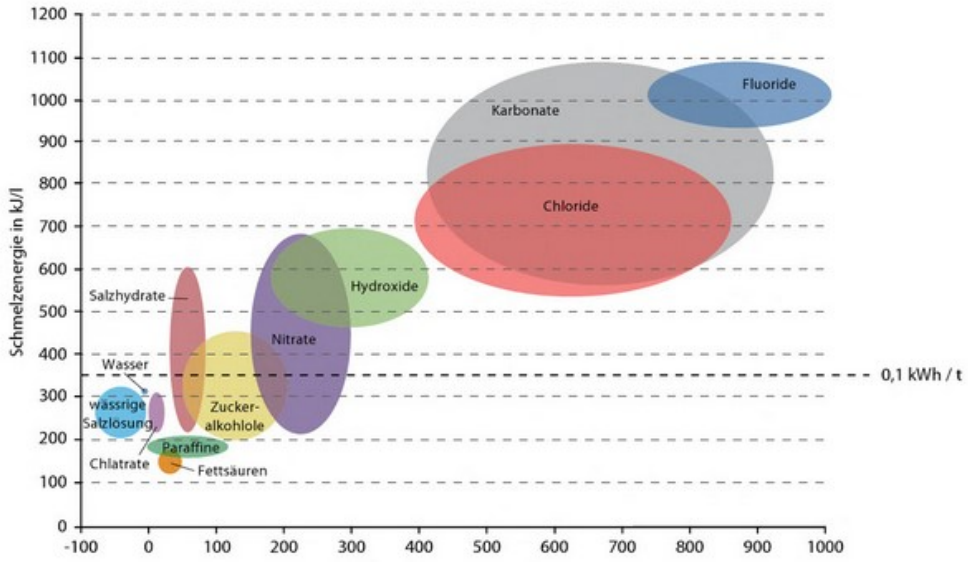

Abbildung 3.4: Stoffgruppen, die als PCMs verwendet werden, in Abhängigkeit ihrer Schmelzenthalpie und Phasenwechseltemperatur [29]

- *Hohe Wärmeleitfähigkeit* λ
  Diese ist bei den gebräuchlichen PCMs im Allgemeinen gering. Unterschiedliche Ansätze zur Erhöhung der Wärmeleitfähigkeit werden verfolgt.

Technische Anforderungen

Diese beziehen sich auf die Konstruktion des Wärmespeichers:

- *Niedriger Dampfdruck*
  Infolgedessen sinken die Anforderungen bezüglich mechanischer Stabilität und Dichtheit an die Behälter.
- *Geringe Volumenänderung beim Phasenwechsel*
  Reduziert ebenfalls die Anforderungen an die Behälter bezüglich der mechanischen Stabilität und der Dichtheit.
- *Chemische und physikalische Stabilität*
  Sorgen für eine lange Lebenszeit des PCMs, wenn es starken Beanspruchungen beispielsweise in Hinblick auf Hochtemperaturanwendungen ausgesetzt ist.
- *Geringe Korrosivität*
  Sichert eine lange Lebensdauer des Behälters.

Marktwirtschaftliche Anforderungen

Beziehen sich auf die Wettbewerbsfähigkeit des Speichers:

- *Geringer Preis*
- *Toxikologische Unbedenklichkeit*
- *Gute Handhabbarkeit in der Verarbeitung*

Üblicherweise erfüllen PCMs nicht alle Anforderungen. Ein möglichst passendes muss gewählt werden, wobei bei der Auswahl meist mit den physikalischen Anforderungen begonnen wird [39].

3.3.2 Fest-Fest Phasenwechsel

Bei dieser Klasse von PCMs ändert sich im festen Zustand die Kristallstruktur des Stoffes. Verfügbar sind sie in einer Temperaturspanne von 25°C bis 180°C [36]. Es handelt sich bei diesen PCMs in der Regel um organische Verbindungen. Der Ausdruck Fest ist in diesem Fall jedoch irreführend, da der Großteil der PCMs mit Fest-Fest Phasenwechsel in einen weichen, wachsartigen Zustand mit sehr niedriger Festigkeit übergeht [37].

Vorteilhaft an ihnen ist, dass Unterkühlung kein Problem darstellt, und, dass es zu keinen Leckagen kommen kann [34].

Nachteile sind jedoch, dass Volumenänderungen von 10 bis 50 % üblich sind und die Phasenwechselenthalpien deutlich niedriger als jene der PCMs mit Fest-Flüssig Phasenwechsel sind [34, 37].

3.3.3 Fest-Flüssig Phasenwechsel

Von -100 bis 900°C finden sich sehr viele Stoffe, die einen Fest-Flüssig-Phasenwechsel durchlaufen. Für fast alle Temperaturniveaus bei denen thermische Energiespeicher eingesetzt werden, finden sich somit PCMs mit einem Fest-Flüssig-Phasenwechsel. Im Allgemeinen wird zwischen organischen und anorganischen PCMs unterschieden [35].

Für die Stoffgruppen sind Vor- und Nachteile bezüglich der physikalischen und technischen Anforderungen in Tabelle 3.1 dargestellt. Die passende Phasenwechseltemperatur sowie die marktwirtschaftlichen Anforderungen sind individuelle Eigenschaften der einzelnen Stoffe und können nicht für die gesamte Stoffgruppe verallgemeinert werden.

Tabelle 3.1: Physikalische und technische Eigenschaften der Stoffgruppen mit Fest-Flüssig-Phasenwechsel, wobei + für gute und – für schlechte Eigenschaften steht. Klammern bedeuten, dass die Eigenschaften nicht auf alle Stoffe der Gruppe zutreffen [34] [39]

	Organisch		Anorganisch		
	Paraffine	Nicht Paraffine	Salzhydrate	Salze	Metalle
Hohe spezifische Phasenwechselenthalpie Δh_{PW}	+	(+)	+	+	-
Hohe spezifische Wärmekapazität c_p	-				-
Reproduzierbarer Phasenübergang	+		(-)		
Geringe Unterkühlung	+		-	+	
Hohe Wärmeleitfähigkeit λ	-	(-)	+		+
Niedriger Dampfdruck	+			+	+
Geringe Volumenänderung beim Phasenwechsel	+		+	(+)	+
Chemische und physikalische Stabilität	+-[1]	(-)	(-)	(+)	+
Geringe Korrosivität	+		-	-	

[1] Paraffine reagieren nur mit wenigen Stoffen, jedoch sind sie über 500°C instabil und entflammbar.

Organische PCMs

Die organischen PCMs werden üblicherweise in Paraffine und Nicht-Paraffine (Fettsäuren, Ester, Alkohole, etc.) eingeteilt [40].

Paraffine

Bei den Paraffinen handelt es sich um eine Familie von gesättigten Kohlenwasserstoffen, die sich in ihren Eigenschaften sehr stark ähneln. Die Strukturformel lautet allgemein C_nH_{2n+2}. Unter einer Kohlenstoffanzahl von $n = 4$ sind sie bei Raumtemperatur gasförmig. Zwischen $n = 5$ und 15 liegen die Paraffine bei Raumtemperatur im flüssigen Zustand vor. Bei einer höheren Anzahl an Kohlenstoffatomen treten sie bei Raumtemperatur als wachsartige Feststoffe auf. Die Schmelzpunkte der PCMs auf Paraffinbasis liegen zwischen -6 und 135°C [34].

Nichtparaffine

Hierbei handelt es sich um die größte Gruppe von PCM-Kandidaten. Unterschiedlichste Gruppen an organischen Stoffen können als PCM eingesetzt werden: Von Fettsäuren über Ester bis hin zu Alkoholen. Die Phasenwechseltemperaturen dieser Stoffe liegen etwa zwischen 30 und 200°C [34].

Anorganische PCMs

In diese Kategorie fallen unterschiedlichste Materialgruppen: Salzhydraten, Salze, Metalle und diverse andere anorganische Stoffe wie bspw. Wasser.

Salzhydrate

Bei den Salzhydraten handelt es sich um eine Verbindung aus Salz und Wasser, die typischerweise mittels der Formel $AB \cdot nH_2O$ beschreibbar ist. Der Schmelzvorgang findet unter Abspaltung von Wassermolekülen aus dem Hydrat statt und die Erstarrung unter Wiederaufnahme der Wassermoleküle [34].

Verfügbar sind Salzhydrate von 5 bis 130 °C [39].

Salze

Reine Salze können oberhalb von 250°C als PCMs mit Fest-Flüssig Phasenwechseln eingesetzt werden. Sie eignen sich damit gut für die Anwendung im Hochtemperaturbereich. Durch die eutektische Mischung von mehreren Salzen ist die Senkung der Phasenwechseltemperatur auf bis zu 130°C möglich, wodurch der Einsatz dieser Salzmischungen als PCM in der Industrie zur Prozesswärmebereitstellung möglich wird. Vorsicht ist bezüglich der Korrosivität geboten. Die Verträglichkeit ist vom Stoff abhängig, weshalb Materialien, die im Kontakt mit den Salzen stehen, im Vorhinein auf Verträglichkeit getestet werden müssen [39].

Metalle

Metalle weisen üblicherweise eine geringe spezifische Phasenwechselenthalpie in Bezug auf das Gewicht, jedoch eine hohe in Bezug auf das Volumen auf. Das hängt mit der hohen Dichte der Metalle zusammen. Der niedrigste Fest-Flüssig-Phasenwechsel von Metallen liegt bei 180°C für Lithium. Da Lithium jedoch sehr reaktiv ist, eignet es sich nicht für die Verwendung als PCM. Erst Zinn mit einer Phasenwechseltemperatur von 231°C wäre sicher in der Anwendung. Geeignet wären Metalle vor allem für Hochtemperaturanwendungen [34].

3.4 Dimensionsanalyse mittels Π-Theorem

Um den Phasenwechsel in Latentwärmespeichern dimensionslos darzustellen, ist eine Dimensionsanalyse des verwendeten Modells notwendig. Hierzu wird in dieser Arbeit das Π-Theorem in der Formulierung von Gröber et. al. [41] verwendet.

Zuallererst ist die Wahl eines Grundgrößensystems P_i notwendig. Diese Grundgrößen können beliebig gewählt werden, es erweist sich in diesem Fall jedoch als vorteilhaft, Grundgrößen des SI-Systems zu wählen. Jeder Grundgröße wird dann eine Dimension $\dim(P_i)$ mit derselben Bezeichnung zugeordnet. Als Grundeinheiten bezeichnet man die Einheiten der Grundgrößen $[P_i]$.

Das SI-System kennt 7 Grundgrößen:

- Die Länge l mit der Dimension L und der Einheit Meter m
- Die Masse m mit der Dimension M und der Einheit Kilogramm kg
- Die Zeit t mit der Dimension T und der Einheit Sekunde s
- Die Stromstärke I mit der Dimension I und der Einheit Ampere A
- Die thermodynamische Temperatur T mit der Dimension Θ und der Einheit Kelvin K
- Die Stoffmenge n mit der Dimension N und der Einheit Mol mol
- Die Lichtstärke I_V mit der Dimension J und der Einheit Candela cd

Für die in den späteren Kapiteln verwendeten Dimensionsanalysen werden nur die Länge l, die Masse m, die Zeit t und die thermodynamische Temperatur T als Grundgrößen benötigt. Es handelt sich dabei um ein $[L\ M\ T\ \Theta]$-Grundgrößensystem.

Die Dimension einer physikalischen Größe p_j lässt sich als Produkt der Potenzen der Dimensionen der Grundeinheiten darstellen:

$$\dim(p_j) = \prod_{i=1}^{I} (dim(P_i))^{\,b_{i,j}} \tag{3.68}$$

Gibt es nun einen funktionalen Zusammenhang F_J zwischen den physikalischen Größen p_J, dann ist dieser äquivalent zu einer Funktion F_N in N unabhängigen dimensionslosen Potenzprodukten Π_N der physikalischen Größen p_j, also:

$$F_J(p_1, p_2, \dots p_J) \Leftrightarrow F_N(\Pi_1, \Pi_2, \dots \Pi_N) \tag{3.69}$$

Für die dimensionslosen Potenzprodukte Π_H, die Π-Faktoren, gilt:

$$\Pi_n = \prod_{j=1}^{J} {p_j}^{k_{j,n}}\ und\ \dim(\Pi_n) = 1 = \prod_{j=1}^{J} \left(\dim(p_j)\right)^{k_{j,n}} \tag{3.70}$$

Die Π-Faktoren sind somit dimensionslos. Setzt man nun Gleichung (3.68) in Gleichung (3.70) ein, erhält man:

$$\dim(\Pi_n) = 1 = \prod_{j=1}^{J} \prod_{i=1}^{I} (\dim(P_i))^{\,b_{i,j} k_{j,n}} \tag{3.71}$$

Betrachtet man nur die Potenzen lässt sich daraus folgendes lineares Gleichungssystem ableiten:

$$\begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} & \dots & b_{1J} \\ b_{21} & b_{22} & & \\ \vdots & & \ddots & \\ b_{I1} & b_{I2} & \dots & b_{IJ} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} k_{1,n} \\ k_{2,n} \\ \\ \vdots \\ \\ k_{J,n} \end{bmatrix} = \underline{0} \qquad bzw. \qquad \boldsymbol{B} \cdot \underline{k_n} = \underline{0} \tag{3.72}$$

Bei $\boldsymbol{B}$ handelt es sich um eine $I \times J -$ Matrix des Ranges r, die auch Dimensionsmatrix genannt wird; bei I um die Anzahl der Dimensionen $\dim(P_i)$ des Grundsystems und bei J um die Anzahl der relevanten physikalischen Größen p_j.

Für die Anzahl H der Π-Faktoren gilt der Zusammenhang:

$$N = J - r \tag{3.73}$$

Um die Anzahl N der Π-Faktoren in der Funktion $F_N(\Pi_1, \Pi_2, \dots \Pi_N)$ klein zu halten, ist es notwendig, J, die Anzahl der beteiligten physikalischen Größen p_j, ebenfalls klein zu halten. Möglich wird dies, wenn die Modelle einfach gehalten werden, indem Größen mit geringem Einfluss vernachlässigt werden.

Man kann nun noch die Vektoren $\underline{k_n}$ zu einer Matrix $\boldsymbol{K}$ zusammenfassen:

$$\boldsymbol{K} = [k_1 \quad k_2 \quad \dots \quad k_N]$$

Eine weitere Bedingung für die Π-Faktoren ist, dass die Matrix $\boldsymbol{K}$ von Rang N sein muss. Das bedeutet, dass sich keiner der gefundenen Π-Faktoren als Produkt der anderen Π-Faktoren darstellen lässt.

Ist Gleichung (3.72) erfüllt und die Matrix $\boldsymbol{K}$ vom Rang H, stellt jeder der Vektoren $\underline{k_n}$ eine dimensionslose Kennzahl dar. Die Kennzahl wird bestimmt mit:

$$\Pi_n = \prod_{j=1}^{J} {p_j}^{k_{j,n}} \tag{3.74}$$

4 Verbesserung des Wärmetransports in einem Latentwärmespeicher

Bei der Verwendung von Latentwärmespeichern muss für einen ausreichenden Wärmetransport zwischen dem PCM und der zugehörigen Wärmequelle bzw. -senke gesorgt werden. Bei Latentwärmespeichern wird hierzu ein Wärmeträgerfluid verwendet, das durch freie oder erzwungene Konvektion einen Wärmeaustausch bewirkt. Das PCM und das Wärmeträgerfluid stehen üblicherweise nicht im direkten Kontakt miteinander. Da größtenteils Fest-Flüssig-PCMs verwendet werden, wird durch den indirekten Kontakt eine Vermischung von PCM und Wärmeträgerfluid verhindert. Die Kontaktflächen werden im Folgenden als Wärmeübertragerflächen bezeichnet.

Ist die Wärmeübertragungsleistung des Latentwärmespeichers nicht ausreichend hoch, kann sie durch unterschiedliche Maßnahmen erhöht werden. Die in dieser Arbeit vorgestellten Maßnahmen zur Verbesserung des Wärmetransports werden in diesem Kapitel in folgende drei Kategorien eingeteilt:

- Erhöhung der Wärmeleitfähigkeit des PCMs
- Vergrößerung der Wärmeübertragerflächen
- Erhöhung des Wärmeübergangskoeffizienten zwischen Wärmeträgerfluid und Wärmeübertragerfläche

Die Bewertung der Maßnahmen zur Verbesserung des Wärmetransports erfolgt in Hinblick auf das Hybridspeicherkonzept.

Beim Hybridspeicherkonzept ist der Latentwärmespeicher auf der Mantelfläche des Dampfspeichers montiert. Die Behälterwand ist in diesem Fall die Wärmeübertragerfläche. Das Wasser im Speicher dient aus Sicht des Latentwärmespeichers als Wärmeträgerfluid. Durch unterschiedliche Wärmeübergangsmechanismen (Siehe Kapitel 5) wird dem PCM durch das flüssige und dampfförmige Wasser Wärme entzogen bzw. zugeführt. Eine Erhöhung des Wärmeübergangskoeffizienten zwischen Wärmeträgerfluid und Wärmeübertragerfläche im Dampfspeicher wird vorerst nicht in Betracht gezogen, weshalb in diesem Kapitel auf mögliche Maßnahmen hierzu nicht eingegangen wird.

Maßnahmen zur Erhöhung der Wärmeleitfähigkeit des PCMs und zur Vergrößerung der Wärmeübertragerflächen werden genauer untersucht.

4.1 Erhöhung der Wärmeleitfähigkeit des PCMs

Über Maßnahmen zur Steigerung der Wärmeleitfähigkeit von PCMs ist eine Fülle an wissenschaftlichen Arbeiten vorhanden, welche unterschiedlichste Ansätze verfolgen. Grob können diese Ansätze folgendermaßen unterteilt werden:

- Erzeugung eines Verbundmaterials mit hochwärmeleitenden Partikeln
- Erzeugung eines Verbundmaterials mit hochwärmeleitenden Strukturen

Verbundmaterial mit hochwärmeleitenden Partikeln

Die Größe der hochwärmeleitendenden Partikeln variiert zwischen $30\,nm$ (Aluminiumoxid [42]) und $0{,}6mm$ (gemahlener expandierter Graphit [43]). Die erreichbare Wärmeleitfähigkeit liegt bei einem Volumenanteil der Partikel von 15% bei maximal $3\,\frac{W}{m \cdot K}$ [43]. Deutlich höhere

Wärmeleitfähigkeiten werden erst oberhalb der Perkolationsschwelle mit höheren Volumenanteilen an Partikeln erreicht, ab der sich die einzelnen Partikel berühren und ein Netzwerk bilden [43]. Bei Graphitpartikeln kann diese Schwelle auch mittels Kompression überschritten werden. Nach Acem et. al. [4] erreicht ein mittels isostatisch Kompression hergestelltes Verbundmaterial aus expandierten Graphit und Salz (KNO3/NaNO3) bei einem Volumenanteil an Graphit von 15 % eine Wärmeleitfähigkeit von $20\frac{W}{m\cdot K}$.

Verbundmaterial mit hochwärmeleitenden Strukturen

Verbundmaterialien aus PCM und hochwärmeleitenden Strukturen nutzen üblicherweise Graphit oder Metalle zur Verbesserung der Wärmeleitfähigkeit. Die besten Ergebnisse werden dabei von porösen Matrizen aus Metall oder Graphit erzielt, die mit PCM infiltriert werden. Mit einem Kupferschaum mit einer Porosität von 95% kann eine Wärmeleitfähigkeit von bis zu $5\frac{W}{m\cdot K}$ erreicht werden [44]. Bei einer ähnlichen Porosität wird mit uniaxial komprimierten expandierten Graphit (CENG) eine Wärmeleitfähigkeit von $5\frac{W}{m\cdot K}$ in Richtung der Kompression und von $13\frac{W}{m\cdot K}$ normal darauf erzielt [45].

Bei gleicher Porosität wird mit Graphitmatrizen eine höhere Wärmeleitfähigkeit als mit Metallmatrizen erreicht [46]. Die Ursache liegt darin, dass ein Graphit-Einkristall eine theoretische Wärmeleitfähigkeit von $2000\frac{W}{m\cdot K}$ besitzt und somit deutlich über der Wärmeleitfähigkeit von Silber, des bestwärmeleitenden Metalls, mit $430\frac{W}{m\cdot K}$ liegt [43].

Verbundmaterial mit Graphit

Aufgrund der guten Ergebnisse bei der Verbesserung der Wärmeleitfähigkeit mit Verbundmaterialien aus Graphit und PCM wird auf diese nochmals genauer eingegangen.

Zwei mögliche Vorgehensweisen zur Erzeugung des Verbundmaterials wurden von verschiedenen Autoren genauer untersucht:

- Infiltration von Graphitmatrizen mit flüssigen PCM [43, 45]
- Kompression von gemahlenen expandierten Graphit und PCM-Partikeln [4]

Nach Acem et. al [4] liefert die Infiltration höhere Werte für die Wärmeleitfähigkeit bei gleichem Anteil an Graphit im Verbund. Ist jedoch die Viskosität des flüssigen PCMs zu hoch, können die Freiräume in der Graphitmatrix nur schlecht mit dem PCM gefüllt werden. In diesen Fällen ist eine Herstellung des Verbundmaterials mittels Kompression vorzuziehen [4].

Ein Anteil an geschlossenen Poren in den Graphitmatrizen von 3 bis 10 % sorgt bei der Infiltration dafür, dass die Matrizen niemals vollständig mit PCM gefüllt werden können [47]. Nicht gefüllte Freiräume im Verbundmaterial sind jedoch auch bei der Herstellung mittels Kompression vorhanden, und lassen sich nicht komplett vermeiden, da sich das PCM beim Phasenwechsel ausdehnt. Die Freiräume sorgen dafür, dass der tatsächliche Anteil an PCM im Verbund immer unter dem theoretischen liegt [47].

Bei Graphitmatrizen darf zusätzlich die mittlere Porengröße der Graphitmatrix nicht zu klein werden, da sonst die spezifische Phasenwechselenthalpie des Verbundmaterials sinkt. Zu groß dürfen die Poren ebenfalls nicht werden, da sonst die Kapillarkräfte nicht ausreichen, um das flüssige PCM im Verbund zu halten [4].

Solange die Poren nicht zu groß werden, kann das Verbundmaterial annähern als homogen erachtet werden. Dem Verbundmaterial wird dazu eine effektive Wärmeleitfähigkeit λ_{eff}

zugeordnet. Folgende Abschätzungsformel für die effektive Wärmeleitfähigkeit des Verbundes aus PCM und Graphit wurde von Kötter [43] vorgeschlagen:

$$\lambda_{eff} = \mathrm{Z} \cdot \left(\Phi \cdot \lambda_{PCM} + (1-\Phi) \cdot \lambda_{Graphit}\right) + \frac{1-Z}{\frac{\Phi}{\lambda_{PCM}} + \frac{1-\Phi}{\lambda_{Graphit}}} \qquad (4.1)$$

Bei Z handelt es sich um einen empirisch zu ermittelnden Faktor und bei Φ um die Porosität der Graphitmatrix. Ein Wert von $Z = 0{,}2$ hat sich als passend für die experimentellen Ergebnisse von Kötter [43] erwiesen. Er verwendete dabei einen Wert von $\lambda_{Graphit} = 2000\,\frac{W}{m \cdot K}$ für die Wärmeleitfähigkeit des Graphit-Einkristalls.

Kommerzielle PCM-Produkte auf Basis von Graphit sind mit einer Wärmeleitfähigkeit laut Hersteller von 5 bis 30 $\frac{W}{m \cdot K}$ erhältlich [48].

4.2 Vergrößerung der Wärmeübertragerfläche

Bei Latentwärmespeichern werden in dieser Arbeit zwei Aufbauten unterschieden:

- Wärmeträgerfluid fließt in Rohren durch das PCM
- Wärmeträgerfluid umströmt ein verkapseltes PCM

Wie die Vergrößerungen der Wärmeübertragerfläche umgesetzt wird, ist abhängig vom Aufbau.

Wärmeträgerfluid fließt durch das PCM

Bei einem von Fluid durchströmten PCM werden zur Vergrößerung der Wärmeübertragerflächen zwei Ansätze verfolgt:

- Anbringung von Rippen an den Wärmetauscherrohren
- Erhöhung der Rohranzahl bei gleichem Gesamtrohrdurchmesser

Untersuchungen zur Verbesserung des Wärmeüberganges in Latentwärmespeichern durch Rippen an den Wärmeüberträgerrohren, die in das PCM hineinreichen, wurden unter anderen von Zauner et. al [49], die mit Rippen in radialer Richtung experimentierten, und von Ismail et. al. [50], die Rippen in axiale Richtung untersuchten, durchgeführt. Axiale Rippen, die in das Wärmeträgerfluid hineinreichen wurden von Zhang et. al.[51] untersucht. Signifikante Verbesserungen des Wärmeüberganges konnten mit allen Methoden erreicht werden. Ob Rippen an der Innenseite des Rohres oder an der Außenseite des Rohres verwendet werden, ist abhängig davon, ob der Wärmeübergang zwischen Fluid und Rohr oder der Wärmetransport innerhalb des PCMs vom Rohr zur Phasengrenze der kritischere ist.

Wie sich die Erhöhung der Rohranzahl bei einem konstanten Gesamtrohrdurchmesser auswirkt, hat Agyenim et. al. [52] untersucht. Auch dieser Ansatz führt zu einer signifikanten Verbesserung des Wärmeaustausches.

Wärmeträgerfluid fließt um das PCM

Wird das verkapselte PCM vom Wärmeträgerfluid umströmt, können folgende Ansätze zur Erhöhung der Wärmeübertragerflächen unterschieden werden:

- Anbringung von Rippen an die Kapseln bei makroverkapselten PCM
- Verkleinerung der Kapsel (Mikroverkapselung)

Da bei dem Hybridspeicherkonzept das PCM nicht umströmt wird, wird auf diesen Ansatz nicht weiter eingegangen.

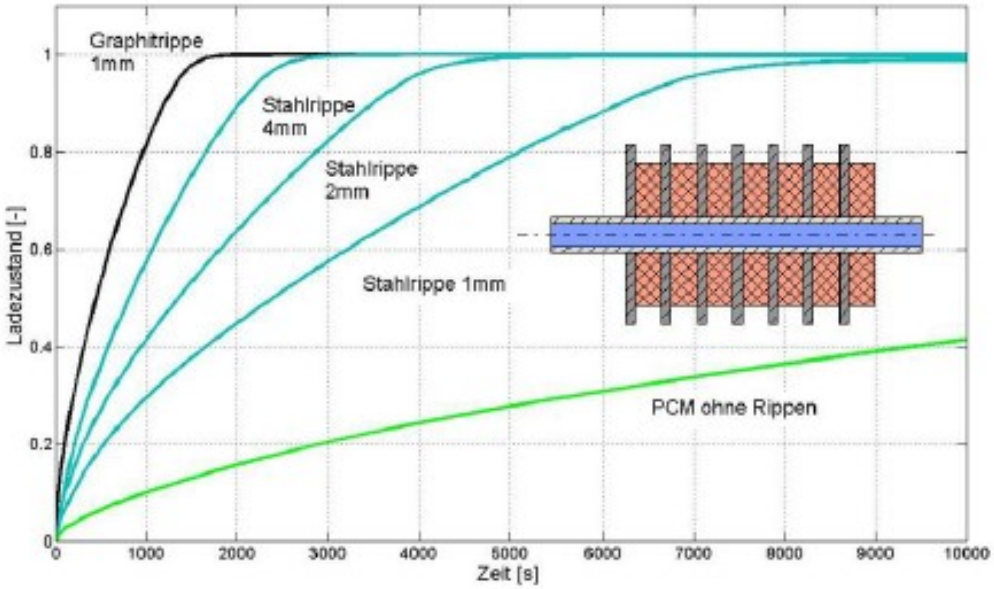

Abbildung 4.1: Ladekurven des Sandwich-Konzept nach Laing et. al. [53]

Sandwich-Konzept

Ebenfalls zu erwähnen, ist das Sandwich-Konzept nach Steinmann und Tamme [5]. Hierbei wechseln sich Schichten aus PCM mit Schichten aus hochwärmeleitfähigem Material ab. In Abbildung 4.1 sind Ladekurven für Stahl und Graphit als hochwärmeleitfähige Materialien im Sandwichkonzept dargestellt.

Betrachtet man einen Latentwärmespeicher nach dem Sandwich-Konzept ist der Wärmetransport anisotrop. Parallel zu den Schichten aus hochwärmeleitfähigem Material sind die Wärmetransporteigenschaften deutlich höher als normal zu den Schichten.

Bayon et. al. [54] führten ähnliche Experimente mit einer Schichtabfolge von Graphitfolie (1mm) und PCM (10mm) durch. Deutliche Verbesserungen des Wärmetransportes wurden festgestellt. Simulationen mit einem theoretischen homogenen Verbundmaterial aus PCM und Graphit zeigten eine gute Übereinstimmung mit den Messergebnissen bei einer Wärmeleitfähigkeit von $8\,\frac{W}{m \cdot K}$ (Zum Vergleich liegt sie beim reinen PCM bei $0{,}5\,\frac{W}{m \cdot K}$).

Stritith [55], der Rippen zur Verbesserung der Wärmetransporteigenschaften von Latentwärmespeichern für die Gebäudeklimatisierung untersuchte, stellte mithilfe von Simulationen fest, dass die Entladezeit eines solchen Latentwärmespeichers sinkt, wenn der Abstand zwischen den Rippen sinkt.

Gharebaghi und Sezai [56] haben zudem festgestellt, dass in einem solchen Latentwärmespeicher bei einem konstanten Gesamtquerschnitt der Rippen der Wärmeübergang besser wird, wenn eine größere Anzahl an dünneren Rippen mit geringeren Abständen verwendet wird. Konzepte zur Vergrößerung der Wärmeübertragerflächen mittels Rippen stoßen bald an die Grenzen des technisch machbaren. Hier bietet das Sandwich-Konzept eine Möglichkeit diese Erkenntnisse in die Praxis umzusetzen.

4.3 Zusammenfassung

Zur Verbesserung der Wärmeleitfähigkeit des PCMs wurden zahlreiche Methoden untersucht. Unter diesen zeigte die Verwendung von Graphit die besten Ergebnisse. Besonders das von

Acem et. al. [4] beschriebene Verbundmaterial mit einer Wärmeleitfähigkeit von bis zu $50\,\frac{\mathrm{W}}{\mathrm{m\cdot K}}$ (bei einer Porosität von 73%), das mittels Kompression einer Mischung aus expandiertem Graphit und PCM-Partikeln hergestellt wird, ist hervorzuheben.

Auch die Ansätze zur Vergrößerung der Wärmeübertragerfläche liefern gute Ergebnisse in Hinblick auf die Verbesserung des Wärmeüberganges.

Legt man jedoch den Ansatz zur Erhöhung der Rohranzahl auf das Hybridspeicherkonzept um, würde es die Verwendung mehrerer kleiner Dampfspeicher bedeuten. Da bei einem Dampfspeicher jedoch nicht nur der Druckbehälter, sondern auch die Mess- und Regelungsapparate einen entscheidenden Kostenfaktor darstellen, muss erst untersucht werden, ob die besseren Eigenschaften beim Wärmeübergang die höheren Kosten wettmachen. Bei bestehenden Anlagen ist dieser Ansatz auf jeden Fall nicht umsetzbar. Dieser Ansatz wird im Rahmen der Arbeit nicht weiter untersucht.

Als Vergrößerung der Wärmeübertragerflächen bliebe nun noch eine zweite Option, die Anbringung von Rippen an die Wärmetauscherflächen. Da es sich bei dem Dampfspeicher um einen Druckbehälter handelt, der bei erhöhten Temperaturen betrieben wird, muss vor dem Anbringen von Rippen an die Druckbehälterinnen- oder -außenseite eine genaue Festigkeitsanalyse der Schweißverbindungen durchgeführt und die Dauerfestigkeit sichergestellt werden. Die Anbringung von Rippen am Druckbehälter und die damit verbundene Festigkeitsanalyse wird im Rahmen dieser Arbeit nicht behandelt.

Eine Festigkeitsanalyse für die Schweißverbindungen der Rippen auf der Außenseite kann umgangen werden, wenn auf das Sandwich-Konzept zurückgegriffen wird, da hierfür eine stoffliche Verbindung mit dem Druckbehälter nicht zwingend erforderlich ist.

Von den Optionen zur Verbesserung des Wärmeüberganges zur Phasenwechselzone, die für das Hybridspeicherkonzept ein hohes Potential aufweisen, bleiben zwei, deren Einsatz im Rahmen der Messungen am Prüfstand als sinnvoll erachtet wird:

1) Verwendung eines Verbundmaterials aus Graphit und PCM
2) Verwendung des Sandwich-Konzepts

Das Verhalten des Sandwich-Konzeptes wird in Kapitel 6 genauer untersucht.

5 Wärmedurchgang im Hybridspeicher

Von großem Interesse beim Hybridspeicherkonzept ist der Wärmedurchgangskoeffizient zwischen dem Wasser im Dampfspeicher und der Phasengrenzfläche im Latentwärmespeicher. Er bestimmt neben der Temperaturdifferenz den aktuellen Wärmestrom zwischen Dampf- und Latentwärmespeicher.

Zwischen dem Wasser des Dampfspeichers und dem PCM des Latentwärmespeichers liegen die Behälterwand des Dampfspeichers und die Hülle des PCMs.

Auf der Seite des Latentwärmespeichers ist eine Makroverkapselung des PCMs notwendig, um Leckagen zu verhindern, da ein Fest-Flüssig-PCM verwendet wird. Diese Hülle des Phasenwechselmaterials muss korrosionsbeständig und gut wärmeleitend sein. Hierfür wird Aluminium vorgesehen, wobei die Beständigkeit des Aluminiums gegenüber dem Phasenwechselmaterial in jedem Fall überprüft werden muss.

Die Dicke der Behälterwand eines Dampfspeichers ist abhängig vom Durchmesser des Speichers und vom maximal zulässigen Druck (Siehe Kapitel 8). Die Behälterwand wird üblicherweise aus Stahl gefertigt.

Für eine Abschätzung des Wärmedurchgangskoeffizienten wird vereinfacht davon ausgegangen, dass sich der Wärmedurchgang folgendermaßen zusammen setzt:

a) Wärmeübergang zwischen Wasser und Behälterwand α_W
b) Wärmeleitung in der Behälterwand
c) Wärmeübergang zwischen Behälterwand und Hülle des PCMs
d) Wärmeleitung in der Hülle des PCMs
e) Wärmeübergang zwischen Hülle und PCM
f) Wärmeleitung durch das PCM zur Phasengrenzfläche

Zur Abschätzung des Wärmedurchgangskoeffizienten müssen die Punkte a), c) und e) genauer untersucht werden.

Die Punkte b) und d) sind abhängig von der Ausführung des Hybridspeichers und können nur, wenn diese bekannt ist, direkt bestimmt werden.

Bei Punkt f) handelt es sich um ein dynamisches Problem, da sich die Phasengrenze mit der Zeit ändert. Punkt f) wird in diesem Kapitel ausgeklammert und es wird nur der Wärmedurchgang von Wasser bis zur Oberfläche des Phasenwechselmaterials betrachtet.

5.1 Wärmeübergang zwischen Wasser und Behälterwand

Zwischen dem Wasser und der Behälterwand kommt es zu unterschiedlichen Wärmeübergangsphänomenen abhängig davon, ob der Dampfspeicher beladen wird, entladen wird oder in Ruhe ist. Für die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten zwischen Wasser und Behälterwand benötigt es eine Abgrenzung der auftretenden Phänomene. Im Folgenden werden die getroffenen Annahmen für die unterschiedlichen Belastungen erläutert.

Annahmen Beladen

Während dem Beladen kommt es aufgrund der Dampf-Injektoren zu einer Umwälzung der flüssigen Phase, wodurch es dort zu einer erzwungenen Zirkulation kommt. In der Dampfphase kondensiert der Dampf an den Behälterwänden.

Zwei unterschiedliche Wärmeübergangsphänomene sind somit für den Wärmetransport zur Behälterwand verantwortlich:

- Kombinierter erzwungener und freier konvektiver Wärmeübergang in der flüssigen Phase
- Wärmeübergang durch Kondensation in der Dampfphase

Annahmen Entladen

Beim Entladen wird Sattdampf entnommen. Der daraus resultierende Druckabfall führt zu einer Temperaturabsenkung des Wassers.

Der Wärmeübergang von den PCM-Zellen in die flüssige Phase des Dampfspeichers ist somit von dem Wärmeübergang beim Sieden geprägt. In der Dampfphase kommt es aufgrund der Dampfentnahme zu einer erzwungenen Strömung von der Wasseroberfläche zum Dampfauslass. Es überlagern sich dabei der Wärmeübergang aufgrund von freier und erzwungener Konvektion.

Prägend für den Wärmeübergangskoeffizienten sind somit:

- Wärmeübergang beim Sieden in der flüssigen Phase
- Kombinierter erzwungener und freier konvektiver Wärmeübergang in der Dampfphase

Annahmen Ruhezustand

Besteht ein thermisches Gleichgewicht zwischen dem Dampfspeicher und dem Latentwärmespeicher, kommt es zu keinem Wärmeaustausch. In diesem Fall sind die Wärmeübergangskoeffizienten nicht von Bedeutung.

Nach dem Ende der Be- oder Entladung des Dampfspeichers kann jedoch weiterhin ein thermisches Ungleichgewicht zwischen dem Dampfspeicher und dem Latentwärmespeicher bestehen.

Nach dem Ende der Beladung des Dampfspeichers, wenn das Phasenwechselmaterial noch nicht die Temperatur des Dampfspeichers erreicht hat und eine niedrigere Temperatur aufweist, kann es weiterhin zu einer Kondensation in der Dampfphase kommen, wodurch der Druck im Speicher fällt. Der Wärmeübergangkoeffizient in der Dampfphase entspricht dann jenem bei der Kondensation. In der flüssigen Phase kommt es zu einem Wärmeübergang aufgrund freier Konvektion, da es im Gegensatz zur Beladung zu keiner erzwungenen Strömung durch den zugeführten Dampf kommt. Die Wärmeübergänge entsprechend weitgehend jenen beim Beladen.

Nach dem Ende der Entladung kann es zu einer weiteren Verdampfung in der flüssigen Phase kommen, da das Phasenwechselmaterial weiterhin eine höhere Temperatur als die Temperatur des Dampfspeichers aufweist. Der Druck im Dampfspeicher steigt bei der Nachverdampfung. Der Wärmeübergang in der flüssigen Phase entspricht dann jenem beim Sieden. In der Dampfphase kommt es zu einem Wärmeübergang aufgrund freier Konvektion. Die Wärmeübergangskoeffizienten stimmen in diesem Fall weitestgehend mit jenen der Entladung überein.

5.1.1 Kombinierter erzwungener und freier konvektiver Wärmeübergang in der flüssigen Phase

Diese Form der Wärmeübertragung stellt sich bei der Beladung des Dampfspeichers ein. Die PCM-Zellen sind aufgrund der endlichen Geschwindigkeit des Wärmetransports kühler als das Wasser.

Wie sich die erzwungene Strömung im Behälter verhält, ist abhängig von der Position der Dampfinjektoren und der Einspeisungsgeschwindigkeit des Dampfes. Eine quantitative Aussage zu dem Einfluss der erzwungenen Konvektion auf den Wärmeübergang lässt sich nicht treffen.

Eine quantitative Abschätzung lässt sich jedoch für den freien konvektiven Wärmeübergang in der flüssigen Phase treffen. In Abbildung 5.1 und Abbildung 5.2 sieht man den Wärmeübergangskoeffizienten für eine horizontale, von unten gekühlte und eine vertikale Platte in Abhängigkeit der Differenz zwischen der Siedetemperatur θ_S und der Wandtemperatur θ_W. Bei vertikalen und horizontalen Platten zeigt sich eine Abhängigkeit des Wärmeübergangskoeffizienten von der Höher der Wand h_W und vom Druck p.

Zur Berechnung wurden Gleichungen (3.17) bis (3.22) sowie (3.24) bis (3.27) verwendet.

Es ist zu erkennen, dass der Wärmeübergangskoeffizient einer horizontalen, von unten gekühlten Platte deutlich niedriger ist. Das hängt damit zusammen, dass es bei einer unendlich ausgedehnten, von unten gekühlten Platte, zu keiner Konvektionsbewegung kommt würde [57]. Erst dadurch, dass eine reale Platte keine unendlichen Ausdehnungen besitzt, kommt es zu Konvektionsbewegungen im Fluid. Diese sind größer, je kleiner die Platte ist (Siehe Abbildung 5.1 und Abbildung 5.2). Da im Speicher keine rein vertikalen und horizontalen Flächen existieren, stellt sich ein Zustand zwischen den beiden Extremen ein.

Bei den Flächen im Dampfspeicher handelt es sich jedoch um gekrümmte Flächen. Eigene Korrelationen für solche Flächen konnten nicht gefunden werden. Für Behälter mit ähnlichen Abmaßen und Drücken wie jene der Flächen in Abbildung 5.1 und Abbildung 5.2 werden Wärmeübergangskoeffizienten in der gleichen Größenordnung angenommen.

Bei einer Temperaturdifferenz von $1°C$ bewegt sich der Wärmeübergangskoeffizient α zwischen 200 und $600\,\frac{W}{m^2 \cdot K}$. Diese Werte werden als Schätzwert für die freie Konvektion im Ruhezustand des Speichers verwendet.

Ist die Strömungsrichtung der freien Konvektion und der erzwungenen Konvektion gleich, erhöht sich der Wärmeübergangskoeffizient bei der Beladung noch, sind sie entgegengesetzt reduziert er sich (vgl. Abschnitt 3.1.2). Mittels einer geeigneten Anordnung der Dampfinjektoren besteht die Möglichkeit einer anwendungsabhängigen Optimierung.

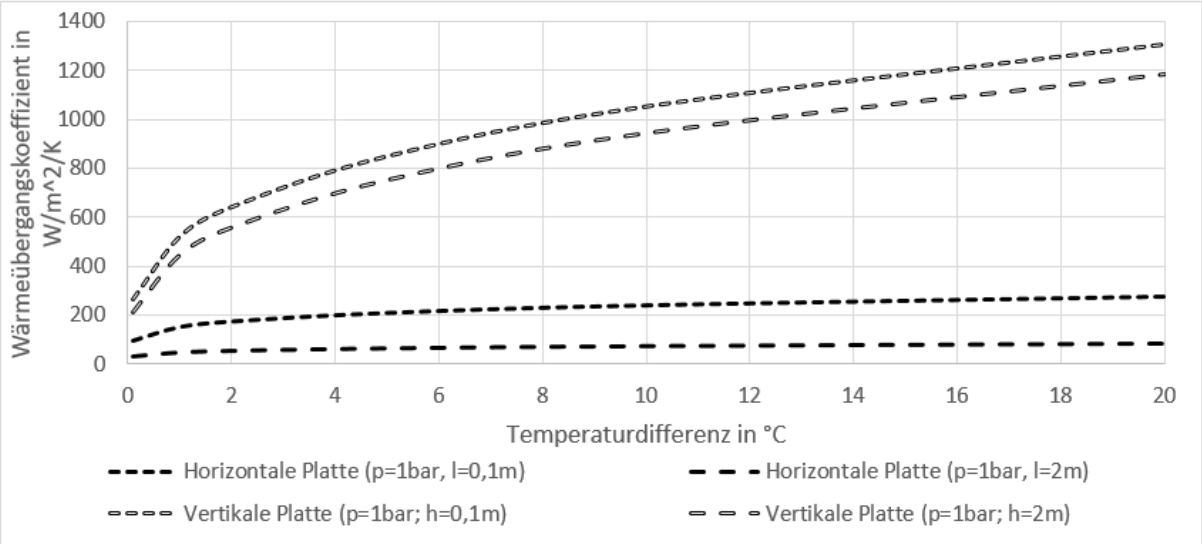

Abbildung 5.1: Wärmeübergangskoeffizient der freien Konvektion bei 1 bar_a von flüssigen Wässer bei Siedetemperatur an einer senkrechten und einer horizontalen Platte in Abhängigkeit der Temperaturdifferenz

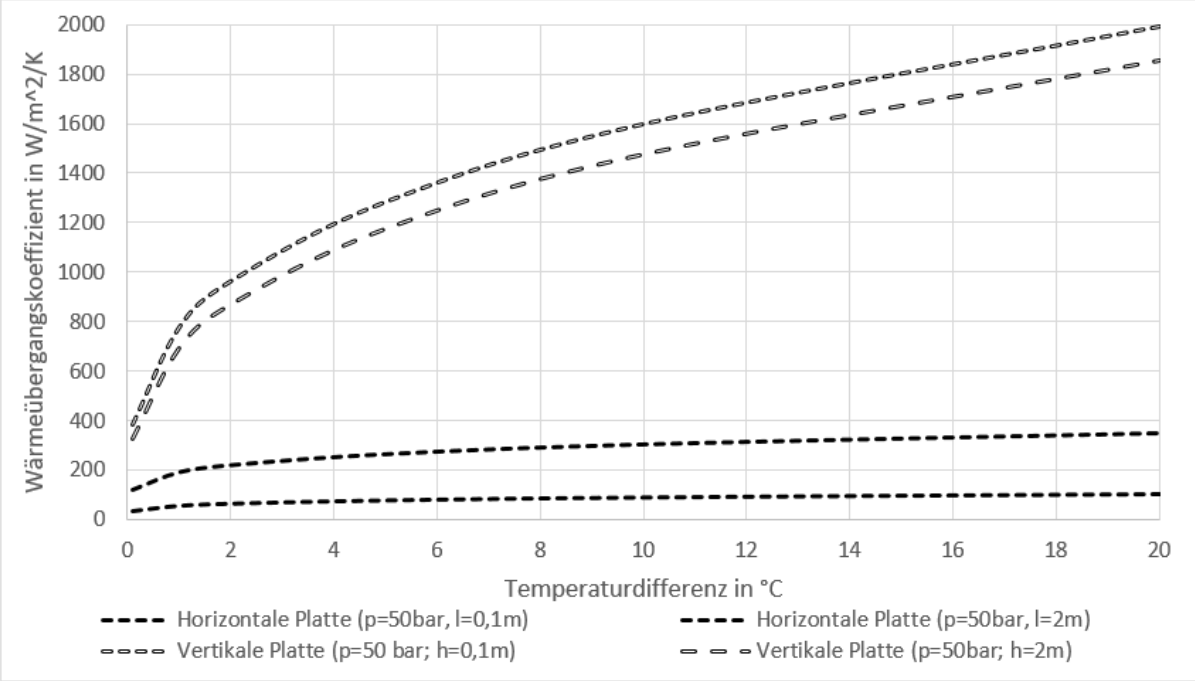

Abbildung 5.2: Wärmeübergangskoeffizient der freien Konvektion bei 50 bar_a von flüssigen Wässer bei Siedetemperatur an einer senkrechten und einer horizontalen Platte in Abhängigkeit der Temperaturdifferenz

5.1.2 Kombinierter erzwungener und freier konvektiver Wärmeübergang in der Dampfphase

Bei der Entladung des Dampfspeichers wird Dampf entnommen, wodurch der Druck im Speicher sinkt, was zu einer Nachverdampfung in der flüssigen Phase führt. Dieser Dampf tritt über die Phasengrenze in die Dampfphase und strömt dann in die Entnahmeleitung. Der Wärmeübergang von der Dampfphase zur Behälterwand ist somit durch eine Kombination von freier und erzwungener Konvektion geprägt. Das Phasenwechselmaterial ist bei der Entladung aufgrund der begrenzten Geschwindigkeit des Wärmetransports heißer als das Wasser.

Wie sich der Wärmeübergang bei freier Konvektion verhält, ist in Abbildung 5.3 und Abbildung 5.4 dargestellt. Zur Berechnung wurden Gleichungen (3.17) bis (3.22) sowie (3.24) bis (3.27) verwendet.

Bei den schwarzen Linien handelt es sich um den Wärmeübergang bei einer von oben beheizten, horizontalen Platte. Bei den grauen Linien handelt es sich um eine vertikale Platte. Der Wärmeübergangskoeffizient ist in Abhängigkeit der Temperaturdifferenz zwischen Wand und Dampf für unterschiedliche Drücke und charakteristische Längen dargestellt. Wie sich zeigt ist der Wärmeübergang der freien Konvektion bei niedrigen Drücken sowohl bei vertikalen als auch bei horizontalen Platten sehr gering.

Wie schon zuvor erklärt, sind die Flächen im Dampfspeicher im Gegensatz zu jenen der Korrelationen gekrümmt. Bei ähnlichen Abmessungen und Drücken werden Werte aus Abbildung 5.3 und Abbildung 5.4 dennoch als Schätzwerte für den Wärmeübergangskoeffizient des Dampfspeichers verwendet.

Da es sich bei diesen Zusammenhängen um Korrelationen für die freie Konvektion handeln, werden sie auch als Referenz für den Ruhezustand des Dampfspeichers.

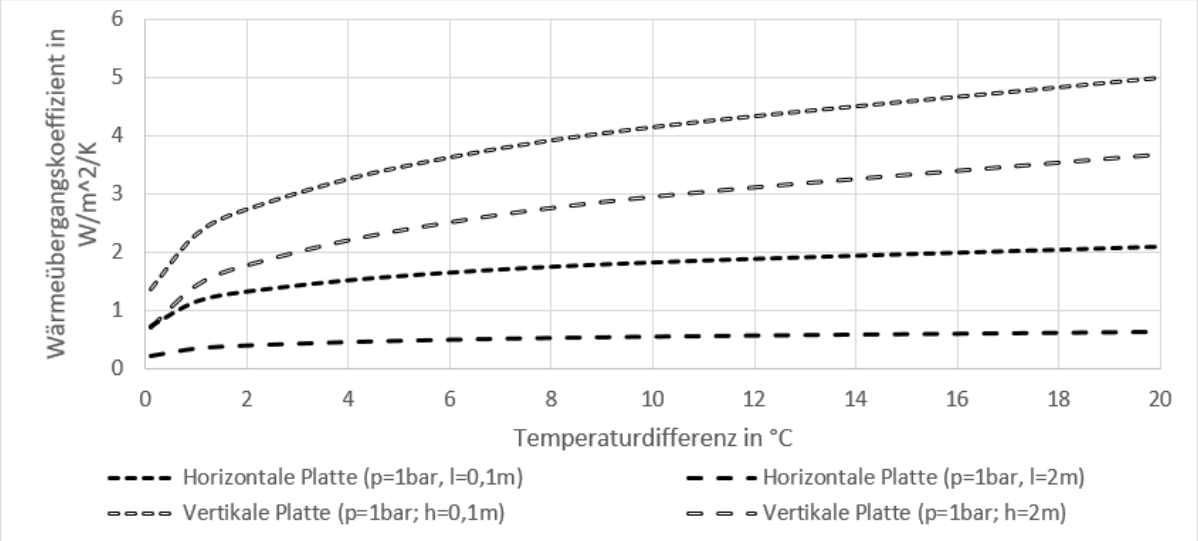

Abbildung 5.3: Wärmeübergangskoeffizient der freien Konvektion bei 1 bar_a von dampfförmigen Wässer bei Siedetemperatur an einer vertikalen und einer horizontalen Platte in Abhängigkeit der Temperaturdifferenz

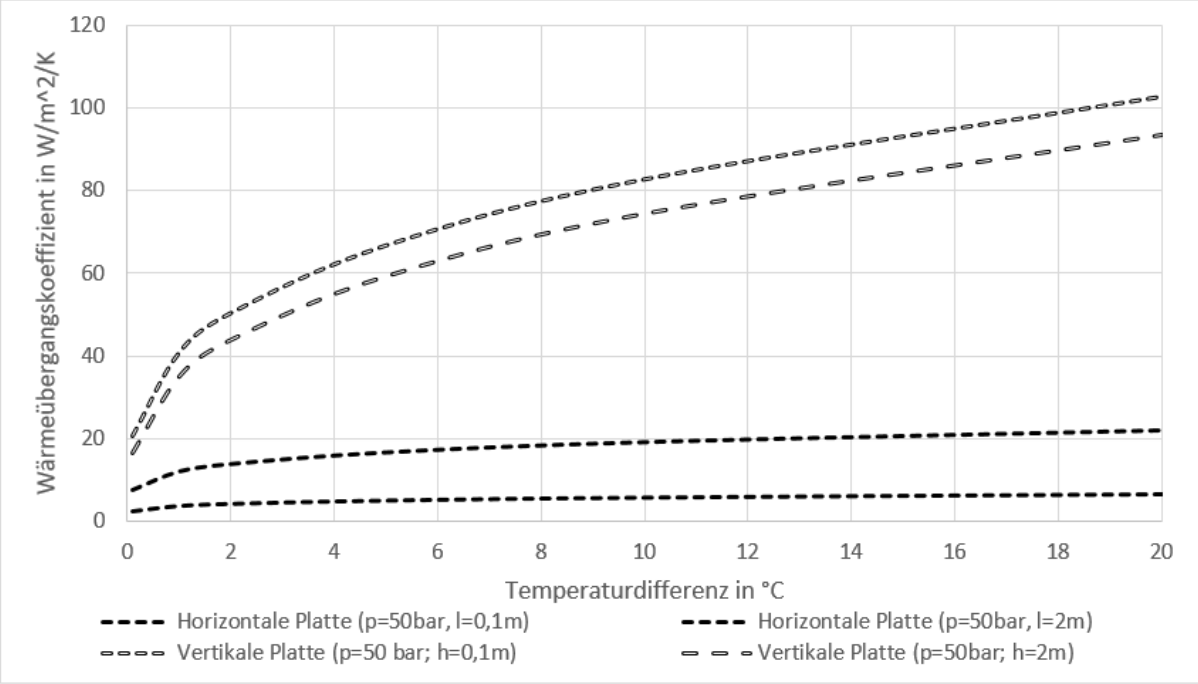

Abbildung 5.4: Wärmeübergangskoeffizient der freien Konvektion bei 50 bar_a von dampfförmigen Wässer bei Siedetemperatur an einer vertikalen und einer horizontalen Platte in Abhängigkeit der Temperaturdifferenz

Steigt der Druck steigt auch der Wärmeübergangskoeffizient bei freier Konvektion, wobei dieser Anstieg bei vertikalen Wänden deutlich größer als bei horizontalen Wänden ausfällt.

Betrachtet man auch den Einfluss der erzwungenen Strömung aufgrund der Dampfentnahme verbessert sich das Wärmeübergangsverhalten (Siehe Abbildung 5.5). Um eine sinnvolle Aussage über die erzwungene Konvektion treffen zu können, muss die Strömungsgeschwindigkeit abgeschätzt werden. Bei Rohrströmungen wird üblicherweise darauf geachtet, dass die Dampfgeschwindigkeit $25\,\frac{m}{s}$ (bei Sattdampf) nicht überschreitet [11]. Dieser Wert kann als Referenzwert für die maximale Geschwindigkeit in der Entnahmeleitung genommen werden.

Aufgrund der größeren Strömungsquerschnitte ist die Strömungsgeschwindigkeit des Dampfes im Speicher deutlich geringer. Zusätzlich ist die Geschwindigkeit von der Entfernung zur

Entnahmeleitung abhängig. In Abbildung 5.5 wurden die Wärmeübergangskoeffizienten für Geschwindigkeiten von 0,1 und $5\frac{m}{s}$ dargestellt.

Wie Abbildung 5.5 zeigt, ist der Wärmeübergangskoeffizient nur gering von der Temperaturdifferenz abhängig. Außerdem sieht man, dass der Wärmeübergang in der Dampfphase für bei 1 bar_a äußerst niedrig ist ($\alpha < 20\frac{W}{m^2 \cdot K}$). Bei 50 bar_a kann ein Wärmeübergangskoeffizienten von über $50\frac{W}{m^2 \cdot K}$ auch bei niedrigen Geschwindigkeiten geschätzt werden.

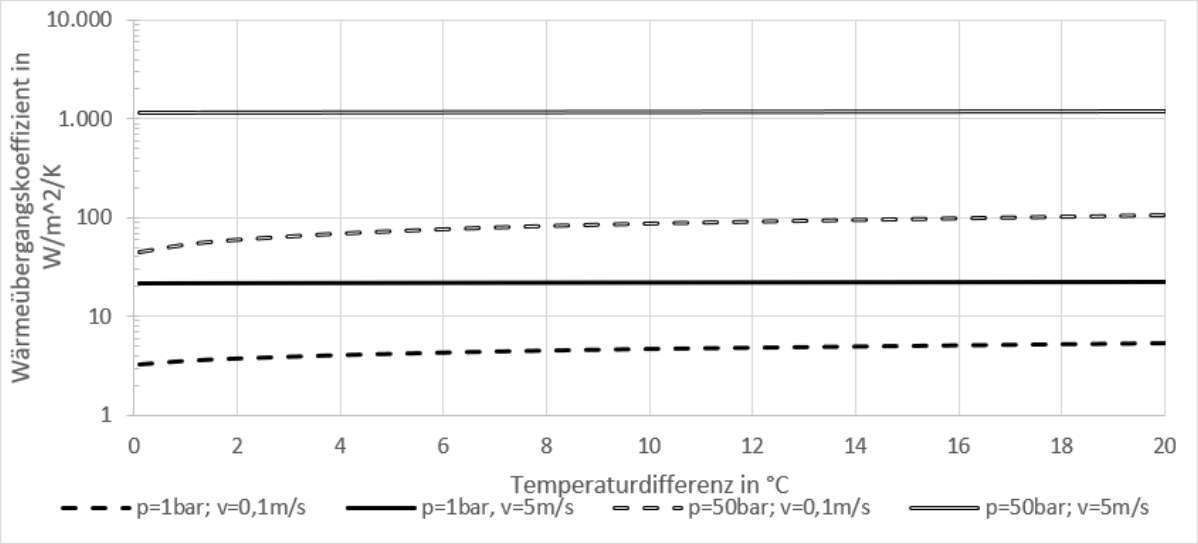

Abbildung 5.5: Kombinierter freier und erzwungener Wärmeübergangskoeffizient bei einer vertikalen Wand mit einer Höhe von h_W=0,1m

5.1.3 Wärmeübergang durch Kondensation

Während der Kondensation im Dampfspeicher kann von einem annähernd ruhenden Dampf in der Dampfphase ausgegangen werden. Die Kondensation findet dabei an einer gekrümmten Oberfläche statt, die für eine überschlägige Berechnung jedoch zu einer senkrechten Fläche vereinfacht wird.

In Abbildung 5.6 ist der Einfluss der Differenz zwischen Wandtemperatur θ_W und Kondensationstemperatur θ_K auf den Wärmeübergang bei kombinierter laminarer und turbulenter Filmkondensation an einer senkrechten Wand zu sehen. Wie auch bei der freien Konvektion beeinflussen der Druck p, die Temperaturdifferenz $\Delta\theta$, sowie die Höhe der wärmeübertragenden Fläche h den Wärmeübergang (vgl. Abschnitt 3.1.3). Es zeigt sich jedoch, dass der Druck kaum Einfluss auf die Wärmeübertragung bei Kondensation hat.

Für die Berechnung wurden die Gleichungen (3.29) bis (3.35) herangezogen.

Dadurch, dass der Wärmeübergangskoeffizient mit geringer werdender Temperaturdifferenz stark steigt, bleiben die Differenz zwischen Wandtemperatur θ_W und Kondensationstemperatur θ_K niedrig.

Eine Überhitzung des Wasserdampfes im Speicher, wie es aufgrund des höheren Druckniveaus des zugeführten Dampfes im Vergleich zur Dampfphase im Speicher zu erwarten ist, hat nach Böckh [19] keinen signifikanten Einfluss auf den Wärmeübergangskoeffizienten.

Als unterer Wärmeübergangskoeffizient beim Kondensieren im Dampfspeicher wird deshalb etwa $10000\frac{W}{m^2 \cdot K}$ als Schätzwert verwendet. Dieser Wert gilt für eine Temperaturdifferenz von $\Delta\theta = 1K$ und einer Wandhöhe von $h_W = 2m$. Die Temperaturdifferenz wird üblicherweise

niedriger liegen, da bei einem Wärmeübergangskoeffizienten dieser Größenordnung die Temperaturdifferenz schnell sinkt. Daraus würden sich im Regelfall höhere Werte für den Wärmeübergangskoeffizienten ergeben.

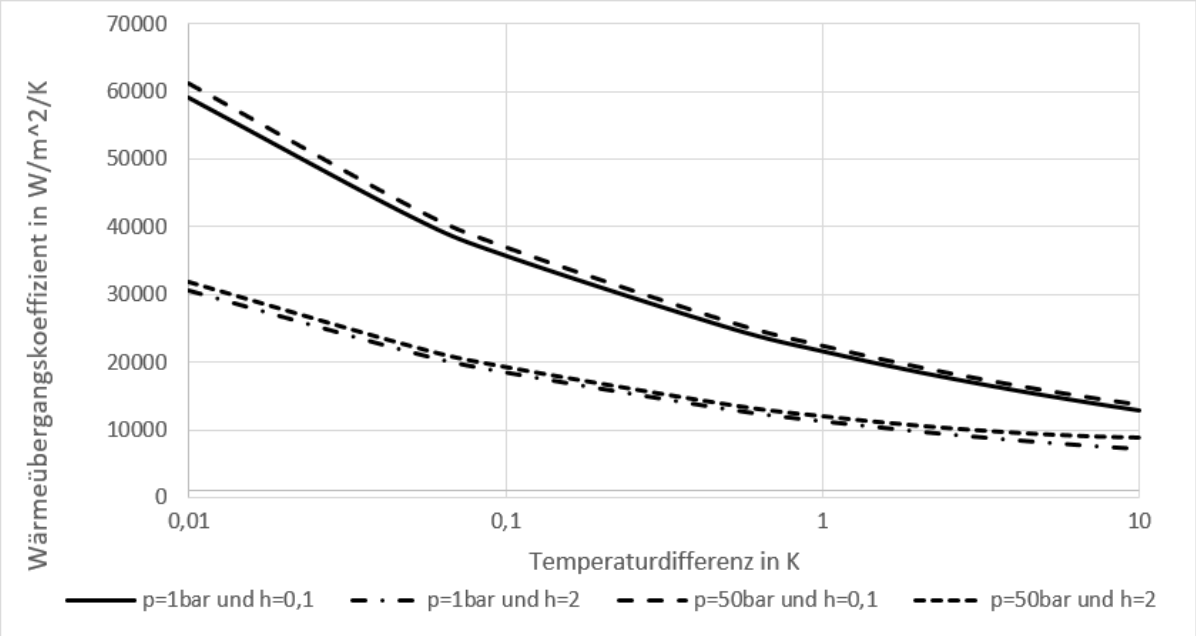

Abbildung 5.6:: Wärmeübergangskoeffizient bei der Kondensation an einer senkrechten Fläche mit der Höhe h_W und der Temperaturdifferent Delta T in Abhängigkeit des Druckes

5.1.4 Wärmeübergang beim Sieden

Sieden im Dampfspeicher setzt ein, sobald Dampf entnommen wird. Da der Druck und damit die Siedetemperatur des Wassers sinken, überhitzt das im Speicher verbleibende flüssige Wasser. Dabei kann es entweder zum stillen Sieden oder zum Blasensieden kommen (vgl. Abschnitt 3.1.4).

Welche Form des Siedens auftritt, hängt beim Ruths-Dampfspeicher von der ausgespeicherten Dampfmenge ab. Ab dem Zeitpunkt, wo die Verdampfung über die freie Phasengrenze infolge von freier Konvektion nicht mehr ausreicht, den Dampfbedarf zu decken, fällt der Druck noch stärker ab, wodurch die Differenz zwischen Siedetemperatur und der Temperatur der flüssigen Phase steigt. Zusätzlich kommt es in Wandnähe aufgrund der im Stahl gespeicherten sensiblen Wärme und der Beheizung durch die PCM-Zellen zu einer weiteren Überhitzung, was mit steigender Dampfentnahme schließlich zum Übergang vom stillen Sieden zum Blasensiedens an der Behälterwand führt.

In Abbildung 5.7 ist der Verlauf des Wärmeübergangskoeffizienten α in Abhängigkeit des der Differenz zwischen Wand- und Siedetemperatur $\Delta\theta = \theta_W - \theta_S$ aufgetragen. Der Zusammenhang gilt für eine horizontale, ebene Wand, die von unten beheizt wird. Die Berechnung erfolgte nach Gleichung (3.37) und Gleichung (3.39).

Die Beheizung der flüssigen Phase im Hybridspeicher durch die PCM-Ummantelung findet jedoch über eine gekrümmte Fläche statt. Als Abschätzung der Größenordnung des Wärmeübergangskoeffizienten werden die Ergebnisse für eine horizontale Fläche jedoch als ausreichend angesehen. Der Wärmeübergangskoeffizient α ist beim Sieden nur von der Temperaturdifferenz $\Delta\theta$ und dem Druckniveau p abhängig. Einflüsse der Größe der Heizflächen gibt es nicht (vgl. Abschnitt 3.1.4).

In Abbildung 5.7 sind auch die Temperaturdifferenzen $\Delta\theta$ eingetragen, bei denen die Wärmeübergangskoeffizienten beim stillen Sieden und beim Blasensieden gleich groß sind. Für

$p = 1\ bar$ liegt die Differenz bei $\Delta\theta = 6{,}9\ °C$ und bei $p = 50\ bar$ liegt die Differenz bei $\Delta\theta = 0{,}71\ °C$. Das bedeutet noch nicht, dass bei diesen Differenzen der Übergang von stillen Sieden zu Blasensieden stattfindet, höhere Temperaturdifferenzen können notwendig sein. Jedoch wird bei diesen Temperaturdifferenzen Blasensieden in stilles Sieden übergehen, wenn die Temperaturdifferenz wieder abnimmt.

Außerdem ist in Abbildung 5.7 die Temperaturdifferenz eingezeichnet, bei der die kritische Wärmestromdichte $\dot{q}$ erreicht wird (vgl. Abschnitt 3.1.4). Für $p = 1\ bar$ liegt die Differenz bei $\Delta\theta = 23{,}1°C$ und bei $p = 50\ bar$ liegt die Differenz bei $\Delta\theta = 14{,}7\ °C$. Im Dampfspeicher ist es jedoch äußerst unwahrscheinlich, dass diese Temperaturdifferenzen erreicht werden.

Bei einem Druck von $p = 1bar$ und einer Temperaturdifferenz von $\Delta\theta = 0{,}1°C$ wird ein Wärmeübergangskoeffizient von $\alpha = 250\frac{W}{m^2 \cdot K}$ beim stillen Sieden erreicht. Steigen die Temperaturdifferenz oder der Druck, steigt auch der Wärmeübergangskoeffizient, wobei diesem beim Sieden fast keine Grenzen gesetzt sind. Eine Wärmeübergangskoeffizient von $\alpha = 250\frac{W}{m^2 \cdot K}$ wird deswegen als Abschätzung des Wärmeübergangskoeffizient zwischen Wand und flüssiger Phasen beim Sieden verwendet.

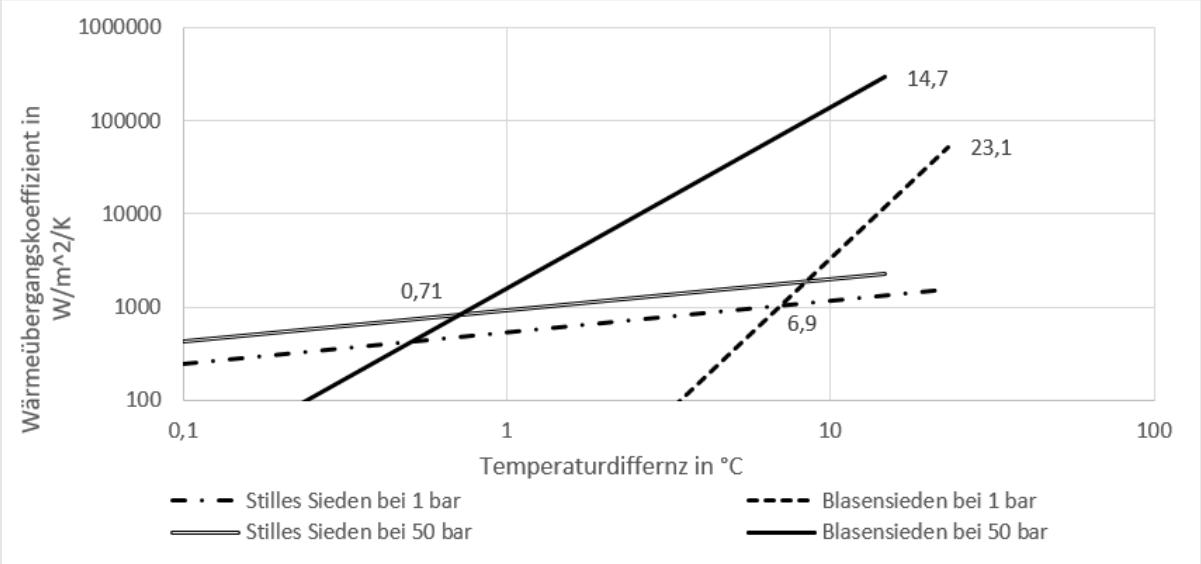

Abbildung 5.7: Abhängigkeit des Wärmeübergangskoeffizienten von der Differenz zwischen Wand- und Siedetemperatur beim stillen Sieden und beim Blasensieden. Aufgetragen für einen Druck von 1 bar und einen Druck von 50 bar beim Sieden.

5.2 Wärmeübergang zwischen Behälterwand und Hülle des PCMs

Für die Abschätzung des Wärmedurchgangskoeffizienten wird angenommen, dass im Hybridspeicherkonzept die Behälterwand mit einer Hülle des PCM in Kontakt steht. Zur Reduktion des Kontaktwiderstandes kann eine Wärmeleitfolie eingesetzt werden. Für den Kontaktwiderstand gilt nach Abschnitt 3.1.5:

$$R_{kontakt} = \frac{1}{\alpha_{kontakt}} \tag{5.1}$$

In Abbildung 5.8 ist die Abhängigkeit des Wärmeübergangskoeffizienten des Kontaktes $\alpha_{kontakt}$ von Aluminium zu Aluminium in Abhängigkeit des Anpressdrucks, der Oberflächenbeschaffenheit und der Temperatur der Kontaktflächen dargestellt. Je höher die Temperatur, je glatter die Oberfläche und je höher der Anpressdruck desto höher ist der Wärmeübergangskoeffizient.

Nach Incropera und DeWitt [58] ist der Wärmeübergangskoeffizient des Kontaktes von Edelstahl mit Edelstahl nur etwa ein Fünftel von jenem des Aluminiums. Die Verläufe des Wärmeübergangskoeffizienten von Aluminium zu Stahl, wie er beim Kontakt von Behälterwand zur Hülle des PCMs auftritt, müssten qualitativ jenen aus Abbildung 5.8 von Aluminium zu Aluminium entsprechen. Es ist von einem geringeren Wert als in Abbildung 5.8 auszugehen, da der Kontaktpartner des Aluminiums im Fall des Hybridspeichers Stahl ist. Bei geringen Anpressdrücken könnte der Wärmeübergangskoeffizient deutlich unter $1000\,\frac{W}{m^2 \cdot K}$ liegen.

Wird nun eine Wärmeleitfolie verwendet, sinkt der Kontaktwiderstand zwischen Aluminium und Stahl jedoch deutlich. Teilweise geben die Hersteller von Wärmeleitfolien den gesamten Kontaktwiderstand von Oberfläche zu Oberfläche in Abhängigkeit des Anpressdruckes an. Für die Folie DS-PC-S-4.0 von Dreyer System wird ein Kontaktwiderstand von $0{,}087\,\frac{°C \cdot in^2}{W}$ bei einer Dicke von $0{,}5mm$ angegeben, was einem Wärmeübergangskoeffizienten von $17\,000\,\frac{W}{m^2 \cdot K}$ entspricht. Die Gab-Filler-Folie DS-GAP-BS30-2.3 von Dreyer Systems hat einen Kontaktwiderstand von $0{,}45\,\frac{°C \cdot in^2}{W}$ bei einer Dicke von $0{,}5mm$ angegeben, was einem Wärmeübergangskoeffizienten von $3400\,\frac{W}{m^2 \cdot K}$ entspricht.

Wärmeleitfolien auf Kunststoffbasis haben jedoch einen eingeschränkten Einsatzbereich. Die Folie DS-PC-S-4.0 kann beispielsweise nur bis 130°C eingesetzt werden. Bei höheren Temperaturen muss auf Graphit-Wärmeleitfolien zurückgegriffen werden, die Temperaturen bis 400°C erlauben [59].

Die Graphit-Folie HT-1210 von Dreyer-Systems hat bei einer Dicke von $0{,}254mm$ und einen Anpressdruck von $0{,}1\,MPa$ einen Kontaktwiderstand von $0{,}8\,\frac{°C \cdot in^2}{W}$, was einem Wärmeübergangskoeffizienten von $1900\,\frac{W}{m^2 \cdot K}$ entspricht. Der Kontaktwiderstand sinkt mit steigenden Anpressdruck noch deutlich.

Da bei Dampfspeichern die Temperaturen durchaus über 200°C steigen können, wird für die Berechnung in Kapitel 10 die Verwendung einer Graphit-Wärmeleitfolie angenommen. Für den Wärmeübergangskoeffizienten des Kontaktes zwischen Behälterwand und PCM-Zelle wird somit der folgende Wert verwendet: $\alpha_{kontakt1} = 1900\,\frac{W}{m^2 \cdot K}$

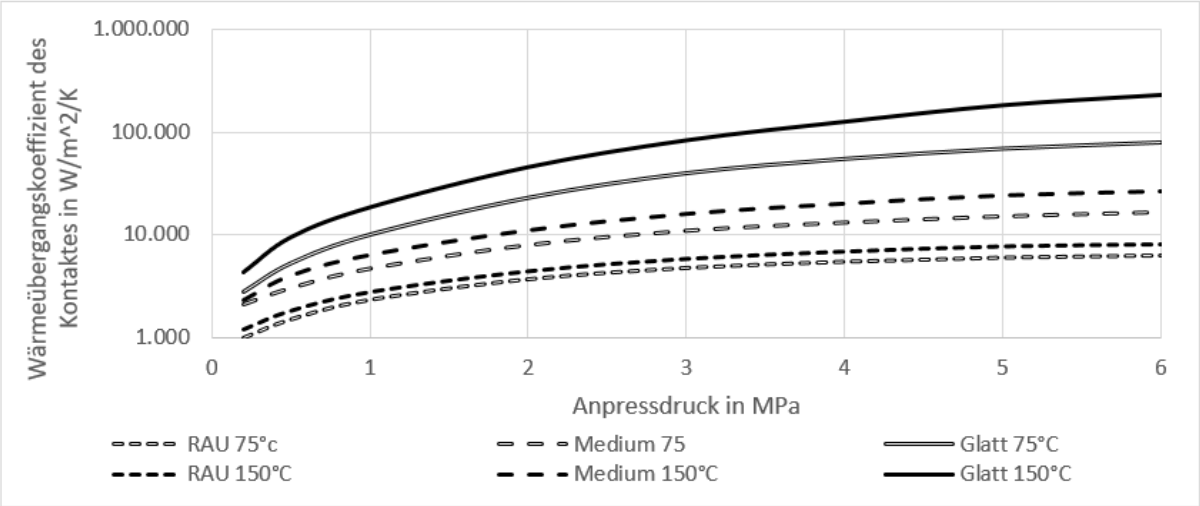

Abbildung 5.8: Thermischer Kontaktwiderstand von Aluminium in Abhängigkeit des Anpressdruckes [60]

5.3 Wärmeübergang zwischen Hülle des PCMs und PCM

Untersuchungen des Kontaktwiderstandes von PCM mit beliebigen Oberflächen wurden nicht gefunden. Pohl et. al. [61] haben jedoch den Wärmeübergangskoeffizient des Kontaktes einer Wärmeleitfolie mit PCM-Beschichtung untersucht. Bei einer Wärmeleitfolie mit PCM-Beschichtung auf einer Aluminiumoberfläche mit einem Anpressdruck von $70\ kPa$ erhält man einen Wärmeübergangskoeffizienten von $62\,000 \frac{W}{m^2 \cdot K}$ und bei einem Anpressdruck von $700\ kPa$ einen Wärmeübergangskoeffizienten von $88\,000 \frac{W}{m^2 \cdot K}$. Diese Wärmeübergangskoeffizienten werden erreicht, da die PCM-Beschichtung bei Betriebsbedingungen bereits geschmolzen ist und das PCM in die Unebenheiten der Aluminiumoberfläche eindringt.

Diese Ergebnisse können nicht uneingeschränkt auf den Kontakt zwischen einem PCM und einer Aluminiumoberfläche umgelegt werden, da im Betrieb das Phasenwechselmaterial nicht immer flüssig ist und die Stoffeigenschaften des PCMs abweichen können.

Die Ergebnisse zeigen jedoch einen guten Anhaltspunkt für ein geschmolzenes PCM. Durch die Volumenkontraktion vom flüssigen zum festen Zustand, kann es abhängig von der geometrischen Anordnung dazu kommen, dass das Phasenwechselmaterial im festen Zustand nicht mehr vollständig in die Unebenheiten der Oberfläche eindringt und der Wärmeübergangskoeffizient abnimmt.

Dennoch wird der Wärmeübergangskoeffizient des Kontaktes von PCM zu Aluminium nicht unter jenen von Aluminium zu Aluminium sinken, da das PCM sich an die Oberflächenstruktur des Aluminiums anpasst. Es wird folgender Schätzwert verwendet (vgl. Abbildung 5.8 - glatte Oberfläche): $\alpha_{\text{kontakt2}} = 2000 \frac{W}{m^2 \cdot K}$

5.4 Gesamter Wärmedurchgangskoeffizient

Wie schon erwähnt, wird auf den Wärmetransport innerhalb des PCMs nicht eingegangen. Für den Wärmedurchgangskoeffizienten zwischen dem Wasser und der Oberfläche des Phasenwechselmaterials kann näherungsweise folgende Formel verwendet werden:

$$k_{ges} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_W} + \frac{d_{St}}{\lambda_{St}} + \frac{1}{\alpha_{kontakt1}} + \frac{d_{Alu}}{\lambda_{Alu}} + \frac{1}{\alpha_{kontakt2}}} \qquad (5.2)$$

Für die grobe Abschätzung werden folgende Werte verwendet: $\lambda_{St} = 40 \frac{W}{m \cdot K}$; $\alpha_{kontakt1} = 1900 \frac{W}{m^2 \cdot K}$; $\lambda_{Alu} = 100 \frac{W}{m \cdot K}$ und $\alpha_{\text{kontakt2}} = 2000 \frac{W}{m^2 \cdot K}$.

d_{St} und d_{Alu} sind abhängig von der Ausführung des Hybridspeichers, wobei $d_{St} = 3mm$ und $d_{Alu} = 1mm$ etwa die untere Grenze darstellen (Vgl. Kap 8).

In Tabelle 5.1 sind verschiedene Fälle dargestellt, wobei mit den minimalen Schätzwerten der Wärmedurchgangskoeffizienten zwischen Wasser und Behälter gearbeitet wurde. Der gesamte Wärmedurchgangskoeffizient kann für den einzelnen Anwendungsfall deutlich höher sein.

Tabelle 5.1: Minimale Wärmedurchgangskoeffizienten zwischen Wasser und der Oberfläche des Phasenwechselmaterials für die unterschiedlichen Fälle

Fall	Phase	$\alpha_{W,min}$ in $\frac{W}{m^2 \cdot K}$	d_{St} in mm	d_{Alu} in mm	$k_{ges,min}$ in $\frac{W}{m^2 \cdot K}$
Beladen	Dampf	10000	3	1	825
			20	3	519
	Flüssig	200	3	1	164
			20	3	152
Entladen	Dampf	20	3	1	19,5
			20	3	19,4
	Flüssig	250	3	1	195
			20	3	180

5.5 Zusammenfassung

Die Abschätzung zeigt, dass der Wärmedurchgangskoeffizient vom Dampf zum PCM bei der Entladung am niedrigsten ist. Bei der gesamten Untersuchung blieb jedoch unberücksichtigt, dass der Wärmestrom auch den Weg aus der flüssigen Phase über die Behälterwand zum PCM nehmen kann, das an die Dampfphase grenzt. Der tatsächliche Koeffizient für den Wärmeübergang vom Wasser zum Phasenwechselmaterial könnte somit deutlich höher sein.

Dasselbe Phänomen kann bei der Beladung auftreten. Bei der Beladung ist aufgrund der Kondensation der Wärmeübergangskoeffizient zur Behälterwand in der Dampfphase deutlich höher als in der flüssigen Phase. In diesem Fall könnte die Wärme von der Dampfphase über die Behälterwand in die PCM-Zellen, die an die flüssige Phase angrenzen, fließen.

Im Gesamten lassen die Ergebnisse einen niedrigeren durchschnittlichen Wärmeübergangskoeffizienten bei der Entladung als bei der Beladung erwarten (Siehe Tabelle 5.1).

Welcher Wärmeübergang nun wichtiger ist, hängt von der Einbindung des Hybridspeichers in den industriellen Prozess ab. Ist der Wärmeübergang nicht ausreichend, müssen Maßnahmen zur Verbesserung des Wärmeübergangs getroffen werden, wie sie in Kapitel 4 beschrieben wurden.

6 Thermisches Verhalten des Sandwich-Konzepts

In diesem Kapitel wird das Phasenwechselverhalten eines Verbundmaterials ähnlich zum Sandwich-Konzept [5] und den Versuchen von Bayon et. al. [54] untersucht. Dazu wird der Phasenwechsel in einem solchen Verbundmaterial simuliert und mit dem Phasenwechsel eines reinen PCMs verglichen.

Im Weitern wird dieses Verbundmaterial als Schichtaufbau bezeichnet. Die hochwärmeleitfähigen Materialien werden auf Metalle beschränkt, die als Platten bzw. Folien verfügbar sind. Graphit würde sich ebenfalls eignen, jedoch ist die Auswahl an Dicken bei den Platten und Folien nochmals deutlich geringer als bei den hochwärmeleitenden Metallen. Für Graphit wird auf die in Abschnitt 4.1 beschriebenen Herstellungsverfahren verwiesen, mit denen aus Graphit und PCM Verbundwerkstoffe mit äußerst guten Wärmeleiteigenschaften gebildet werden können. Soll dennoch Graphit für den Schichtaufbau verwendet werden, sind die Ergebnisse für Metallfolien und -platten weitestgehend auf Graphitfolien und -platten umlegbar.

Auf das für die Simulation notwendige Modell des Phasenwechsels im Schichtaufbau wird als erstes eingegangen. Zusätzlich wird eine Dimensionsanalyse des Modells mittels Π-Theorem durchgeführt, um die Anzahl der unabhängigen Parameter zur reduzieren. Im Folgenden werden die für die Simulation notwendigen Gleichungen in dimensionsloser Form dargestellt.

Daraufhin erfolgt eine Verifizierung der Simulation, indem sie mit der analytischen Lösung des Stefan-Problems verglichen wird.

Die Ergebnisse der Simulation werden schließlich ausgewertet, besonders in Hinblick auf den Einfluss des Anteils an Metall im Schichtaufbau und des Abstands zwischen den Metallschichten.

6.1 Modellierung

6.1.1 Annahmen

Für diese Arbeit ist die Betrachtung einseitiger Beheizung und Kühlung des Schichtaufbaus hinreichend, da sie der Wärmebelastung des PCMs im Hybridspeicherkonzept entspricht.

Da der Einfluss der Metallfolien auf das PCM isoliert analysiert werden soll, ist die Betrachtung des PCMs als ideales Phasenwechselmaterial ausreichend.

Folgende Annahmen für den Phasenwechsel werden bei der Modellierung getroffen:

- Isotroper Wärmetransfer, reine Wärmeleitung (Keine Konvektion in der flüssigen Phase)
- Materialeigenschaften sind konstant und gleich im flüssigen wie im festen Zustand
- Latente Wärme bleibt über die Phasenwechselzyklen konstant und wird aufgenommen bzw. abgegeben bei einer diskreten Phasenwechseltemperatur
- Unterkühlungs- oder Keimbildungseffekte werden vernachlässigt
- Oberflächenspannung und Krümmung der Oberfläche werden vernachlässigt
- Konvektion in der flüssigen Phase wird vernachlässigt

Die Konstanz der Materialeigenschaften ist insbesondere für die spätere dimensionslose Darstellung notwendig, um die Anzahl der Parameter des Modells gering zu halten.

Die Vernachlässigung der Konvektion macht Sinn, da die Ergebnisse auf den Großteil der PCMs umgelegt werden sollen und in vielen Fällen die Viskosität in der flüssigen Phase nicht bekannt ist. Beim Schmelzen kann bei niedrigviskosen flüssigen Phasen der PCMs von einer Verringerung der Phasenwechselzeit ausgegangen werden.

6.1.2 Modell

In Abbildung 6.1 ist das Modell des Schichtaufbaus visualisiert. Der Schichtaufbau ist von einer Hülle umgeben, um Leckagen des Latentwärmespeichers zu verhindern. Es vereinfacht das Modell, wenn davon ausgegangen wird, dass das gleiche Metall verwendet wird, dass auch im Schichtaufbau verwendet wird. Von der linken Seite finden Beheizung und Kühlung statt, während auf der rechten Seite eine ideale Isolation angenommen wird (adiabate Systemgrenze).

Nach oben und unten, sowie normal auf die Schnittebene wird zur Vereinfachung eine unendliche Ausdehnung des Schichtaufbaus angenommen. Aus dieser Vereinfachung ergibt sich für die Simulation der Vorteil, dass das Temperaturfeld in allen PCM-Schichten sowie in allen Metall-Schichten analog verhält. Da das Temperaturfeld außerdem symmetrisch ist, ist die zweidimensionale Simulation einer halben PCM- und einer halben Metall-Schicht ausreichend.

Im Modell wurden Wärmeübergangswiderstände zwischen der Verkapselung und dem Metallschichten sowie jene zum PCM vernachlässigt.

Modellparameter

Es wird angenommen, dass die Hülle des Schichtaufbaus und die Metallschichten aus dem gleichen Material sind. Die für die thermische Simulation notwendigen Stoffeigenschaften von Metall und PCM führen zu den folgenden Modellparametern:

- Volumetrische Phasenwechselenthalpie des PCMs $\Delta\hat{h}_{PW}$
- Volumetrische Wärmekapazität des PCMs $\left(\rho \cdot c_p\right)_{PCM}$
- Wärmeleitfähigkeit des PCMs λ_{PCM}
- Volumetrische Wärmekapazität des Metalls $\left(\rho \cdot c_p\right)_{M}$
- Wärmeleitfähigkeit des Metalls λ_M

Zur Bestimmung des Wärmestroms zwischen der Umgebung und dem Schichtaufbau sind die Temperaturdifferenz und der Wärmedurchgangskoeffizient von der Umgebung zur Verkapselung des PCMs. Die Umgebungstemperatur wird während der Simulation konstant gehalten. Wird als Temperaturdifferenz der Unterschied zwischen Umgebungstemperatur und Phasenwechseltemperatur gewählt, erhält man einen, während der Simulation, fixen Parameter:

- Temperaturdifferenz $\Delta T = |T_U - T_{PW}|$
- Wärmedurchgangskoeffizient k

Folgende Parameter ergeben sich aus der Geometrie des latenten Wärmespeichers:

- Höhe des Schichtaufbaus h_{PCM}
- Schichtdicke des PCMs d_{PCM}

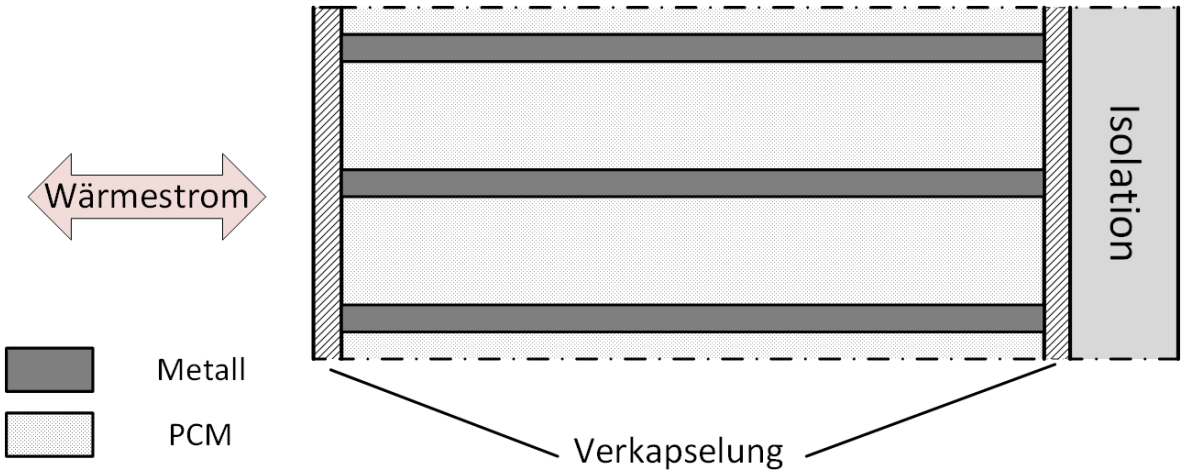

Abbildung 6.1: Geometrie des simulierten Phasenwechselvorgangs

- Schichtdicke des Metalls d_M
- Dicke der Hülle des Schichtaufbaus $d_{M,Um}$

Zuletzt bleibt noch der zeitliche Parameter:

- Zeit bis zum vollständigen Phasenwechsel t_{ges}

6.1.3 Numerische Beschreibung

Für die numerische Beschreibung des Phasenwechsels wird ein Finite-Differenzen-Ansatz gewählt. Der zu modellierende Schichtaufbau wird in quaderförmige Elemente unterteilt. Da es sich um eine zweidimensionale Darstellung handelt, wird den verschiedenen Flächenelementen zusätzlich eine Tiefe t zugeordnet. In der Schnittdarstellung erhält man ein rechteckiges Gitter. Jedes Element der Fläche $A_{i,j}$ besitzt eine Länge von Δx_i und eine Breite von Δy_j. Jedem Element sind diskrete Stoffeigenschaften zugeordnet (bspw.: Dichte $\rho_{i,j}$, spezifische Wärmekapazität $c_{p,i,j}$). Im Mittelpunkt jedes Elements sitzen die diskreten Feldgrößen wie die Temperatur $T_{i,j}$.

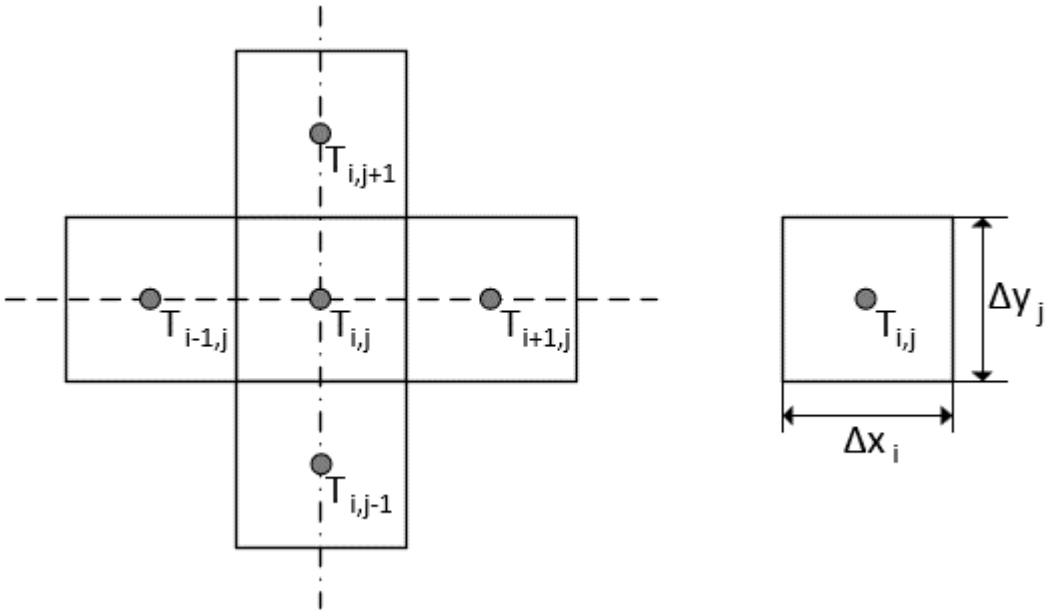

Abbildung 6.2: Diskretisieren des Temperaturfeldes

Zur Simulation der Beheizung und Kühlung ist die Berechnung des Wärmestromes zwischen den einzelnen Elementen notwendig. Für den Wärmefluss $\dot{Q}$ gilt entsprechend Abschnitt 3.1.1:

$$\dot{Q} = -A \cdot \lambda \cdot \frac{\partial T}{\partial x} \tag{6.1}$$

Außerdem gilt nach Kapitel 3 bei Wärmespeicherung bei konstantem Druck:

$$dQ = dH$$

Daraus lässt sich für jedes Element in einem zweidimensionalen Gitter eine Gleichung für die Enthalpie $H_{i,j}^{t+1}$ zum Zeitpunkt $t+1$ ableiten [39]:

$$H_{i,j}^{t+1} = H_{i,j}^{t} + \Delta t \left[\frac{A_x}{\Delta x} \left(k_{i+\frac{1}{2},j} \left(T_{i+1,j}^{t} - T_{i,j}^{t} \right) + k_{i-\frac{1}{2},j} \left(T_{i-1,j}^{t} - T_{i,j}^{t} \right) \right) + \frac{A_y}{\Delta y} \left(k_{i,j+\frac{1}{2}} \left(T_{i,j+1}^{t} - T_{i,j}^{t} \right) + k_{i,j-\frac{1}{2}} \left(T_{i,j-1}^{t} - T_{i,j}^{t} \right) \right) \right] \tag{6.2}$$

Bei k handelt es sich um die Wärmedurchgangskoeffizienten zwischen den Zellen des Gitters. A steht für die Kontaktfläche der Zellen zwischen denen Wärme ausgetauscht wird. Bei Δx und Δy handelt es sich um die Abstände zwischen den Zellenmittelpunkten.

Aus der Enthalpie $H_{i,j}$ eines Elements lässt sich seine Temperatur folgendermaßen bestimmen:

- Für rein sensible Wärmespeichermaterialien und das PCM unterhalb der Phasenwechseltemperatur gilt:

$$T_{i,j}^{t+1} = T_0 + \frac{H_{i,j}^{t+1}}{\left(\rho \cdot c_p\right)_{i,j} \cdot V_{i,j}} \tag{6.3}$$

- Für das PCM oberhalb der Schmelztemperatur unter Berücksichtigung der latenten Wärmespeicherung gilt:

$$T_{i,j}^{t+1} = T_0 + \frac{H_{i,j}^{t+1} - \Delta H_{PW,i,j}}{c_{p,i,j} \cdot \rho_{i,j} \cdot V_{i,j}}$$

- Für PCM im 2-Phasengebiet gilt vereinfacht:

$$T_{i,j}^{t+1} = T_{PW}$$

Mit T_0 wird die Referenztemperatur der Enthalpie bezeichnet und bei $\Delta H_{PW,i,j}$ handelt es sich um die latente Wärme für eine Zelle.

Diese numerische Beschreibung, die es ermöglicht das Temperaturfeld beim Phasenwechsel zu berechnen, wird als Enthalpie-Methode bezeichnet [39]. Es handelt sich dabei um eine explizite Lösung der zweidimensionalen Wärmeleitgleichung. Der Vorteil dieser Schreibweise ist die einfache numerische Implementation latenter Wärme.

6.1.4 Dimensionsanalyse

Die Berechnung von Phasenwechselvorgängen mittels dimensionsloser Parameter wird unter anderen von Stritith [55] beschrieben. Stritith, der einen Latentwärmespeicher für die Gebäudeklimatisierung untersuchte, dessen Wärmetransporteigenschaften durch Rippen verbessert wurden, nutzt für die Simulation des Latentwärmespeichers ebenfalls die Enthalpie-Methode.

Aufgrund unterschiedlicher Annahmen in der Modellbildung unterscheiden sich die Definitionen der dimensionslosen Parameter in diesem Kapitel jedoch von den Definitionen, die Stritith [55] nutzt.

Für die Berechnung des Phasenwechsels und die Darstellung der Simulationsergebnisse in dimensionsloser Form, wird eine Dimensionsanalyse entsprechend Abschnitt 3.4 durchgeführt. Wie oben beschrieben, stehen bei dem modellierten Phasenwechsel des Schichtaufbaus 12 physikalische Größen miteinander im Zusammenhang:

- Temperaturdifferenz ΔT
- Volumetrische Phasenwechselenthalpie $\Delta\hat{h}_{PW}$
- Volumetrische Wärmekapazität des PCM $\left(\rho \cdot c_p\right)_{PCM}$
- Volumetrische Wärmekapazität des Metalls $\left(\rho \cdot c_p\right)_{M}$
- Wärmeleitfähigkeit des PCMs λ_{PCM}
- Wärmeleitfähigkeit des Metalls λ_M
- Wärmedurchgangskoeffizient k
- Höhe des PCMs h_{PCM}
- Schichtdicke des PCMs d_{PCM}
- Dicke der Metalllamellen d_M
- Dicke der Metallummantelung $d_{M,Um}$
- Zeit bis zum vollständigen Phasenwechsel t_{ges}

Ziel der Anwendung des Π-Theorems ist, den folgenden funktionalen Zusammenhang mittels Π-Faktoren zu vereinfachen:

$$F\left(t_{ges}, h_{PCM}, \Delta T, \Delta\hat{h}_{PW}, \left(\rho \cdot c_p\right)_{PCM}, \left(\rho \cdot c_p\right)_{M}, \lambda_{PCM}, \lambda_M, k, d_{PCM}, d_M, d_{M,Um}\right) = 0$$

Als erstes wird die Dimensionsmatrix B aufgestellt:

$$B = \begin{pmatrix} & t_{ges} & h_{PCM} & d_{PCM} & d_M & d_{M,Um} & \Delta T & \Delta\hat{h}_{PW} & \left(\rho \cdot c_p\right)_{PCM} & \left(\rho \cdot c_p\right)_{M} & \lambda_{PCM} & \lambda_M & k \\ L & 0 & 1 & 1 & 1 & 1 & 0 & -1 & -1 & -1 & 1 & 1 & 0 \\ M & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ T & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -2 & -2 & -2 & -3 & -3 & -3 \\ \Theta & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & -1 & -1 & -1 & -1 \end{pmatrix} \tag{6.4}$$

Wie sich leicht nachprüfen lässt, gilt für den Rang der Dimensionsmatrix $r = 4$. Da die Anzahl an physikalischen Größen J bei 12 liegt, sind $N = 12 - 4 = 8$ Π-Faktoren notwendig.

Folgende bekannte dimensionslose Kennwerte eignen sich als Π-Faktoren in diesem Zusammenhang:

- **Stefan-Zahl St** [39]:

  Die Stefan-Zahl St setzt bei Phasenwechselvorgängen die sensibel gespeicherte Wärme ins Verhältnis zur latent gespeicherten Wärme. Daraus folgt die Darstellung über die volumetrische Wärmekapazität $\left(\rho \cdot c_p\right)$, die volumetrische Phasenwechselenthalpie $\Delta\hat{h}_{PW}$ und die Differenz ΔT zwischen charakteristischer Temperatur des Problems T_U (in diesem Fall die Umgebungstemperatur gewählt) und Phasenwechseltemperatur T_{PW}.

$$\mathrm{St} = \frac{\left(\rho \cdot c_p\right) \cdot |T_U - T_{PW}|}{\Delta\hat{h}_{PW}} = \frac{(\rho \cdot c_p)_{PCM} \cdot \Delta T}{\Delta\hat{h}_{PW}} \tag{6.5}$$

- **Biot-Zahl Bi^*** [19]:

  Die Biot-Zahl findet ihre Anwendung bei Kühl- und Heizvorgängen und stellt dabei das Verhältnis des Wärmewiderstandes zum Wärmeübergangswiderstand eines Systems dar. Für den Schichtaubau wird eine modifizierte Biot-Zahl Bi^* verwendet, die den

Wärmedurchgangskoeffizienten k zwischen Umgebung und Verkapselung nutzt, für L wird die Höhe der PCM-Schicht h_{PCM} verwendet und für die Wärmeleitfähigkeit jene des PCMs.

$$Bi^* = \frac{k \cdot h_{PCM}}{\lambda_{PCM}} \tag{6.6}$$

- **Fourier-Zahl Fo** [19]:

Die Fourier-Zahl Fo wird bei der Beschreibung von instationären Wärmeleitvorgängen verwendet und kann dabei als das Verhältnis der Wärmetransportrate zur Wärmespeicherrate interpretiert werden.

$$Fo = \frac{\lambda}{(\rho \cdot c_p)} \cdot \frac{\mathrm{t}}{\mathrm{L}^2} = \frac{\lambda_{PCM}}{(\rho \cdot c_p)_{PCM}} \cdot \frac{t_{ges}}{{h_{PCM}}^2} \tag{6.7}$$

Bei der Wärmeleitfähigkeit λ und der volumetrischen Wärmekapazität $(\rho \cdot c_p)$ handelt es sich um Materialparameter des betrachteten Stoffes. L ist eine charakteristische Länge des Systems (Der Einfachheit halber die gleiche, die für die Biot-Zahl verwendet wird) und bei t handelt es sich um eine charakteristische Zeit des Wärmeleitvorgangs.

Folgende dimensionslose Parameter sind zusätzlich als Π-Faktoren für das Simulationsmodell geeignet:

- **Volumenanteil an Metall im Schichtaubau x_M:**

$$x_M = \frac{V_M}{V_{ges}} = \frac{d_M}{d_M + d_{PCM}} \tag{6.8}$$

Der Volumenanteil an Metall x_M ist das Verhältnis zwischen dem Volumen an Metall V_M und dem gesamten Volumen des Schichtaufbaus V_{ges}. In diesem Fall entspricht x_M dem Verhältnis von der Schichtdicke des Metalls d_M zur Schichtdicke von PCM und Metall zusammen $d_M + d_{PCM}$.

- **Verhältnis zwischen Schichtdicke und Schichthöhe η:**

$$\eta = \frac{d_{pcm}}{h_{\mathrm{pcm}}} \tag{6.9}$$

Das Verhältnis η ist der Quotient aus Schichtdicke d_{pcm} und Schichthöhe h_{pcm} des PCMs. Und ist somit ein dimensionsloser Parameter für den Abstand zwischen den Metallschichten.

- **Dimensionslose spezifische Wärmekapazität des Metalls $\overline{(\rho \cdot c_p)}_M$:**

$$\overline{(\rho \cdot c_p)}_M = \frac{(\rho \cdot c_p)_M}{(\rho \cdot c_p)_{pcm}} \tag{6.10}$$

Bei der dimensionslosen volumetrischen Wärmekapazität $\overline{(\rho \cdot c_p)}_M$ wird die volumetrische Wärmekapazität des Metalls $(\rho \cdot c_p)_M$ auf die volumetrische Wärmekapazität des PCMs $(\rho \cdot c_p)_{pcm}$ bezogen.

- **Dimensionslose Wärmeleitfähigkeit des Metalls $\bar{\lambda}_M$:**

$$\bar{\lambda}_M = \frac{\lambda_{\mathrm{M}}}{\lambda_{\mathrm{pcm}}} \tag{6.11}$$

Bei der dimensionslosen Wärmeleitfähigkeit des Metalls $\bar{\lambda}_M$ handelt es sich um das Verhältnis zwischen der Wärmeleitfähigkeit des Metalls λ_{M} und der Wärmeleitfähigkeit des PCMs λ_{pcm}.

- **Verhältnis zwischen Höhe der Ummantelung und Schichthöhe η_{Um}:**

$$\eta_{Um} = \frac{d_{M,Um}}{h_{\mathrm{pcm}}} \tag{6.12}$$

η_{Um} ist das Verhältnis der Dicke der Metallummantelung $d_{M,Um}$ zur Höhe des PCMs h_{pcm}.

Diese 8 dimensionslosen Parameter entsprechen den 8 benötigten Π-Faktoren. Der notwendige Nachweis, dass diese Faktoren die Bedingungen des Π-Theorems erfüllen, wird im Folgenden durchgeführt. Zunächst wird die K-Matrix aufgestellt:

$$K = \begin{array}{c} \\ t_{ges} \\ h_{PCM} \\ d_{PCM} \\ d_M \\ d_{M,Um} \\ \Delta T \\ \Delta\hat{h}_{PW} \\ \rho \cdot c_{p_{PCM}} \\ \rho \cdot c_{p_M} \\ \lambda_{PCM} \\ \lambda_M \\ k \end{array} \begin{pmatrix} St & Bi^* & Fo & x_M & \eta & \overline{(\rho \cdot c_p)}_{PCM} & \bar{\lambda}_M & \eta_{Um} \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & -2 & 0 & -1 & 0 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 1 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \tag{6.13}$$

Der Rang r von K ist wie gefordert 8. Auch das Produkt aus der Dimensionsmatrix A und der K Matrix ergibt wie gefordert die 0-Matrix:

$$B \cdot K = 0$$

6.1.5 Dimensionslose Darstellung der Gleichungen

Dimensionslose Variablen

Für die komplette Darstellung der Gleichungen aus Abschnitt 6.1.3 in dimensionsloser Form, ist ebenfalls eine Normierung der auftretenden Variablen notwendig.

- **Dimensionslose Zeit $\bar{t}$:**

$$\bar{t} = \frac{t}{t_{\mathrm{ref}}} \tag{6.14}$$

Die Zeit t, die während des Phasenwechsels vergeht, wird auf eine Referenzzeit t_{ref} bezogen. Als Referenzzeit eignet sich die analytische Lösung des Stefan-Problems aus Abschnitt 6.2.1:

$$t_{ref} = t_{ges,PCM} = \frac{\Delta\hat{h}_{PW} \cdot {h_{PCM}}^2}{2 \cdot \lambda_{PCM} \cdot \Delta T}\left(1 + 2\frac{\lambda_{PCM}}{\alpha \cdot h_{PCM}}\right) \tag{6.15}$$

$t_{ges,PCM}$ steht hierbei für die Zeit, die reines PCM laut der analytischen Lösung bei für den Phasenwechsel benötigen würde, wenn die gleichen Randbedingungen wie für das Sandwich-Konzept herrschen.

Die dimensionslose Zeit ist somit jene Zeit, die im Verhältnis zur analytischen Lösung der gesamten Phasenwechselzeit des reinen PCMs vergeht.

- **Dimensionslose Länge $\bar{l}$:**

$$\bar{l} = \frac{l}{h_{\mathrm{pcm}}} \tag{6.16}$$

l steht hier stellvertretend für alle Längen, die in der Berechnung auftreten, wie beispielsweise Δx und Δy. Das auf die Höhe der PCM-Schicht h_{pcm} bezogen wird, liegt daran, dass sie die charakterisierende geometrische Größe des Aufbaus darstellt.

- **Dimensionslose Fläche $\bar{A}$:**

$$\bar{A} = \frac{A}{{h_{\mathrm{pcm}}}^2} \tag{6.17}$$

A steht hier stellvertretend für alle Flächen, die in der Berechnung auftreten. Der Bezug auf ${h_{\mathrm{pcm}}}^2$ stellt sich in weiterer Folge als vorteilhaft heraus.

- **Dimensionsloses Volumen $\bar{V}$:**

$$\bar{V} = \frac{V}{{h_{\mathrm{pcm}}}^3} \tag{6.18}$$

V steht hier stellvertretend für alle Volumina, die in der Berechnung auftreten. Auch hier stellt sich der Bezug auf ${h_{\mathrm{pcm}}}^3$ im Folgenden als vorteilhaft heraus.

- **Dimensionslose Wärmeleitfähigkeit $\bar{\lambda}$:**

$$\bar{\lambda} = \frac{\lambda}{\lambda_{\mathrm{pcm}}} \tag{6.19}$$

Bei der dimensionslosen Wärmeleitfähigkeit handelt es sich um das Verhältnis zwischen einer gewählten Wärmeleitfähigkeit und der Wärmeleitfähigkeit des PCMs λ_{pcm}.

- **Dimensionslose Temperatur $\bar{T}$:**

$$\bar{T} = \frac{T - T_{PW}}{T_U - T_{PW}} \tag{6.20}$$

Die dimensionslose Temperatur im Berechnungsgebiet $\bar{T}$ wird somit in eine Temperaturskala eingeordnet, die bei der dimensionslosen Phasenwechseltemperatur $\bar{T}_{PW}$ mit 0 beginnt und bei der dimensionslosen Umgebungstemperatur $\bar{T}_U$ mit 1 endet.

- **Dimensionsloser spezifischer Wärmestrom $\bar{\dot{q}}$:**

$$\bar{\dot{q}} = \frac{\dot{q}}{\dot{q}_{pcm}} = \frac{\dot{q} \cdot h_{\mathrm{pcm}}}{\lambda_{pcm} \cdot \Delta T} \tag{6.21}$$

Der dimensionslose spezifische Wärmestrom $\bar{\dot{q}}$ kann als Verhältnis des aktuell in einem Punkt fließenden Wärmestroms $\dot{q}$ zu einem Referenz-Wärmestrom $\dot{q}_{pcm}$ gesehen werden.

- **Dimensionsloser Wärmestrom $\bar{\dot{Q}}$:**

$$\bar{\dot{Q}} = \bar{\dot{q}} \cdot \bar{A} = \frac{\dot{Q}}{\lambda_{pcm} \cdot h_{pcm} \cdot \Delta T} \tag{6.22}$$

Der dimensionslose Wärmestrom $\bar{\dot{Q}}$ folgt aus dem Produkt des spezifischen dimensionslosen Wärmestroms $\bar{\dot{q}}$ mit der dimensionslosen Fläche $\bar{A}$, über die der Wärmestrom betrachtet werden soll.

- **Dimensionslose Enthalpie $\bar{H}$:**

$$\bar{H} = \frac{H}{\lambda_{\mathrm{pcm}} \cdot h_{\mathrm{pcm}} \cdot \Delta T \cdot t_{\mathrm{ges,pcm}}} \tag{6.23}$$

Diese Darstellung der dimensionslosen Enthalpie $\bar{H}$ ist an jene des Wärmestroms angelehnt, wobei hier noch durch eine Zeitkonstante dividiert werden muss. Wie sich später zeigt, eignet sich $t_{\mathrm{ges,pcm}}$ dafür.

- **Volumenanteil an flüssigen PCM x_f:**

$$x_f = \frac{V_{f,pcm}}{V_{ges,pcm}} \tag{6.24}$$

Der Volumenanteil an flüssigen PCM x_f ist der Quotient aus dem Volumen an flüssigen PCM $V_{f,pcm}$ und dem gesamten Volumen $V_{ges,pcm}$, welches das PCM in seiner Hülle ausfüllt. Ein Wert von 0 bedeutet vollständige Erstarrung und ein Wert von 1 komplette Aufschmelzung. x_f ist somit ein guter Indikator für den Fortschritt des Phasenwechsels.

Fouriersches Gesetz:

Laut dem VDI-Wärmeatlas [17] gilt:

$$\dot{Q}_{12} = -A \cdot \lambda \cdot \frac{(T_2 - T_1)}{\Delta \mathrm{x}} \tag{6.25}$$

Durch Ersetzen der dimensionsbehafteten Größen mittels der oben beschriebenen Zusammenhänge, erhält man folgende Gleichung:

$$\bar{\dot{Q}}_{12} \cdot \lambda_{\mathrm{pcm}} \cdot h_{\mathrm{pcm}} \cdot \Delta T = -\bar{A} \cdot {h_{\mathrm{pcm}}}^2 \cdot \bar{\lambda} \cdot \lambda_{\mathrm{pcm}} \cdot \frac{(\bar{T}_2 - \bar{T}_1) \cdot \Delta T}{\Delta \bar{\mathrm{x}} \cdot h_{\mathrm{pcm}}}$$

Durch Kürzen erhält man wieder das Fouriersche Gesetz, jedoch nun in der dimensionslosen Form, die mit der dimensionsbehafteten übereinstimmt:

$$\bar{\dot{Q}}_{12} = -\bar{A} \cdot \bar{\lambda} \cdot \frac{(\bar{T}_2 - \bar{T}_1)}{\Delta \bar{x}} \tag{6.26}$$

Enthalpiemethode:

Angelehnt an Mehling und Cabeza [39] kann die instationäre zweidimensionale numerische Modellierung mit folgender Gleichung durchgeführt werden:

$$H_{i,j}^{t+1} = H_{i,j}^{t} + \Delta t \left[\frac{A_x}{\Delta x} \left(\lambda_{i+\frac{1}{2},j} \left(T_{i+1,j}^{t} - T_{i,j}^{t} \right) + \lambda_{i-\frac{1}{2},j} \left(T_{i-1,j}^{t} - T_{i,j}^{t} \right) \right) + \frac{A_y}{\Delta y} \left(\lambda_{i,j+\frac{1}{2}} \left(T_{i,j+1}^{t} - T_{i,j}^{t} \right) + \lambda_{i,j-\frac{1}{2}} \left(T_{i,j-1}^{t} - T_{i,j}^{t} \right) \right) \right] \tag{6.27}$$

Die Gleichung gilt für die einzelnen Knoten in einem rechteckigen Netz und wird für die Simulation genutzt. Wie leicht gezeigt werden kann (Aufgrund der Länge der Gleichung, nicht angeführt), gilt folgende dimensionslose Darstellung bei Verwendung der dimensionslosen Parameter:

$$\bar{H}_{i,j}^{t+1} = \bar{H}_{i,j}^{t} + \Delta \bar{t} \left[\frac{\bar{A}_x}{\Delta \bar{x}} \left(\bar{\lambda}_{i+\frac{1}{2},j} \left(\bar{T}_{i+1,j}^{t} - \bar{T}_{i,j}^{t} \right) + \bar{\lambda}_{i-\frac{1}{2},j} \left(\bar{T}_{i-1,j}^{t} - \bar{T}_{i,j}^{t} \right) \right) + \frac{\bar{A}_y}{\Delta \bar{y}} \left(\bar{\lambda}_{i,j+\frac{1}{2}} \left(\bar{T}_{i,j+1}^{t} - \bar{T}_{i,j}^{t} \right) + \bar{\lambda}_{i,j-\frac{1}{2}} \left(\bar{T}_{i,j-1}^{t} - \bar{T}_{i,j}^{t} \right) \right) \right] \tag{6.28}$$

Für die Berechnung der Temperatur des neuen Zeitschrittes $t+1$ eines Knotenpunktes gilt bei konstanter Wärmekapazität $(\rho \cdot c_p)$ unterhalb der Phasenwechseltemperatur:

$$T_{i,j}^{t+1} = T_0 + \frac{H_{i,j}^{t+1}}{(\rho \cdot c_p)_{i,j} \cdot V_{i,j}} \tag{6.29}$$

Es folgt durch Einsetzen der obigen Zusammenhänge:

$$\bar{T}_{i,j}^{t+1} \cdot \left(T_U - T_{PW,pcm} \right) = \left(T_U - T_{PW,pcm} \right) \cdot \bar{T}_0 + \frac{\bar{H}_{i,j}^{t+1} \cdot \lambda_{\mathrm{pcm}} \cdot h_{\mathrm{pcm}} \cdot \left(T_U - T_{PW,pcm} \right) \cdot t_{\mathrm{ges,pcm}}}{\overline{(\rho \cdot c_p)}_{i,j} \cdot \bar{V}_{i,j} \cdot (\rho \cdot c_p)_{pcm} \cdot {h_{\mathrm{pcm}}}^3}$$

Das führt zu:

$$\bar{T}_{i,j}^{t+1} = \bar{T}_0 + \frac{\bar{H}_{i,j}^{t+1}}{\overline{(\rho \cdot c_p)}_{i,j} \cdot \bar{V}_{i,j}} \cdot \frac{\lambda_{\mathrm{pcm}} \cdot t_{\mathrm{ges,pcm}}}{(\rho \cdot c_p)_{pcm} \cdot {h_{\mathrm{pcm}}}^2}$$

Und schließlich bei Verwendung der Fo-Zahl zu:

$$\bar{T}_{i,j}^{t+1} = \bar{T}_0 + \frac{\bar{H}_{i,j}^{t+1}}{\overline{(\rho \cdot c_p)}_{i,j} \cdot \bar{V}_{i,j}} \cdot Fo_{PCM} \tag{6.30}$$

Oberhalb der Phasenwechseltemperatur gilt für die Temperatur eines Knotens:

$$T_{i,j}^{t+1} = T_0 + \frac{H_{i,j}^{t+1} - \Delta \hat{h}_{PW} \cdot V_{i,j}}{(\rho \cdot c_p)_{i,j} \cdot V_{i,j}} \tag{6.31}$$

Bei Verwendung der Stefan-Zahl St (Siehe Gleichung (6.5)), kann die gleiche Umformung wie in den Gleichungen (6.28) bis (6.30) durchgeführt werden. Es folgt die dimensionslose Gleichung:

$$\bar{T}_{i,j}^{t+1} = \bar{T}_0 + \frac{\bar{H}_{i,j}^{t+1}}{\overline{(\rho \cdot c_p)}_{i,j} \cdot \bar{V}_{i,j}} \cdot Fo_{PCM} - \frac{1}{\overline{(\rho \cdot c_p)}_{i,j} \cdot St} \tag{6.32}$$

6.2 Verifizierung des Simulationsmodells

Zur Verifizierung wird das Simulationsmodell mit der analytischen Lösung des Stefan-Problems verglichen.

6.2.1 Stefan-Problem

Da beim Phasenwechsel sowohl der Temperaturverlauf im PCM als auch die Position der Phasengrenze unbekannt sind, handelt es sich aus mathematisch-physikalischer Sicht um ein moving boundery problem [43]. Der slowenische Physiker Jozef Stefan formulierte dieses mathematische Problem erstmals 1890, weshalb diese Art von Problemstellung allgemein als Stefan-Problem bezeichnet wird.

Folgende Vereinfachung wurden von Stefan zur analytischen Beschreibung des Erstarrens von Wasser vorgenommen [43]:

- Isotroper Wärmetransport, reine Wärmeleitung
- Vernachlässigbare Wärmekapazität
- stationäre Wärmeleitung
- Wärmefluss ist eindimensional
- Latente Wärme bleibt konstant und wird aufgenommen bzw. abgegeben bei einer diskreten Phasenwechseltemperatur
- Unterkühlungs- oder Keimbildungseffekte werden vernachlässigt
- Planare und scharfe Grenzfläche
- Oberflächenspannung und Krümmung der Oberfläche unbedeutend
- Materialeigenschaften konstant ($c_{p,s} = c_{p,f}$, $\lambda_s = \lambda_f, \rho_s = \rho_f$)
- Kein Temperaturgradient in der flüssigen Phase

Bei Annahme dieser Randbedingungen erhält man folgende Gleichung als Lösung des Problems [39].

$$\mathrm{t}(s) = \frac{\Delta\hat{h}_{PW} \cdot s^2}{2 \cdot \lambda \cdot (T_{PW} - T_{0b})} \tag{6.33}$$

Die Zeit t zu der die Phasenfront den Abstand s von der Oberfläche entfernt ist, ist somit von der aufs Volumen bezogenen Schmelzenthalpie $\Delta\hat{h}_{PW}$, der Wärmeleitfähigkeit λ und der Differenz zwischen der Phasenwechseltemperatur T_{PW} und der Oberflächentemperatur T_{0b} abhängig.

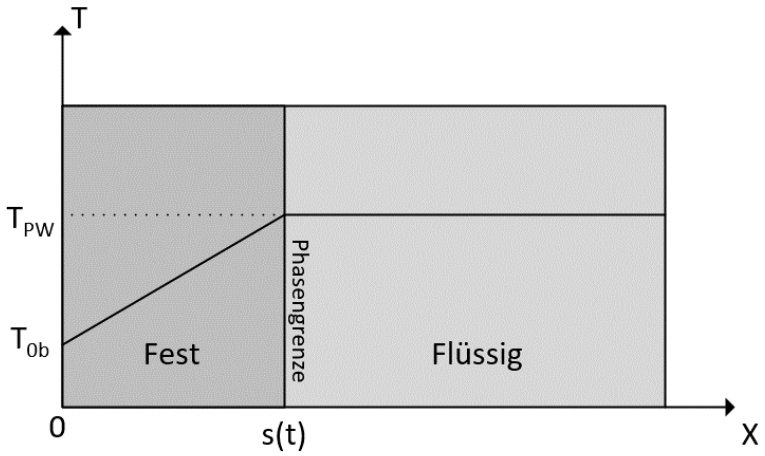

Abbildung 6.3: Schematische Darstellung des Stefan-Problems in Anlehnung an Kötter [43]

Da in diesem Kapitel Konvektion in der flüssigen Phase des PCMs vernachlässigt wird, gelten die Ergebnisse für die Erstarrung ebenfalls für den Schmelzvorgang. Hierzu ist in Gleichung (3.33) der Betrag der Temperaturdifferenz $\Delta T = |T_{0b} - T_{PW}|$ zu verwenden.

Berücksichtigt man auch noch den Wärmeübergangskoeffizienten α an der Grenzfläche des PCMs zur Umgebung wird die Lösung des Stefan-Problems zu [39]:

$$t(s) = \frac{\Delta\hat{h}_{PW} \cdot s^2}{2 \cdot \lambda \cdot \Delta T}\left(1 + 2\frac{\lambda}{\alpha \cdot s}\right) \tag{6.34}$$

In diesem Fall ist bei der Temperaturdifferenz ΔT mit der Differenz zwischen Umgebungstemperatur T_U und Phasenwechseltemperatur T_{PW} zu rechnen.

Weitergehende analytische Lösungen zu der Problemstellung existieren, wie beispielsweise jene von Neumann. Neumann berücksichtigt zusätzlich die Wärmekapazität der flüssigen und festen Phase, betrachtet auch Wärmeleitung in der flüssigen Phase und Volumenänderungen beim Phasenwechsel [43].

Für die Verifikation des Simulationsmodells ist jedoch die Lösung des Stefan-Problems ausreichend.

6.2.2 Dimensionsanalyse des Stefan-Problems

Da die Simulation dimensionslos durchgeführt wird, erweist es sich als vorteilhaft, die Verifikation mit einer dimensionslosen Version der Lösung des Stefan-Problems durchzuführen. Dazu werden mittels einer Dimensionsanalyse Π-Faktoren für das Stefan-Problem ermittelt, wodurch die Lösungen des Stefan-Problems dimensionslos angeschrieben werden kann.

Der Phasenwechsel beim Stefan-Problem abhängig von 5 Parametern:

- Temperaturdifferenz ΔT
- Volumetrische Phasenwechselenthalpie $\Delta\hat{h}_{PW}$
- Volumetrische Wärmekapazität $(\rho \cdot c_p)$
- Wärmeleitfähigkeit λ
- Wärmeübergangskoeffizient α

Und 2 Variablen:

- Aufgeschmolzene Höhe s
- Vergangene Zeit t

Zwischen diesen Parametern und Variablen besteht ein funktionaler Zusammenhang:

$$F\left(s, t, \Delta T, \Delta\hat{h}_{PW}, \left(\rho \cdot c_p\right), \lambda, \alpha\right) = 0 \tag{6.35}$$

Um nun die Π-Faktoren zu bestimmen, muss zunächst die Dimensionsmatrix B aufgestellt werden:

$$B = \begin{pmatrix} & s & t & \Delta T & \Delta\hat{h}_{PW} & \left(\rho \cdot c_p\right) & \lambda & \alpha \\ L & 1 & 0 & 0 & -1 & -1 & 1 & 0 \\ M & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ T & 0 & 1 & 0 & -2 & -2 & -3 & -3 \\ \Theta & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & -1 & -1 \end{pmatrix} \tag{6.36}$$

Der Rang r der Dimensionsmatrix beträgt 4. Daraus folgt nach Gl. (3.73), dass es $7 - 4 = 3$ Π-Faktoren gibt, mit denen der formale Zusammenhang aus Gl. (6.35) dargestellt werden kann.

Auch hier eignen sich folgende dimensionslose Kennzahlen als Π-Faktoren für dieses Problem:

- **Stefan-Zahl St**:

$$\mathrm{St} = \frac{\left(\rho \cdot c_p\right) \cdot \Delta T}{\Delta\hat{h}_{PW}} \tag{6.37}$$

- **Biot-Zahl Bi**:

$$\mathrm{Bi} = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda} \tag{6.38}$$

- **Fourier-Zahl Fo**:

$$Fo = \frac{\lambda}{\left(\rho \cdot c_p\right)} \cdot \frac{\mathrm{t}}{L^2} \tag{6.39}$$

Als charakteristische Länge L wird s gewählt.

Um zu zeigen, dass diese 3 dimensionslosen Kennzahlen, die gesuchten Π-Faktoren sind, wird die K-Matrix aufgestellt:

$$\mathrm{K} = \begin{pmatrix} & St & Bi & Fo \\ s & 0 & 1 & -2 \\ t & 0 & 0 & 1 \\ \Delta T & 1 & 0 & 0 \\ \Delta\hat{h}_{PW} & -1 & 0 & 0 \\ \left(\rho \cdot c_p\right) & 1 & 0 & -1 \\ \lambda & 0 & -1 & 1 \\ \alpha & 0 & 1 & 0 \end{pmatrix} \tag{6.40}$$

Wie es notwendig ist, ist die K-Matrix vom Rang 3. Außerdem lässt sich zeigen:

$$B \cdot K = (\underline{0} \quad \underline{0} \quad \underline{0})$$

Die Stefan-Zahl, die Biot-Zahl und die Fourier-Zahl sind somit die gesuchten Π-Faktoren. Der formale Zusammenhang lässt sich nun umformulieren zu:

$$F(St, Bi, Fo) = 0$$

Hier zeigt sich auch der Vorteil der Dimensionsanalyse. Anstatt einen Zusammenhang zwischen 7 unabhängigen physikalischen Größen zu suchen, ist es nur nötig, einen Zusammenhang zwischen 3 dimensionslosen Kennzahlen herzustellen.

Dimensionslose Darstellung der Lösung:

Wie in Abschnitt 6.2.1 gezeigt, erhält man folgende Lösung des Stefan Problems:

$$t(s) = \frac{\Delta\hat{h}_{PW} \cdot s^2}{2 \cdot \lambda \cdot \Delta T}\left(1 + 2\frac{\lambda}{\alpha \cdot s}\right) \tag{6.41}$$

Da die sensible Wärme vernachlässigt wurde, ist in der Gleichung die volumetrische Wärmekapazität $(\rho \cdot c_p)$ nicht enthalten. Da sich nun die Anzahl der physikalischen Größen J auf 6 reduziert hat, verringert sich auch die Anzahl an Π-Faktoren H auf 2 (Rang der Dimensionsmatrix r bleibt auf 4).

Es ist für diesen Fall nun notwendig statt der Stefan-Zahl und der Fourier-Zahl einen neuen Π-Faktor K_1 einzuführen. Praktischerweise zeigt sich, dass die Biot-Zahl und das Produkt aus der Stefan-Zahl und der Fourier-Zahl passende Π-Faktoren sind. Der Rang der daraus entstehenden K-Matrix ist 2 und das Produkt der Dimensionsmatrix und der K-Matrix ist eine 0-Matrix.

$$K_1 = St \cdot Fo = \frac{(\rho \cdot c_p) \cdot \Delta T}{\Delta\hat{h}_{PW}} \frac{\lambda}{(\rho \cdot c_p)} \cdot \frac{\mathrm{t}}{\mathrm{s}^2} = \frac{\mathrm{t} \cdot \lambda \cdot \Delta T}{\mathrm{s}^2 \cdot \Delta\hat{h}_{PW}}$$

Durch Einsetzen von Bi und K_1in die Gl. (6.41), erhält man nach kurzer Umformung:

$$K_1 = \frac{1}{2} + \frac{1}{Bi} \tag{6.42}$$

6.2.3 Vergleich mit numerischen Ergebnissen

Um einen Vergleich zwischen den numerischen Ergebnissen und der analytischen Lösung des Stefan-Problems durchführen zu können, wird das Simulationsbeispiel an das Stefan-Problem angepasst.

Dazu wird ohne die Metallschichten und die Umhüllung des Schichtaufbaus modelliert. Zusätzlich wird die Stefan-Zahl gegen 0 geführt, was einer Vernachlässigung der sensiblen Wärme entspricht. Der Π-Faktor K_1 aus Gleichung (6.42) sollte dann zum Zeitpunkt des vollständigen Phasenwechsels mit jenem der Simulation übereinstimmen.

Für den Vergleich der Ergebnisse wird ein neuer Faktor t^* verwendet, der die Abweichung zwischen der analytischen und der numerischen Lösung darstellt:

$$\mathrm{t}^* = \frac{\mathrm{K}_{1,\mathrm{num}}}{\mathrm{K}_{1,\mathrm{ana}}} = \frac{\left(\frac{\mathrm{t}_{\mathrm{num}} \cdot \lambda \cdot \Delta T}{\mathrm{s}^2 \cdot \Delta\hat{h}_{PW}}\right)}{\left(\frac{\mathrm{t}_{\mathrm{ana}} \cdot \lambda \cdot \Delta T}{\mathrm{s}^2 \cdot \Delta\hat{h}_{PW}}\right)} = \frac{t_{num}}{t_{ana}} \tag{6.43}$$

In Abbildung 6.4 sind die Ergebnisse der Simulationen entsprechend dem Stefan-Problem dargestellt. Die Stefan- und die Biot-Zahl wurden bei den Simulationen variiert wie erwartet, strebt t^* bei $\mathrm{St} \rightarrow 0$ gegen 1. $\mathrm{K}_{1,\mathrm{ana}}$ stimmt dann mit $\mathrm{K}_{1,\mathrm{num}}$ überein.

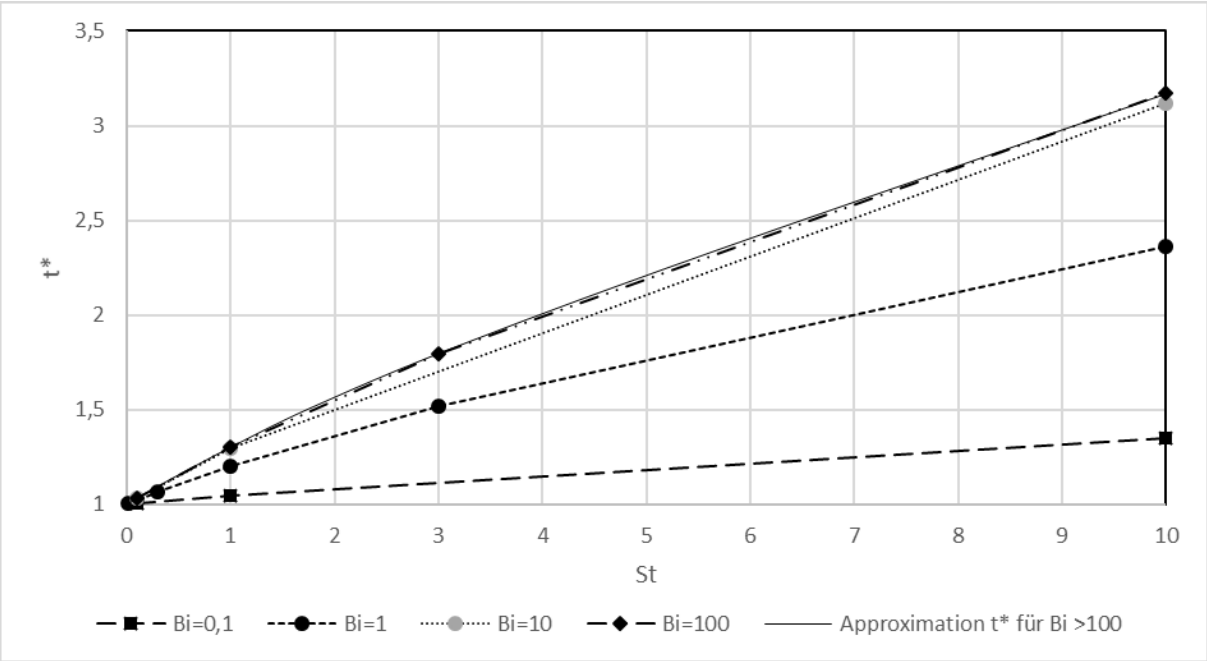

Abbildung 6.4: Abhängigkeit der bezogenen Aufschmelzzeit t in Abhängigkeit der Stefan Zahl*

Einerseits verifizieren die Ergebnisse das Simulationsmodell, da die numerischen Ergebnisse gegen die analytische Lösung streben, andererseits ermöglichen die numerischen Ergebnisse eine Aussage über den Einfluss der sensiblen Wärmespeicherung auf die Lösung des Stefan-Problems. Der Faktor t^* steht für die Änderung der numerischen Lösung des Stefan-Problems gegenüber der analytischen Lösung t_{ana}, wenn sensible Wärmespeicherung berücksichtigt wird.

Der Faktor t^* ist abhängig von der Stefan-Zahl und der Biot-Zahl. In Abbildung 6.4 zeigt sich zusätzlich, dass die Abhängigkeit von der Biot-Zahl nur unterhalb von $Bi = 100$ gegeben ist, darüber ist t^* nur von der Stefan-Zahl abhängig.

Die Abhängigkeit von t^* von der Biot-Zahl kann mit folgendem Faktor ausgedrückt werden:

$$f_{t^*}(St, Bi) = \frac{t^*(St, Bi) - 1}{t^*(St, Bi \to \infty) - 1} \tag{6.44}$$

Dazu wird ausgenutzt, dass t^* für $Bi > 100$ nur von der Stefan-Zahl abhängt. Abbildung 6.5 zeigt diesen Zusammenhang für unterschiedliche Stefan-Zahlen. Die Stellen, die mit x gekennzeichnet sind, stellen die Ergebnisse der Simulationen mit den verschiedenen Stefan-Zahlen dar. Die punktierte Linie ist eine Approximationsfunktion, mit der die Simulationsergebnisse am besten angenähert werden. Es zeigt sich, dass f_{t^*} annähernd unabhängig von der Stefan-Zahl ist.

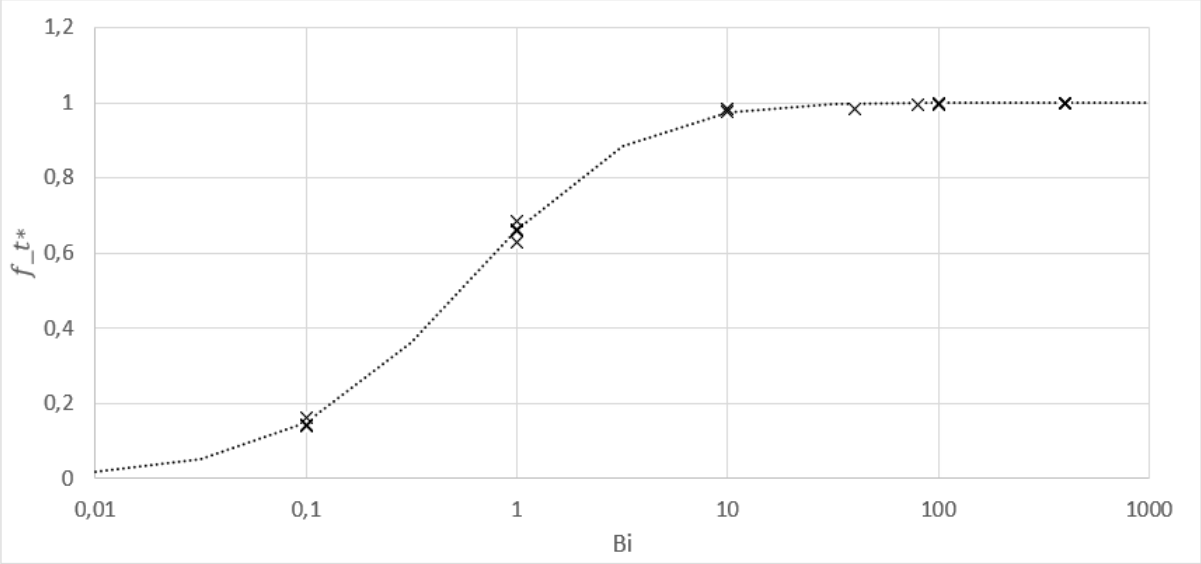

Abbildung 6.5: Abhängigkeit des Faktors f_{t^*} von der Biot-Zahl

Die Approximationsfunktion lautet:

$$f_{t^*}(Bi) = 1 - \frac{1}{0{,}2192616 \cdot Bi^2 + 1{,}171836838 \cdot Bi + 1} \tag{6.45}$$

Für $t^*(St, Bi \to \infty)$ lässt sich ebenfalls eine Approximationsfunktion erstellen:

$$t^*(St, Bi \to \infty) = \frac{1 + 1{,}335 \cdot St + St^2 + St^3 + 1{,}5607 \cdot St^4 + 0{,}18404 \cdot St^5}{1 + St + 0{,}66894 \cdot St^2 + St^3 + St^4} \tag{6.46}$$

Aus Gleichung (6.44) ergibt sich somit:

$$t^*(St, Bi) = [t^*(St, Bi \to \infty) - 1] \cdot f_{t^*}(Bi) + 1 \tag{6.47}$$

Die maximale Abweichung dieser Approximationsfunktion von den Simulationsergebnissen liegt unter 3%. Die Approximationsfunktion wurde mittels Minimierung der Fehlerquadrate zu den Simulationsergebnissen erstellt und gilt für Stefan-Zahlen von 0 bis 10 und Biot-Zahlen von 0 bis ∞. Bei Stefan-Zahlen über 10 handelt es sich um überwiegend sensible Wärmespeicher, weshalb die Simulationen nur bis zu diesem Wert durchgeführt wurden.

6.3 Simulationsergebnisse

Bei der Simulation handelt es sich um eine explizite Lösung der 2-dimensionalen instationären Wärmeleitungsgleichung, die mithilfe von Matlab ausgeführt wurde [62]. Für die benötigte Auflösung sind Zeitschritte im Mikrosekundenbereich notwendig, damit die Lösung nicht instabil wird. Das führte dazu, dass die Simulationen für sehr dünne Schichtdicken des PCMs mehrere Stunden Rechenzeit benötigten.

Wie durch die Dimensionsanalyse gezeigt, können die Simulationsergebnisse für das Schichtaufbau durch die folgenden 8 Π-Faktoren beschrieben werden:

- Stefan-Zahl **St**
- Biot-Zahl $\boldsymbol{Bi}^*$
- Fourier-Zahl $\boldsymbol{Fo}$
- Volumenanteil an Metall im Schichtaufbau $\boldsymbol{x_M}$
- Verhältnis zwischen Schichtdicke und Schichthöhe $\boldsymbol{\eta}$

- Dimensionslose spezifische Wärmekapazität des Metalls $\overline{(\boldsymbol{\rho} \cdot \boldsymbol{c_p})}_{\boldsymbol{M}}$
- Dimensionslose Wärmeleitfähigkeit des Metalls $\bar{\boldsymbol{\lambda}}_{\boldsymbol{M}}$
- Verhältnis zwischen Höhe der Ummantelung und Schichthöhe $\boldsymbol{\eta_{Um}}$

Analog gilt die folgende Darstellung:

$$Fo = f\left(St, Bi^*, x_M, \eta, \overline{(\rho \cdot c_p)}_M, \bar{\lambda}_M, \eta_{Um}\right)$$

Die dimensionslose Lösung des Stefan-Problems liefert für reines PCM ohne sensible Wärmespeicherung entsprechend Abschnitt 6.2.2 folgende Gleichung, wobei ebenfalls der Wärmedurchgangskoeffizient k für die Berechnung der Biot-Zahl verwendet werden muss, weshalb nun die modifizierte Biot-Zahl Bi^* Anwendung findet:

$$Fo_{PCM} = f(St, Bi^*) = \frac{1}{St}\left(\frac{1}{2} + \frac{1}{Bi^*}\right) \tag{6.48}$$

Für die Darstellung der Simulationsergebnisse eignet sich der Faktor $\bar{t}$:

$$\bar{t} = \frac{Fo}{Fo_{PCM}} = \frac{\left(\frac{\lambda_{PCM}}{(\rho \cdot c_p)_{PCM}} \cdot \frac{t_{ges}}{{h_{PCM}}^2}\right)}{\left(\frac{\lambda_{PCM}}{(\rho \cdot c_p)_{PCM}} \cdot \frac{t_{ges,PCM}}{{h_{PCM}}^2}\right)} = \frac{t_{ges}}{t_{ges,PCM}} \tag{6.49}$$

Bei $\bar{t}$ handelt sich es somit um den Faktor, um den die Phasenwechselzeit eines reinen PCMs $t_{ges,PCM}$ durch die Metallschichten verringert wird.

In Abbildung 6.6 und Abbildung 6.7 sind für Fo und $\bar{t}$ ausgewählte Simulationsergebnisse über das Schichtdicken zu -höhen Verhältnis η dargestellt. Zudem sind für die jeweiligen Simulationsergebnisse Approximationsfunktionen, wie sie in Abschnitt 6.3.2 erklärt sind, dargestellt, um das Verhalten von Fo und $\bar{t}$ über η für verschiedene Werte von $St, Bi^*, x_M, \overline{(\rho \cdot c_p)}_M, \bar{\lambda}_M$ und η_{Um} zu verdeutlichen. Da $\overline{(\rho \cdot c_p)}_M$ und η_{Um} kaum einen Einfluss auf Fo und $\bar{t}$ haben, werden sie nicht explizit erwähnt.

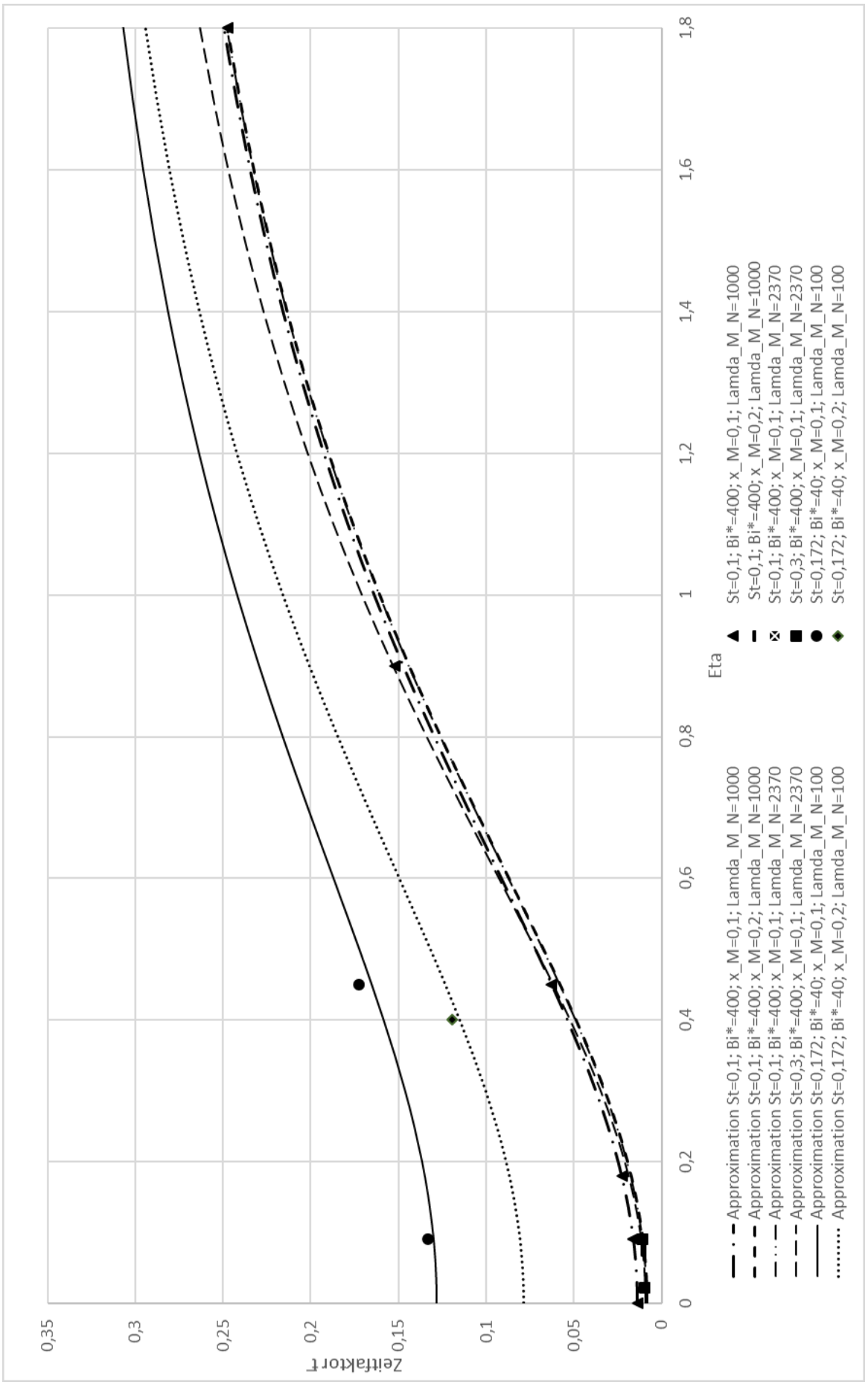

Abbildung 6.6: Ausgewählte Simulationsergebnisse aufgetragen über das Verhältnis von Schichtdicke zu Schichthöhe η

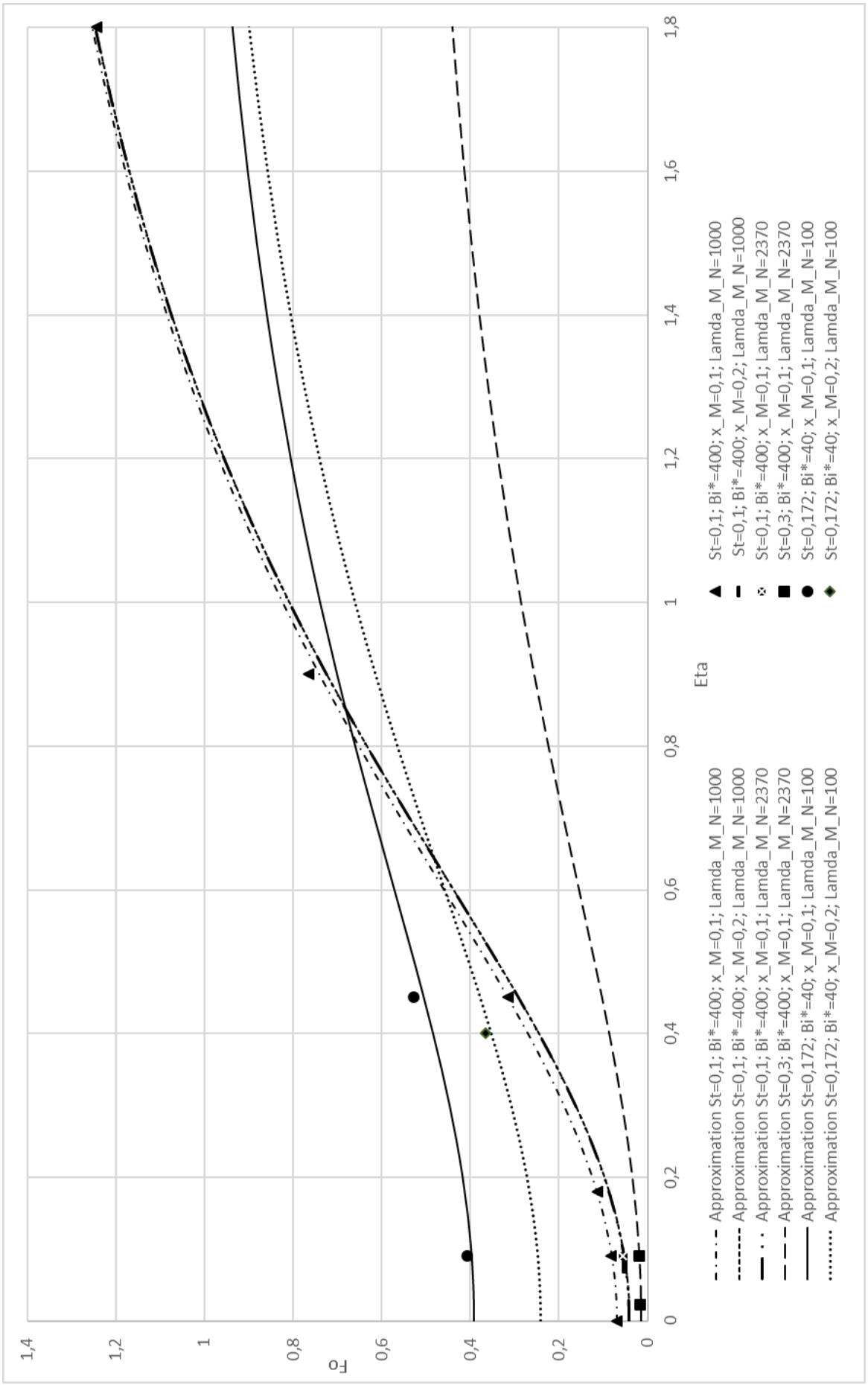

Abbildung 6.7: Ausgewählte Simulationsergebnisse aufgetragen über das Verhältnis von Schichtdicke zu Schichthöhe η

6.3.1 Theoretisches homogenes Verbundmaterial

Abbildung 6.6 und Abbildung 6.7 zeigen eine deutliche Verringerung der Phasenwechselzeit mit steigendem Anteil an Metall x_M und mit sinkenden Schichtdicken zu -höhen Verhältnis η.

Die Verringerung der Phasenwechselzeit bei einem höheren Anteil an Metall x_M lässt sich neben der Verbesserung des Wärmetransports durch den höheren Metallanteil auch auf eine geringere Phasenwechselenthalpie des gesamten Schichtaufbaus aufgrund des geringeren Anteils an PCM zurückführen.

Die Verringerung der Phasenwechselzeit bei geringeren η hängt währenddessen jedoch ausschließlich vom Schichtdicken zu -höhen-Verhältnis ab. Die Phasenwechselenthalpie des Schichtaufbaus bleibt gleich. Würde η gegen 0 sinken, würde der Schichtaufbau sich einem homogenen Verbundmaterial annähern.

Für ein solches theoretisches homogenes Verbundmaterial kann ebenfalls eine Fourier-Zahl Fo entsprechend Gleichung (6.48) bestimmt werden.

Hierzu müssen die physikalischen Eigenschaften dieses homogenen Verbundmaterial aus Metall und PCM mithilfe der folgenden Gleichungen bestimmt werden.

Für die volumetrische Wärmekapazität des Verbundes erhält man:

$$\left(\rho \cdot c_p\right)_{Misch} = \left(\rho \cdot c_p\right)_M \cdot x_M + \left(\rho \cdot c_p\right)_{PCM} \cdot (1 - x_M) \tag{6.50}$$

Die volumetrische Phasenwechselenthalpie ändert sich folgendermaßen:

$$\Delta\hat{h}_{PW,Misch} = \Delta\hat{h}_{PW} \cdot (1 - x_M) \tag{6.51}$$

Für die Berechnung der Wärmeleitfähigkeit des theoretischen homogenen Verbundmaterials aus jener des Metalls und des PCMs muss nun eine Annahme getroffen werden. Hierzu wird das gewichtete Mittel verwendet:

$$\lambda_{\mathrm{Misch}} = \lambda_{\mathrm{M}} \cdot x_{\mathrm{M}} + \lambda_{\mathrm{PCM}} \cdot (1 - x_{\mathrm{M}}) \tag{6.52}$$

Stefan- und Biot-Zahl der homogenen Mischung werden mit diesen Werten für $\left(\rho \cdot c_p\right)$, $\Delta\hat{h}_{PW}$ und λ bestimmt.

Es zeigt sich nun, dass die Fourier-Zahlen der Simulationsergebnisse für η→ 0 gegen die Fourier-Zahl Fo_{theo} des theoretischen homogenen Verbundmaterials bei gleichen St, Bi^*, x_M und $\bar{\lambda}_M$ streben.

In Abbildung 6.8 ist zudem das Aufschmelzverhalten eines solchen theoretischen homogenen Verbundmaterial dem des Schichtaufbaus mit zwei unterschiedlichen η gegenübergestellt. Es sind der Zeitverlauf des Anteils an flüssigen PCMs x_f und der Zeitverlauf des dimensionslosen Wärmestroms $\bar{\dot{Q}}$ dargestellt. Es zeigt sich deutlich, wie sich das Verhalten des Schichtaufbaus mit sinkenden Schichtdicken zu -höhen Verhältnis η dem theoretischen homogenen Verbundmaterial annähert.

Das gewichtete Mittel der Wärmeleitfähigkeiten von Metall und PCM kann somit als Grenzwert für die Wärmeleitfähigkeit des Schichtaufbaus angenommen werden, der durch Verringerung des Schichtdicken zu -höhen Verhältnisses erreicht werden kann.

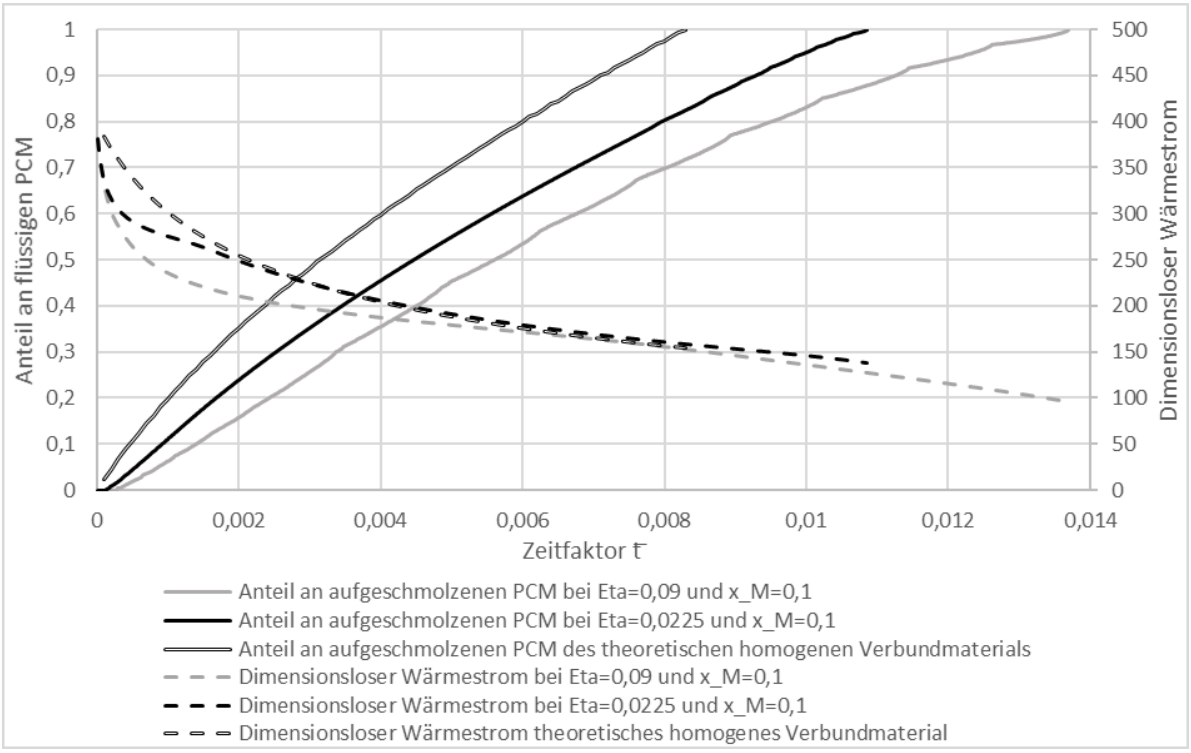

Abbildung 6.8: Annäherung der thermischen Eigenschaften des Schichtaubaus mit sinkenden η an ein theoretisches homogenes Verbundmaterial

6.3.2 Approximationsfunktion

Für eine Vorhersage der Phasenwechselzeit des Schichtaufbaus auf Basis der Simulationsergebnisse wird eine Approximationsfunktion für die Fourier-Zahl Fo erstellt, die neben der Stefan- und Biot-Zahl abhängig vom Anteil an Metall x_M im Schichtaufbau, von der dimensionslosen Wärmeleitfähigkeit des Metalls $\bar{\lambda}_M$ und von dem Verhältnis von Schichtdicke zu Schichthöhe η ist. Die dimensionslosen Kennzahlen $\overline{(\rho \cdot c_p)}_M$ und η_{Um} werden aufgrund ihrer geringen Schwankungsbreite und ihres geringen Einflusses auf die Phasenwechselzeit vernachlässigt.

Für diese Approximationsfunktion gibt es zwei Randbedingungen, die sie erfüllen muss. Die erste Randbedingung ist, dass für $\eta \rightarrow 0$ die Fourier-Zahl gegen die Fourier-Zahl Fo_{theo} eines theoretischen homogenen Verbundmaterials strebt, dessen Wärmeleitfähigkeit das gewichtete Mittel der Komponenten ist.

Die zweite Randbedingung lautet, dass für $\eta \rightarrow \infty$ die Fourier-Zahl gegen das Produkt des Faktors t^* und der Fourier-Zahl Fo_{PCM} strebt, was der Fourier-Zahl eines reinen PCMs mit sensibler Wärmespeicherung entspricht. Diese Bedingung gilt auch für $x_M \rightarrow 0$.

Folgender Gleichungsaufbau erfüllt diese Randbedingungen:

$$\mathrm{Fo} = \frac{t^*(St, Bi^*)}{\mathrm{St}} \cdot \left(\frac{1}{Bi^*} + \frac{\left(\frac{1 - x_M}{2 \cdot (x_M \cdot \overline{\lambda_M} - x_M + 1)} - \frac{x_M}{Bi} \right) \cdot c + \frac{k}{2} \cdot \eta^n + k_{o1} \cdot \eta^{n-1}}{c + \mathrm{k} \cdot \eta^n + k_{u1} \cdot \eta^{n-1}} \right) \qquad (6.53)$$

Die Konstanten k, k_{o1}, k_{u1}, n und c müssen so bestimmt werden, dass die Approximationsfunktion bestmöglich mit den Simulationsergebnissen übereinstimmt. Die in Abbildung 6.7 verwendeten Konstanten wurden mittels der Methode der kleinsten Fehlerquadrate bestimmt. Für sie gilt:

$c = 648,34$	$n = 3$	$k = 0,1$	$k_{o1} = 92,54$	$k_{u1} = 586,96$

Für diese Approximationsfunktion gilt der folgende Geltungsbereich, wobei die Abweichung von den Ergebnissen, der im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Simulationen, unter 10% liegt:

$0,04 < St < 0,52$	$2 < Bi^* < 4000$	$0 < \eta < 1,8$	$0 < x_M < 0,3$	$100 < \overline{\lambda_M} < 2400$

6.4 Variation der Kennzahlen

Die folgende Variation der Kennzahlen basiert auf der Approximationsfunktion und wurde, soweit möglich, mit Simulationsergebnissen verifiziert. Auf zusätzliche Simulationen wurde aufgrund der langen Laufzeiten und der beschränkten zeitlichen Ressourcen verzichtet.

6.4.1 Variation des Anteils an Metall

Abbildung 6.9 zeigt die Variation des Anteils an Metall im Schichtaufbau für verschiedene Kombinationen der Stefan-Zahl, der Biot-Zahl, η und $\overline{\lambda_M}$.

Es wird im Diagramm nur der gültige Bereich von x_M von 0 bis 0,3 dargestellt. Unabhängig von den anderen Kennzahlen zeigt sich bis zu einem Wert von $x_M = 0,1$ eine deutliche Abnahme des Zeitfaktors $\bar{t}$ und somit der gesamten Phasenwechselzeit. Darüber hinaus fallen die Verringerungen der Phasenwechselzeit nur gering aus, wobei hierbei der sinkende Anteil an PCM und damit verbunden die sinkende Speicherkapazität des Schichtaufbaus eine Rolle spielen.

Der Zeitfaktor $\bar{t}$ überschreitet 1 bei $x_M = 0$ aufgrund der in Gleichung (3.63) über t^* berücksichtigten Effekte aufgrund sensibler Wärmespeicherung.

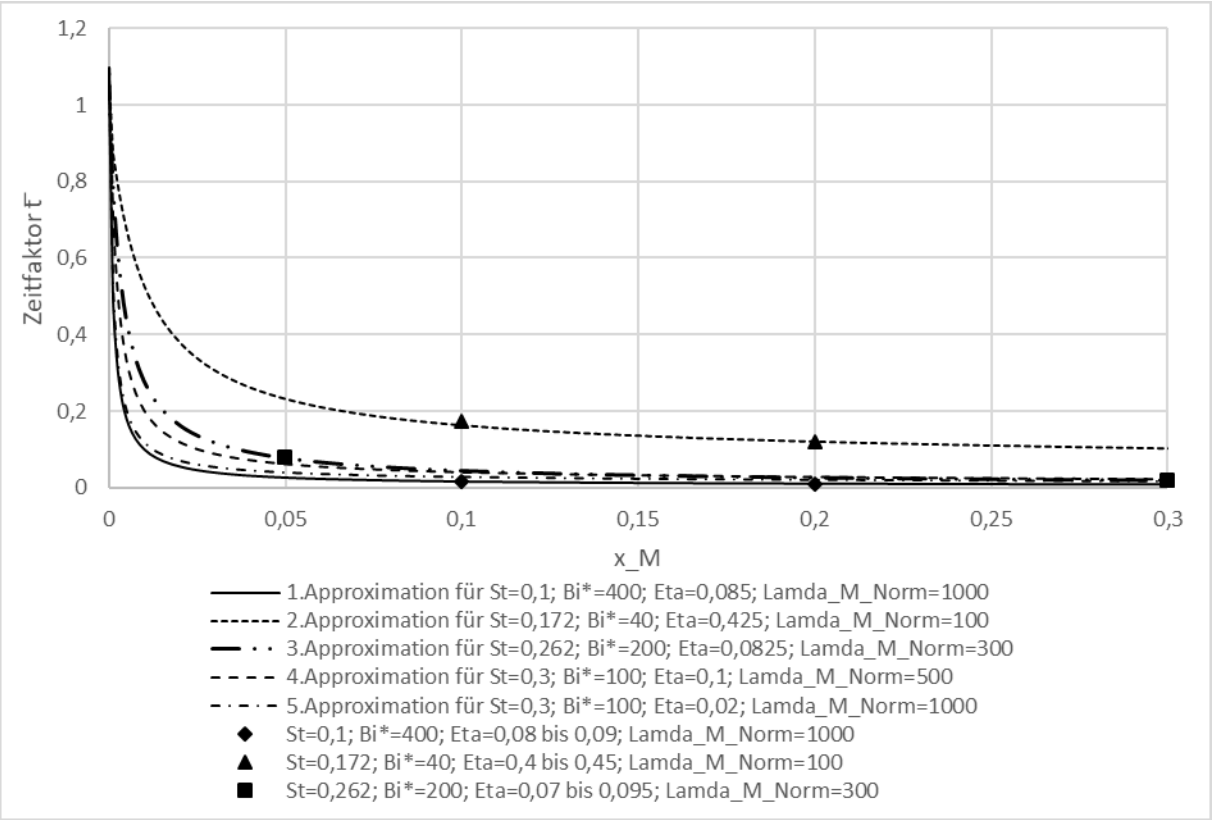

Abbildung 6.9: Variation des Anteils an Metall x_M dargestellt über den Zeitfaktor $\bar{t}$

6.4.2 Variation der Biot-Zahl

In Abbildung 6.10 und Abbildung 6.11 ist die Variation der Biot-Zahl Bi^* für verschiedene Kombinationen von $\mathrm{St}, \eta, \mathrm{x_M}$ und $\bar{\lambda}_\mathrm{M}$ dargestellt.

Der Gültigkeitsbereich der Approximationsfunktion reicht von 2 bis 4000 für die Biot-Zahl. Ab einer Biot-Zahl von 100 wird keine signifikante Änderung des Zeitfaktors mehr beobachtet. Unter einer Biot-Zahl von 40 beginnt eine starke Steigung des Zeitfaktors.

Da in den meisten Fällen die Geometrie des Latentwärmespeichers und das PCM vorgegeben sind, lässt sich die Biot-Zahl nur durch den Wärmeübergangskoeffizienten α beeinflussen und ist direkt proportional zu diesem (Siehe Abschnitt 6.1.4).

Die 1., 2. und 5. Approximationslinie liegen so nahe beieinander, dass in Abbildung 6.10 und Abbildung 6.11 kaum ein Unterschied festgestellt werden kann.

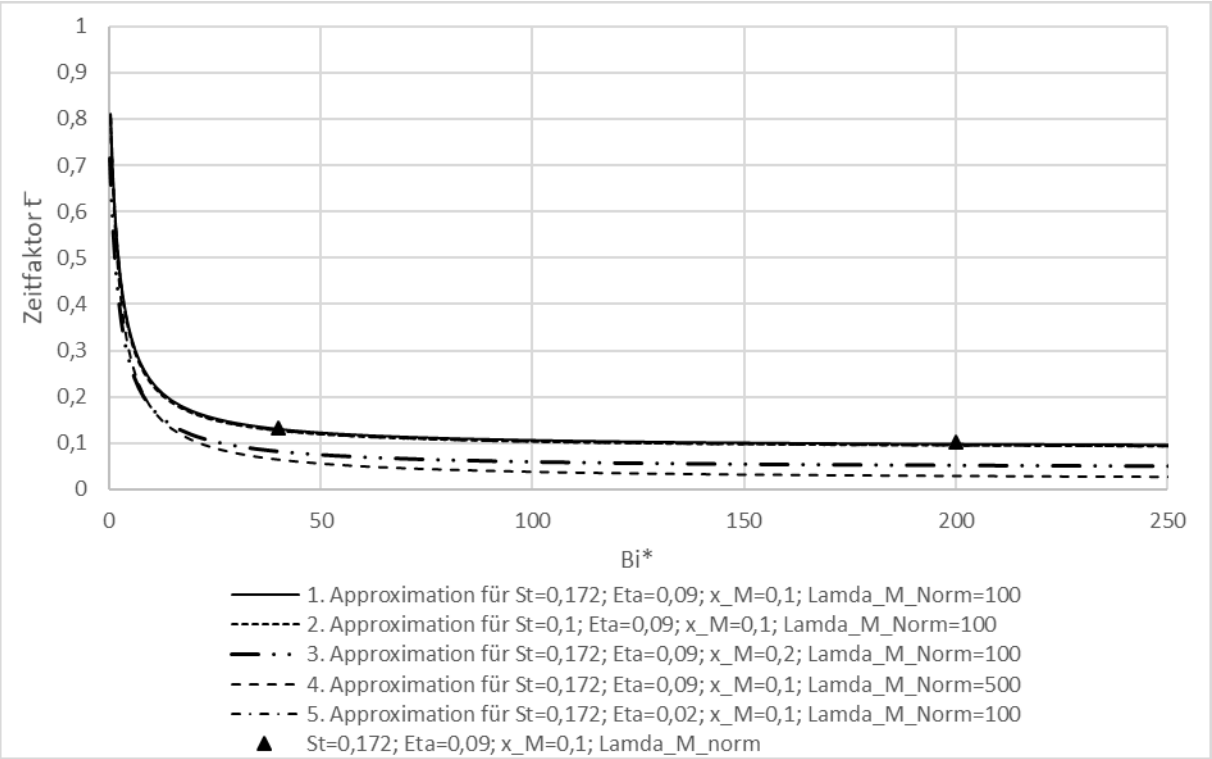

Abbildung 6.10: Änderung des Zeitfaktors in Abhängigkeit der Biot-Zahl

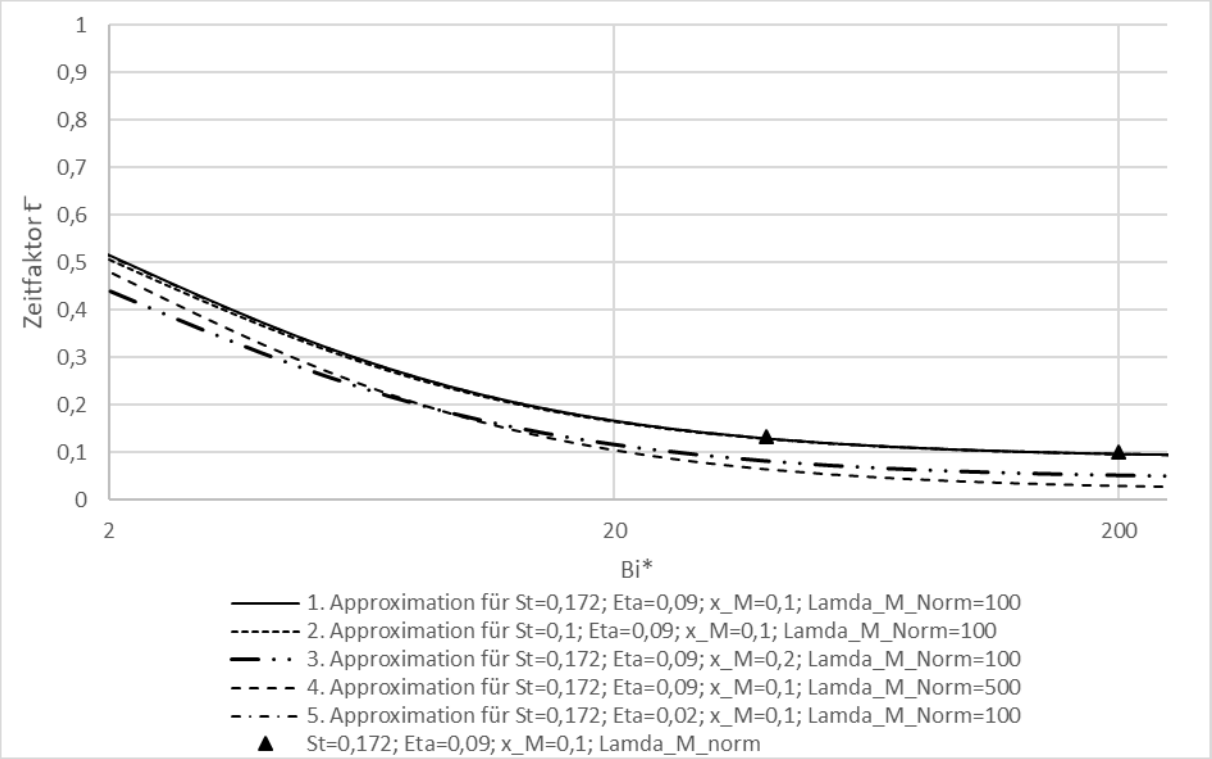

Abbildung 6.11: Logarithmische Darstellung der Änderung des Zeitfaktors in Abhängigkeit der Biot-Zahl

6.4.3 Variation der dimensionslosen Wärmeleitfähigkeit

In Abbildung 6.12 ist die Abhängigkeit des Zeitfaktors von dem Verhältnis der Wärmeleitfähigkeit des Metalls zu jener des PCMs $\overline{\lambda_M}$ dargestellt.

Da die Approximationsfunktion nur für den Bereich $100<\overline{\lambda_M}<2400$ gilt, handelt es sich bei den Kurven unterhalb von $\overline{\lambda_M} = 100$ um Extrapolationen der Approximationsfunktion. Qualitativ

wird der Verlauf der Kurven für $\overline{\lambda_M} \to 1$ korrekt sein, da mit Annäherung der Wärmeleitfähigkeiten von PCM und Metall damit zu rechnen ist, dass der Zeitfaktor gegen einen Wert etwas unter 1 strebt. Der genaue Grenzwert wird jedoch vom Anteil an Metall abhängig sein.

Für $\overline{\lambda_M} > 100$ verändert sich der Zeitfaktor nur geringfügig, oberhalb von 500 ist keine signifikante Änderung mehr zu beobachten. Werte von $\overline{\lambda_M} > 100$ sind aufgrund der Kombination von hochwärmeleitenden Metallen und niedrigwärmeleitenden PCMs wahrscheinlich.

Der Zusammenhang aus Abschnitt 6.4.2 über das Verhalten der die Biot-Zahl zeigt sich ebenso in Abbildung 6.12. Die 3. Approximationslinie, bei der $Bi^* = 2$ gilt, liegt deutlich über den anderen Approximationslinien mit $Bi^* = 100$.

In Abbildung 6.12 verlaufen die 1., 2. und 5. Approximationslinie so ähnlich, dass kaum ein Unterschied beobachtet werden kann.

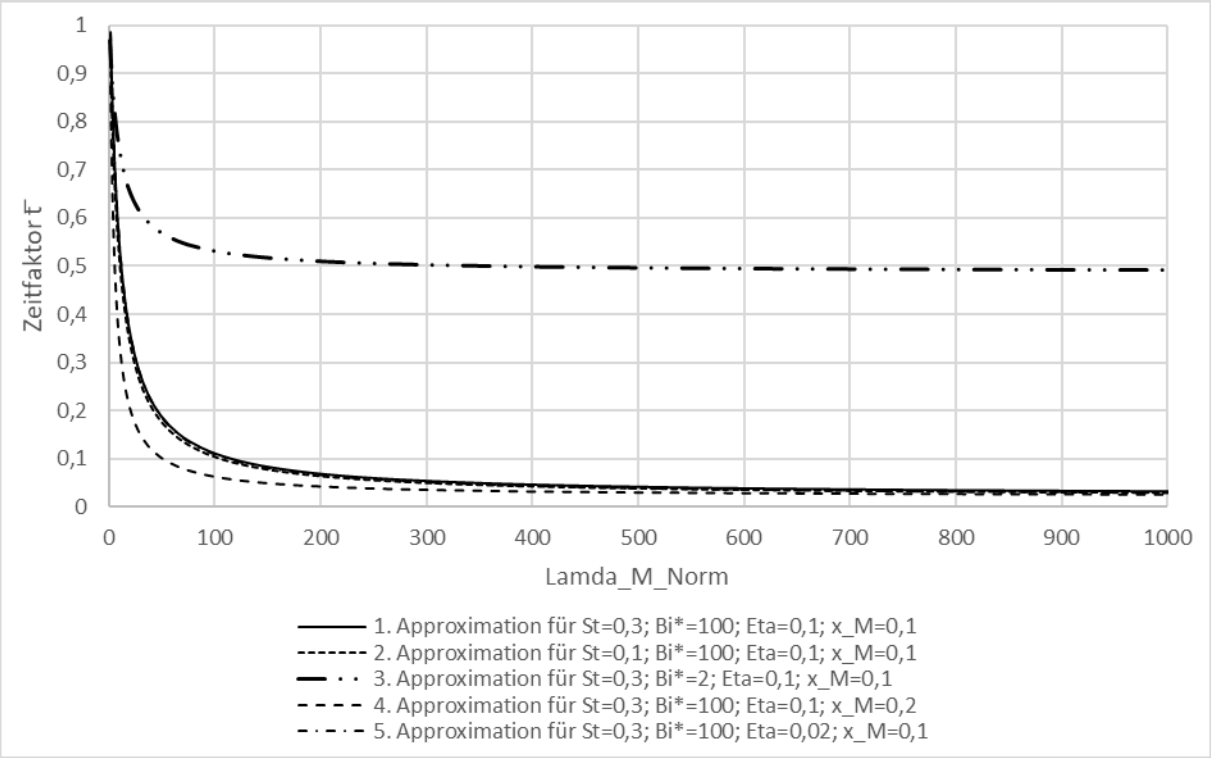

Abbildung 6.12: Abhängigkeit des Zeitfaktors von dem Verhältnis der Wärmeleitfähigkeit des Metalls zu jener des PCMs $\overline{\lambda_M}$

6.4.4 Variation der Stefan-Zahl

In Abbildung 6.13 ist die Abhängigkeit des Zeitfaktors von der Stefan-Zahl dargestellt. Über den gültigen Bereich der Approximationsfunktion für die Stefan-Zahl von 0,04 bis 0,53 sind keine deutlichen Veränderungen festzustellen. Einzig ein geringfügiger Anstieg findet statt.

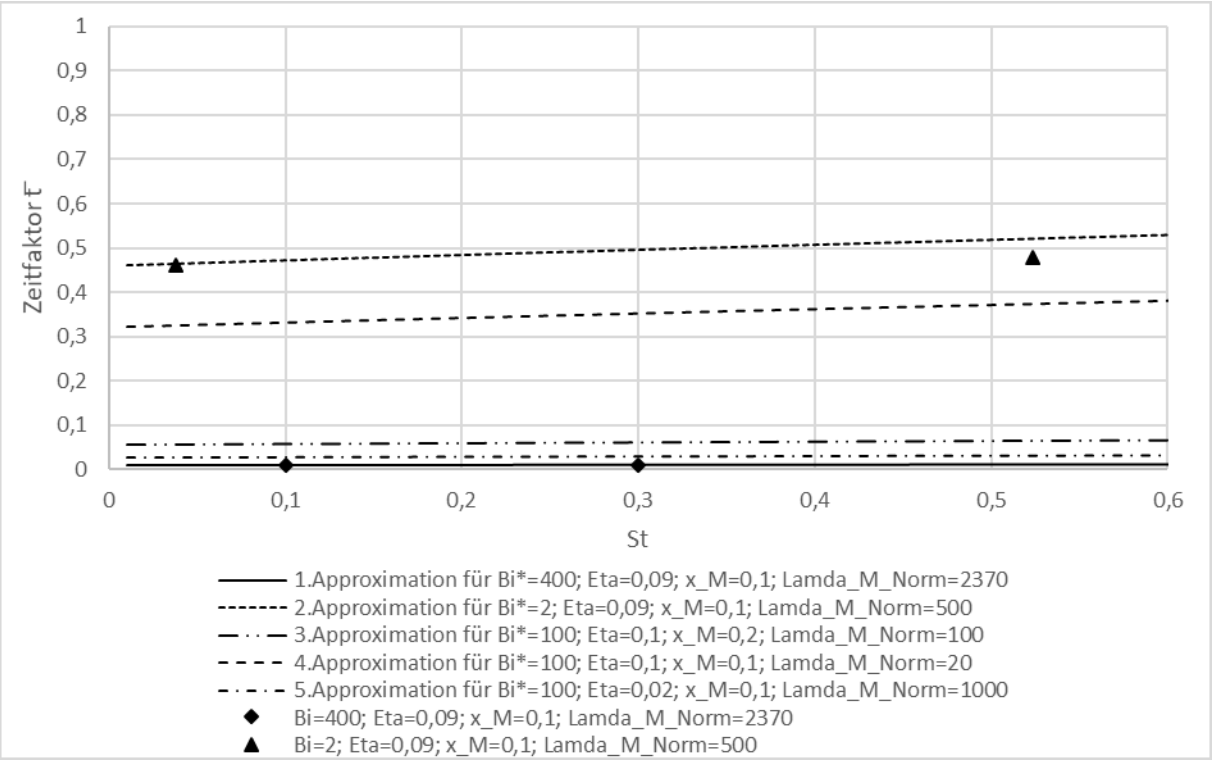

Abbildung 6.13: Abhängigkeit des Zeitfaktors von der Stefan-Zahl

6.5 Zusammenfassung

Für einen Schichtaufbau, basierend auf dem Sandwich-Konzept [5], lassen sich aufgrund der Simulationsergebnisse folgende Aussagen treffen:

- Das Verhältnis der Schichtdicke zur Schichthöhe η hat einen starken Einfluss auf die Phasenwechselzeit. Mit sinkenden η sinkt ebenfalls der Zeitfaktor $\bar{t}$ und damit verbunden die Phasenwechselzeit. Unterhalb von $\eta = 0{,}1$ sind die Veränderungen jedoch nur noch minimal.
- Das Verhalten des Schichtaufbaus strebt mit sinkenden η gegen jenes eines theoretischen homogenen Verbundmaterials, dessen Wärmeleitfähigkeit dem gewichteten Mittel der Wärmeleitfähigkeiten des Metalls und des PCMs des Schichtaufbaus entspricht.
- Eine Steigerung des Anteils an Metall im Schichtaufbau über 10% bewirkt nur noch geringe Verbesserungen des Phasenwechselverhaltens. Da mit steigendem Anteil an Metall zudem die Phasenwechselenthalpie des Schichtaufbaus sinkt, ist eine Begrenzung des Anteils an Metall auf 10 bis 15% sinnvoll.
- Signifikante Verbesserungen der Phasenwechselzeit finden oberhalb einer Biot-Zahl von 100 nicht mehr statt. Ein Wert der Biot-Zahl von mindestens 40 sollte angestrebt werden, da darunter die Phasenwechselzeit stark steigt.
- Ein Verhältnis der Wärmeleitfähigkeiten von Metall zu PCM $\overline{\lambda_M}$ über 100 wird bei der Verwendung von Aluminium als Metall für fast alle Metall-PCM-Paarungen erreicht. Deutlich Verringerungen der Phasenwechselzeit finden oberhalb von $\overline{\lambda_M} = 100$ nicht mehr statt. Die Verwendung von Aluminium ist ausreichend und wird angeraten.
- Die Veränderung der Stefan-Zahl hat kaum Auswirkungen auf den Zeitfaktor $\bar{t}$.

7 Prüfstand - Allgemeines

Eine zentrale Aufgabenstellung dieser Arbeit war die Entwicklung eines Prüfstandkonzeptes.

Der im Folgenden vorgestellte Prüfstand, verfolgt das Ziel, das Hybridspeicherkonzept möglichst anwendungsnah zu testen. Er soll es ermöglichen, bei der Be- und Entladung des Hybridspeichers unterschiedliche Lastcharakteristiken zu fahren.

In diesem Kapitel wird auf die Anforderungen an den Prüfstand, die möglichen Aufbauten und die dazu benötigten Komponenten eingegangen.

7.1 Anforderungen

Aus dem Ziel, möglichst anwendungsnahe Tests durchzuführen, folgen diverse Anforderungen, die in diesem Abschnitt diskutiert werden.

Anforderungen an den Aufbau

Es ergeben sich einerseits Anforderungen an den Aufbau des Prüfstandes in Hinblick auf den Dampfspeicher:

- *Geometrische Ähnlichkeit*

  Eine geometrische Ähnlichkeit des Dampfspeichers des Prüfstandes zu industriellen Dampfspeichern wird gefordert. Ansonsten ist die Ähnlichkeit der Wärmeübergänge nur beschränkt möglich, da die Wärmeübergangskoeffizienten von der Geometrie abhängig sind.

- *Ähnlichkeit in der Be- und Entladung*

  Wenn die Lastcharakteristiken der industriellen Dampfspeicher nachempfunden werden können, sind die Ergebnisse zur Steigerung der Speicherkapazität aussagekräftiger bzw. können Aussagen abhängig von dem Betrieb der Speicher getroffen werden. Aus dieser Forderung folgt die Notwendigkeit einer steuerbaren Dampfzufuhr und -abfuhr.

In Bezug auf die Interaktion zwischen Dampfspeicher und PCM ergibt sich folgende Anforderung an den Prüfstand.

- *Ähnlichkeit der Wärmedurchgänge*

  Ohne einen ähnlichen Wärmedurchgangskoeffizienten zwischen Wasser und PCM sind die Ergebnisse zur Kapazitätssteigerung durch den Latentwärmespeicher weniger aussagekräftig. Nur unter diesen Umständen können die in Kapitel 5 beschriebenen Wärmeübergangsphänomene zustande kommen.
  Erst hieraus ergibt sich die Notwendigkeit eines Zweiphasengemisches aus flüssigem und dampfförmigem Wasser im Speicher des Prüfstandes.

In Bezug auf das PCM, das beim Prüfstand verwendet wird, erhält man folgende Forderung:

- *Ähnlichkeit der thermischen und physikalischen Eigenschaften des PCMs*

  Die große Auswahl an Phasenwechselmaterialien sorgt auch für eine große Variation an thermischen und physikalischen Eigenschaften. Die geeignete Wahl des PCMs ist notwendig, damit die Ergebnisse des Prüfstandes auf die Praxis umgelegt werden können.

Anforderungen an die Messgeräte

Um die Anforderung an eine steuerbare Zu- und Abfuhr von Wasserdampf zu erfüllen, ist eine genaue Messung Dampfströme erforderlich. Hierzu ist die Bestimmung folgender drei Messgrößen in der Dampf-zuführenden und in der Dampf-abführenden Leitung vorzusehen:

- Temperatur
- Druck
- Volumen- oder Massenstrom

Außerdem ist die Bestimmung folgender 3 Größen des Dampfspeichers notwendig, um den Beladungszustand festzustellen:

- Temperatur
- Druck
- Füllstand

Um zu bestimmen, welche Wärmeströme über die Speicherwand in das PCM fließen, sind Temperatursonden im PCM vorzusehen.

Für die Messgeräte gelten die folgenden Anforderungen:

- Eignung für Wasserdampf für den gewählten Druck- und Temperaturbereich
- Ausreichende Messgenauigkeit
- Geeignete Kommunikationsschnittstelle

Eine geeignete Kommunikationsschnittstelle ist notwendig, um die Kommunikation der Messdaten in Echtzeit mit einer zentralen Steuerung zu ermöglichen, wodurch eine Regelung der Dampfmassenströme ermöglicht wird.

Anforderungen an die Regeleinrichtungen

Um verschiedene Lastcharakteristiken der Dampfzu- und -abfuhr am Hybridspeichers zu testen, ist die Regelung der Dampfmassenströme in Abhängigkeit der gemessenen Temperatur und des gemessenen Druckes notwendig. Umsetzbar ist das über eine zentrale Steuereinheit.

Die Regeleinrichtungen müssen über Kommunikationsschnittstellen verfügen, die eine externe Steuerung ermöglichen.

Anforderungen an alle Komponenten

Aufgrund der Verwendung von Wasserdampf muss die Beständigkeit der verschiedenen Komponenten gegen den Kontakt mit Wasserdampf, die auftretenden Temperaturen und die auftretenden Drücke gegeben sein.

7.2 Aufbau

Im Zentrum des Prüfstandes steht der Hybridspeicher. Die Dampfzufuhr findet über einen mit dem Speicher verbundenen Dampferzeuger statt. Dieser ist mit einem Speisewasserbehälter verbunden. Die Abfuhr des Dampfes kann entweder an die Umgebung stattfinden, oder eine Rückführung in den Speisewasserbehälter mit Zwischenschritt über einen Kondensator wird vorgesehen. Die Regelung der Dampfmassenströme erfolgt über eine zentrale Steuereinheit, welche Messignale aller Messgeräte erhält.

Da die Komponenten des Prüfstands in Kontakt mit Dampf stehen und druckbelastet sind, gelten für sie Beschränkungen in Bezug auf Druck- und Temperaturbelastung.

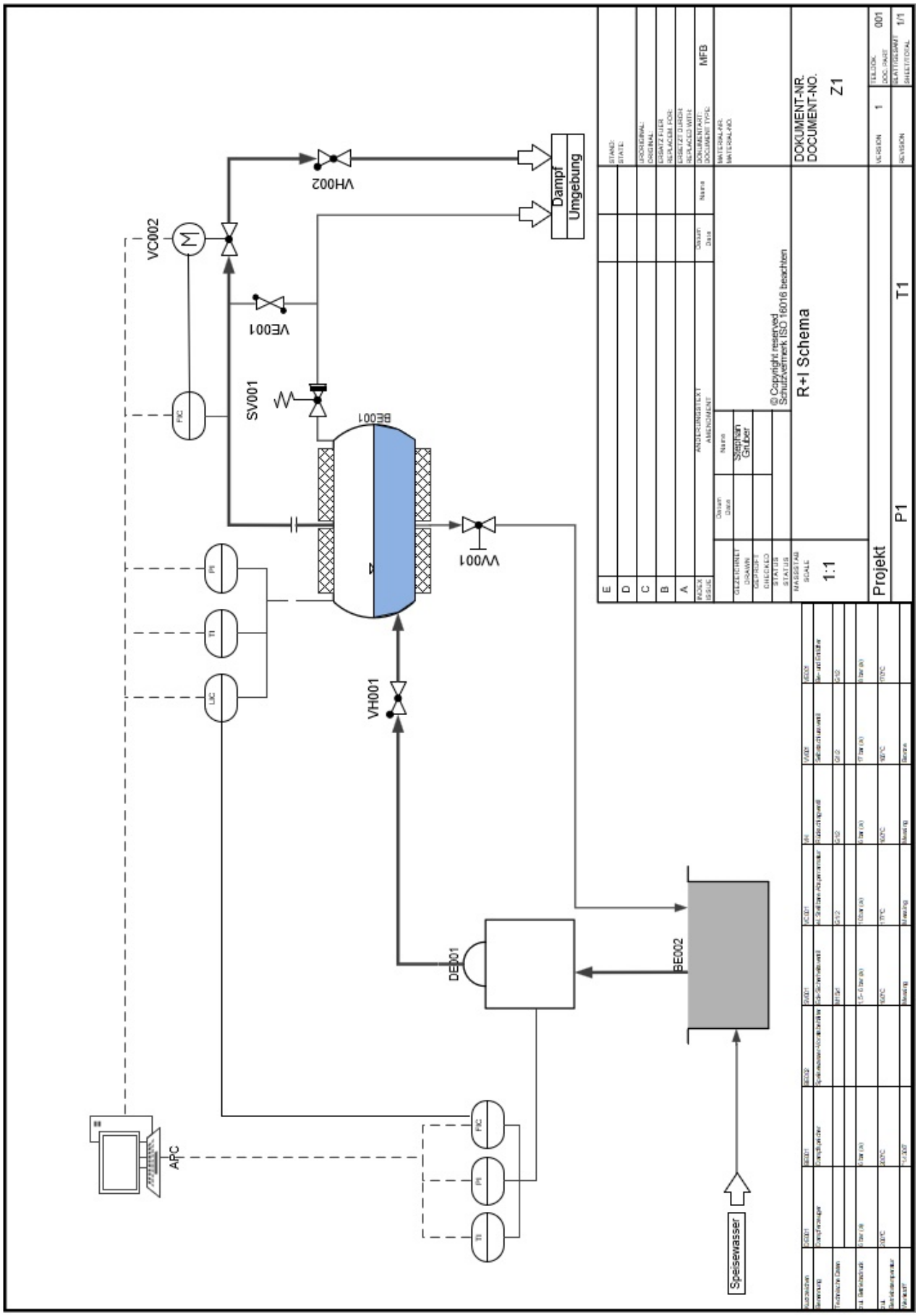

Abbildung 7.1: Fließschema des Prüfstandes Variante 1

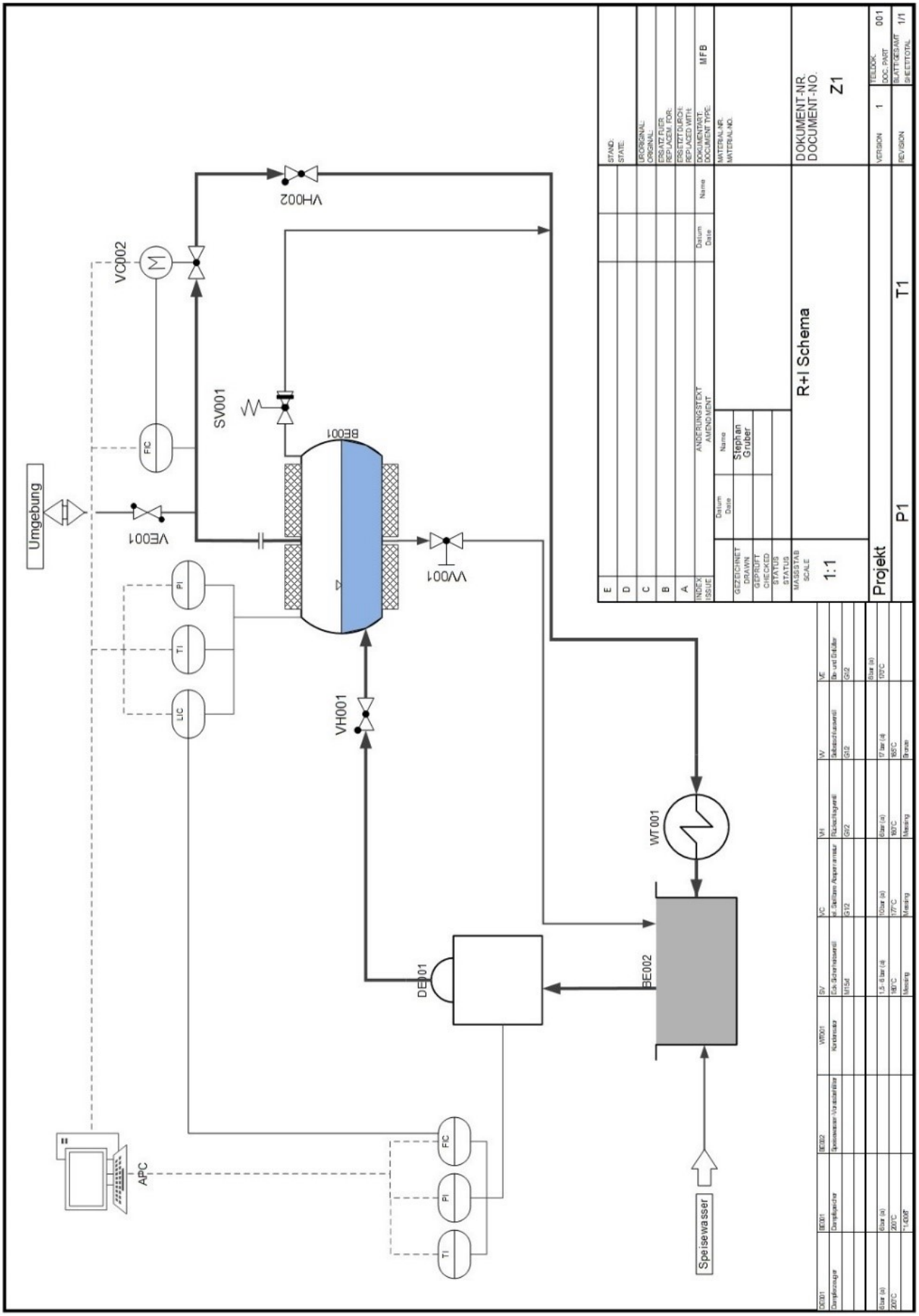

Abbildung 7.2: Fließschema des Prüfstandes Variante 2

Die Wahl der Komponenten stellte einen iterativen Prozess dar, in dem die günstigste Kombination an Komponenten für einen gewünschten Druck- und Temperaturbereich gesucht wurde.

In Abbildung 7.1 und Abbildung 7.2 sind Fließschema von zwei geringfügig unterschiedlichen Varianten des Prüfstandes dargestellt. Die Notwendigkeit dazu ergibt sich aus den unbekannten Aufstellungsort des Prüfstandes. Die erste Variante geht davon aus, dass der Dampf über einen Abzug an die Umgebung abgegeben werden kann. Für den Fall, dass diese Annahme nicht korrekt ist, wird in Variante 2 ein Kondensator und die Rückführung des Kondensats in den Speisewasserbehälter vorgesehen. In Tabelle 7.1 sind die vollständigen Bezeichnungen der im Fließschema dargestellten Komponenten sowie die, für die unterschiedlichen Varianten benötigten, Mengen angegeben.

Tabelle 7.1: Komponenten des Prüfstandes

BENENNUNG	Abkürzung	Menge V1	Menge V2
Dampferzeuger	DE001	1	1
Hybridspeicher	BE001	1	1
Speisewasserbehälter	BE002	1	1
Sicherheitsventil	SV001	1	1
Steuerbares Absperrventil	VC001	1	1
Rückschlagventil	VH00X	2	2
Entleerungsventil	VV001	1	1
Be- und Entlüfter	VE001	1	1
Zentrale Steuerung	APC	1	1
Wärmetauscher	WT001	0	1

7.2.1 Betriebsbereich

Ein Druckbereich von 0 bis 4 $bar_ü$ stellt sich als günstig für die Wahl der Komponenten heraus. 4,5 $bar_ü$ wird deshalb als maximal zulässiger Druck und 160°C als maximal zulässige Temperatur gewählt, welche die Komponenten des Prüfstandes aushalten müssen.

7.2.2 Dampferzeuger

Zwei Angebote für Dampferzeuger im gewählten Druck und Temperaturbereich wurden eingeholt:

Cellkraft

Bezeichnung	Cellkraft E-3000-1-0-00200-v9
Dampfleistung	50g/min (3kg/h)
max. Betriebsdruck	5 $bar_ü$
Regelbarer Bereich	0 bar (ü) bis 5 bar (ü) 100 bis 200°C
El. Leistung	3 kW
Benötigter el. Anschluss	208-230 V single phase, 50-60 Hz, 16A
Benötigter Wasseranschluss	¼“ mit Wasser bei atmosphärischem Druck

Der E-3000 von Cellkraft liefert überhitzten Dampf bei bis zu 200°C und 5 $bar_ü$. Der Massenstrom kann zwischen 0 und 50 g/min geregelt werden, wobei eine externe Steuerung möglich ist.

Der E-3000 ermöglicht somit die zentrale Steuerung des Dampfmassenstromes und der Dampfparameter. Keine zusätzlichen Mess- oder Regeleinrichtungen sind auf der Seite der Dampfzufuhr notwendig. Einzig ein Rückschlagventil ist in der Rohrleitung vorzusehen, um einen Rückfluss zu verhindern.

Das Speisewasser wird über eine Pumpe aus einem Vorratsbehälter angesaugt. Da das Gerät über keine eigene Wasserentsalzung verfügt, ist der Speisewasserbehälter mit destilliertem Wasser zu füllen.

Steamboy

Bezeichnung	Steamboy 18
Dampfleistung	400g/min (24 kg/h)
max. Betriebsdruck	5 $bar_ü$
Regelbarer Bereich	2 $bar_ü$ bis 4,5 $bar_ü$
El. Leistung	18 kW
Benötigter el. Anschluss	400V, 50Hz, 35A, 3 Phasen + N+ PE
Benötigter Wasseranschluss	¾“ mit mindestens 0.5 Bar (rel)

Der Steamboy 18 liefert gesättigten Dampf zwischen 2 und 4,5 $bar_ü$. Der Massenstrom stellt sich in Abhängigkeit des Druckes ein, wobei maximal 400g/min produziert werden können. Über SPS ist zudem eine zentrale Steuerung des Steamboy 18 möglich.

Der Steamboy 18 muss über einen ¾“-Anschluss mit einer Wasserleitung verbunden werden, die über mindestens 0,5 $bar_ü$ verfügt. Die Entsalzung findet in zwei Wasservollentsalzungspatronen statt.

Vergleich

Während der E-3000 etwas teurer ist und deutlich weniger Dampf als der Steamboy 18 produziert, kann beim E-3000 die Dampfzufuhr deutlich besser geregelt werden, weshalb für den Prüfstand der E-3000 vorgesehen wurde.

7.2.3 Hybridspeicher

Dieser besteht aus einem Dampfspeicher mit einer Umhüllung aus PCM. In Kapitel 8 wird die Auslegung des Dampfspeichers beschrieben und in Kapitel 9 wird auf mögliche Ausführungen der PCM-Ummantelung eingegangen.

Der Dampfspeicher wird für einen maximalen Druck von 5 $bar_ü$ und eine maximale Temperatur von 200°C ausgelegt, was den maximalen Dampfparametern des Dampferzeugers entspricht. Als Volumen wurden knapp 10 Liter gewählt. Das Volumen wurde niedrig gehalten, da einerseits mit dem Druck und dem Volumen die Materialkosten stark steigen und andererseits aufgrund höherer Anforderungen der Druckgeräterichtlinie bei einem Produkt aus Druck und Volumen über 50 $bar \cdot Liter$ die Fertigungskosten sprunghaft ansteigen [63]. Zusätzlich kann bei einem Volumen von 10 Litern, der Dampfspeicher in 10 bis 15 Minuten vollständig gefüllt werden (vgl. Kapitel 10).

Als Messeinrichtungen sind am Speicher Temperatur-, Druck und Füllstandmessgeräte vorzusehen.

7.2.4 Rohrleitungen

Nach der Spirax Sarco GmbH [11] darf die Dampfgeschwindigkeit 25 $\frac{m}{s}$ nicht überschreiten.

Der Volumenstrom der Dampfzufuhr hängt vom Dampferzeuger ab. Der maximale Massenstrom ist mit 50 g/min beschränkt. Bei der maximalen Temperatur von 160°C und dem maximalen Druck von 4 $bar_ü$ entspricht dieser Massenstrom einen Volumenstrom von ungefähr 1 $\frac{m^3}{h}$. In diesem Fall müsste die Rohrleitung einen Durchmesser von mindestens 4 mm haben.

Als Nennweite der Rohre im Prüfstand wird DN 15 bzw. ½“ gewählt und als Druckklasse PN16, da die notwendigen Armaturen in dieser Größe vorhanden sind.

Als Werkstoff für das Rohr wird derselbe gewählt, wie für den Dampfspeicher (vgl. Kapitel 8): P235GH (WSN: 1.0345).

7.2.5 Armaturen

Nach der Spirax Sarco GmbH werden die folgenden Armaturen bei der Verwendung eines Dampfspeichers üblicherweise benötigt. Es wird auf die einzelnen Armaturen eingegangen, die Notwendigkeit der Verwendung im Prüfstand diskutiert und die gewählte Armatur mit zulässigem Druck und Temperatur sowie dem Prozessanschluss vorgestellt.

Sicherheitsventile

Ein Sicherheitsventil am Dampfspeicher gegen das Überschreiten von 4,5 $bar_ü$ ist notwendig. Der Dampferzeuger ist intern gegen das Überschreiten von 5 $bar_ü$ gesichert. Das gewählte Sicherheitsventil wird direkt am Hybridspeicher montiert und wird deswegen in Kapitel 8 im Detail beschrieben.

Rückschlagventile

Bezeichnung	Druckbereich	Temperaturbereich	Anschluss
Herose Rückschlagventil Typ 05040	bis 16 $bar_ü$	bis 160°C	G1/2“

2 Rückschlagventile müssen in den Rohrleitungen vorgesehen werden, um zu verhindern, dass der Dampf in eine andere Richtung als gewünscht strömt. Vor und nach dem Dampfspeicher wird jeweils eines vorgesehen.

Belüfter/ Vakuumbrecher

Ist der Speicher nicht in Gebrauch, sinkt die Temperatur langfristig auf Umgebungstemperatur. Sind alle Ventile währenddessen geschlossen, entsteht aufgrund des 2-Phasen-Gleichgewichts ein Unterdruck im Behälter. Um Schäden durch den Unterdruck zu verhindern, kann eine Belüftung vorgesehen werden. Wird der Speicher für Unterdruck bis zu 0 bar_a ausgelegt, wird kein Belüfter benötigt.

Für den Prüfstand wird der Samson Entlüfter und Belüfter Typ 3 vorgesehen, eine Kombination aus Entlüfter und Belüfter.

Be- und Entlüfter

Bezeichnung	Druckbereich	Temperaturbereich	Anschluss
Samson Entlüfter und Belüfter Typ 3	bis 7 $bar_ü$	bis 170°C	G1/2“

Die während der Belüftung und bei Inspektionen eindringende Umgebungsluft, darf bei der Beladung nicht im Behälter bleiben, da sie zu erhöhter Korrosion führt. Ein Entlüftungsventil ist vorzusehen.

Um während Inspektionen eindringende Luft aus dem Speicher abzuführen wird ein Kombinierter Be- und Entlüfter verwendet, der unter 95°C öffnet. Der kombinierte Be- und Entlüfter ist an der höchsten Stelle des zu entlüftenden Dampfraumes anzubringen. Im Falle des Dampfspeichers ist diese Stelle vor dem Absperrventil in der Entladeleitung.

Kondensatableiter

Wird Sattdampf in einer Leitung zu stark abgekühlt, kann es zur Kondensatbildung kommen. Um die Durchflussmessgeräte zu schützen, kann ein Kondensatableiter notwendig werden.

Für den Prüfstand ist nur ein Durchflussmessgerät in der Entladeleitung vorgesehen. Wird das Durchflussmessgerät nahe an dem Dampfspeicher montiert, ist keine Kondensatbildung vor dem Messgerät zu erwarten. Ein Kondensatableiter wird in diesen Fall nicht benötigt.

Steuerbare Absperrventile

Bezeichnung	Druckbereich	Temperaturbereich	Anschluss
AZCO Magnetventil	bis 9 $bar_ü$	bis 177°C	G1/2“

Das vorgesteuerte Magnetventil wird in der Entladeleitung vorgesehen, um den ausgespeicherten Dampfmassenstrom zu regulieren. Die Regelung erfolgt über eine zentrale Steuerung.

Druckreduzierer

Wäre der Wärmetauscher in Variante 2 nicht auf den Druck des aus dem Speicher entnommenen Dampfes, müsste ein Druckreduzierventil vorgesehen werden. Da der gewählte Wärmetauscher bis 4,5 $bar_ü$ betreibbar ist und das Sicherheitsventil vor Erreichen dieses Druckes auslöst, ist kein Druckreduzierer notwendig.

Entleerungsventil

Für die Wartung oder eine unzulässig hohe Füllung ist ein Absperrventil vorzusehen, durch welches das Wasser abgeleitet werden kann. Das gewählte Absperrventil ist direkt am Hybridspeicher montiert und wird deswegen in Kapitel 8 beschrieben.

7.2.6 Messgeräte

Druck, Temperatur und Massenstrom des zugeführten Dampfes werden vom Dampferzeuger intern bestimmt. Hierfür sind keine zusätzlichen Messgeräte notwendig.

Druck, Temperatur und Füllstand des Dampfspeichers werden über Messgeräte bestimmt, die direkt am Dampfspeicher angeschlossen sind. Sie werden in Kapitel 8 genau beschrieben.

Druck und Temperatur des abgeführten Dampfes werden, um Messgeräte zu sparen, von den Temperatursonden und dem Drucksensor im Dampfspeicher gemessen. Das Durchflussmessgerät muss möglichst nahe am Dampfspeicher angebracht werden, damit der Messfehler des abgeleiteten Massenstromes geringgehalten wird, da die, für die Umrechnung des Durchflusses in den Massenstrom benötigten, Druck- und Temperatursensoren im Dampfspeicher sitzen.

Die für die PCM-Ummantelung verwendeten Temperatursonden werden in Kapitel 9 beschrieben.

Durchflussmessgerät

Bezeichnung	Messbereich	Genauigkeit	Anschluss
VA Master FAM540	$0{,}1 - 1\ \frac{\mathrm{m}^3}{\mathrm{h}}$	$\pm 0{,}01 \frac{\mathrm{m}^3}{\mathrm{h}}$	Flansch DN15

Dient zur Messung des Volumenstroms des aus dem Dampfspeicher abgeführten Dampfes. 1 $\frac{\mathrm{m}^3}{\mathrm{h}}$ entspricht etwa dem maximalen Dampfvolumenstrom des zugeführten Dampfes. Soll der Durchfluss des ausgespeicherten Dampfvolumenstroms in der Größenordnung des zugeführten Volumenstroms liegen, ist ein Messbereich des Durchflussmesser von bis zu 1 $\frac{\mathrm{m}^3}{\mathrm{h}}$ für den Prüfstand sinnvoll. Niedrigere und höhere Messbereichsobergrenzen sind ebenso möglich, soll die Ausspeicherung des Dampfes mit anderen Geschwindigkeiten erfolgen.

7.2.7 Wärmetauscher

Bezeichnung	Druckbereich	Temperaturbereich	Anschluss
AL-KO LH-400-1 D	Bis 4,5 $\mathrm{bar}_{\ddot{\mathrm{u}}}$	Bis 150°C	Flansch DN32

Bei Variante 2 des Prüfstandes muss der Dampf kondensiert werden, bevor er in den Speisewasserbehälter rückgeführt wird. Hierzu eignet sich ein dampfbetriebenes Luftheizgerät mit einem maximalen Betriebsdruck von 4,5 $\mathrm{bar}_{\ddot{\mathrm{u}}}$.

7.2.8 Zentrale Steuerung

Für die zentrale Steuerung ist die Verwendung eines PCs mit einer Software zur Messdatenerfassung vorgesehen. Abhängig von den final gewählten Messgeräten und Regelungseinrichtungen ergeben sich unterschiedliche Anforderungen an den PC und dessen Kommunikationsschnittstellen.

7.3 Zusammenfassung

Der vorgeschlagene Prüfstand in seinen zwei Variationen ermöglicht die Belastung des Hybridspeichers mit verschiedenen Charakteristiken an zu- bzw. abgeführten Dampfmassenströmen.

Werden Messungen des Dampfspeichers mit und ohne PCM-Umhüllung durchgeführt, kann die Veränderung der thermischen Eigenschaften des Dampfspeichers durch die Koppelung mit PCM beobachtet werden.

Durch die Messung der Temperatur im Dampfspeicher und im PCM ist eine Abschätzung der Wärmeströme zwischen Dampfspeicher und PCM möglich. Daraus lassen sich Wärmeübergangskoeffizienten ableiten, die Richtwerte für die Auslegung späterer Hybridspeicher liefern.

8 Prüfstand - Auslegung Dampfspeicher

In diesem Kapitel wird eine grobe Auslegung des Dampfspeichers durchgeführt.

In Abschnitt 8.1 werden die Spezifikationen der benötigten Komponenten für den Dampfspeicher beschrieben. Es wird jeweils eine konkrete Komponente angegeben, was jedoch keine Markenpräferenz wiederspiegeln soll, sondern zeigen soll, dass alle Komponenten mit den geforderten Spezifikationen verfügbar sind. Dabei handelt es sich jedoch um eine theoretische Abschätzung. Vor der Umsetzung muss die Eignung der Komponenten nochmals geprüft werden.

In Abschnitt 8.2 folgt eine kurze Zusammenfassung der für den Prüfstand relevanten Passagen der Druckgeräterichtlinie.

Im darauffolgenden Abschnitt 8.3 wird eine grobe Berechnung des Druckbehälters nach EN 13445 durchgeführt. Für die grobe Auslegung wurde vorerst auf die Berechnung der Schweißnähte, der äußerer Belastungen und der Ermüdungslebensdauer verzichtet. Vor der Umsetzung müssen diese Berechnungen jedoch durchgeführt werden.

Für den Prüfstand wird ein Dampfspeicher mit einem Volumen von knapp unter 10 Liter und einem zulässigen Überdruck von 5 bar in Grundzügen ausgelegt. Das Druck-Volumen-Produkt liegt unter 50 $\text{bar} \cdot \text{L}$. Die Druckgeräterichtlinie ist in diesem Fall nur eingeschränkt anzuwenden (Siehe Abschnitt 8.2).

Ausgeführt wird der Dampfspeicher horizontal, da aufgrund der kompakten Bauweise sonst kein passender Dampfinjektor verfügbar ist. Der kleinste passende Dampfinjektor, der bei der Recherche gefunden wurde, hat eine Länge von 200 mm. Da der gesamte Injektor unterhalb der Wasseroberfläche liegen muss, ist eine vertikale Anordnung des Speichers bei dem gewünschten Volumen nicht möglich.

8.1 Komponenten

In seiner Grundform entspricht der Dampfspeicher einer horizontalen Zylinderschale, die seitlich von Klöpperböden abgeschlossen wird. Zwei Varianten wurden ausgearbeitet. Eine mit einem seitlichen Schauglas und eine ohne (Siehe Abbildung 8.1 und Abbildung 8.2)

Die Stutzen am Druckbehälter werden entweder am obersten Teil der horizontalen Zylinderschale, am untersten Teil der Zylinderschale oder seitlich am Klöpperboden angebracht. Dadurch wird eine Montage des PCMs an der Mantelfläche des Druckbehälters möglichst einfach, da große, zusammenhängende Kontaktflächen vorhanden sind.

Dampfzu- und Abfuhr

Zugeführt wird der Dampf über einen Injektor. Dieser wird seitlich über eine Einschweißmuffe mit einem G1“-Gewinde im Klöpperboden horizontal montiert.

Die Dampfabfuhr findet über den DN20-Flansch, der über das T-Stück mit dem Dampfspeicher verbunden ist, statt. Der Abschluss über den Flansch wird gewählt, um eine einfache Trennung des Dampfspeichers vom Rohrsystem möglich zu machen.

Bezeichnung	Druckbereich	Temperaturbereich	Anschluss
Spirax IN15	bis 17 $\text{bar}_{ü}$	bis 207°C	G1“

Befüllung und Entleerung

Für die Befüllung und Entleerung werden Selbstschlussventile verwendet. Dadurch ist es nicht möglich ein Ventil unbeabsichtigt geöffnet zu lassen.

Das Ventil zur Befüllung wird über eine Anschweißmuffe mit einem G1/2“-Gewinde mit dem T-Stück verbunden, das am oberen Teil der Zylinderschale angebracht ist.

Das Ventil zur Entleerung ist über einen Abzweigstutzen mit einem G1/2“-Gewinde direkt mit dem unteren Teil der Zylinderschale verbunden, wodurch eine komplette Entleerung des Speichers möglich wird.

Bezeichnung	Druckbereich	Temperaturbereich	Anschluss
Herose Typ 01028	bis 16 $bar_{ü}$	$-10\ -\ 165°C$	G1/2“

Temperaturmessung

Die Temperatursonden ragen mindestens 100mm in den Dampfspeicher hinein. Montiert werden sie seitlich über Einschweißmuffen mit einen G1/2“-Gewinde im Klöpperboden. Mindestens eine Temperatursonde ist für die Bestimmung der Speicherinnentemperatur notwendig. Mit zwei Sonden können flüssige und dampfförmige Phase getrennt gemessen werden.

Bezeichnung	Messbereich	Genauigkeit	Anschluss
Precont PTI-2-C-1- U-B-2-W-M-50-100	$-70 - 300°C$	$\pm(0{,}1 + 0{,}0017\ \theta)$ Klasse AA	G1/2“

Druckmessung

Der Drucksensor wird über einen Abzweigstutzen mit einem G1/4“-Gewinde mit dem Dampfspeicher verbunden. Aufgrund der einfacheren Zugänglichkeit wird das Druckmessgerät am obersten Teil der Zylinderschale angebracht.

Bezeichnung	Messbereich	Genauigkeit	Anschluss
Precont LTM-6-1-V-C-09-A-2-R-4-V	0-6 $bar_{ü}$	$\pm$0,5% des Maximaldrucks	G1/4“

Füllstandsmessung

Die Füllstandsmessung wird benötigt, um sicherzustellen, dass nicht zu wenig oder zu viel Wasser zu Beginn der Beladung im Speicher ist. Außerdem hängt die maximal speicherbare Dampfmasse vom Füllstand zu Beginn der Beladung ab (Siehe Kapitel 10)

Bezeichnung	Genauigkeit	Anschluss
WIKA Bypass-Niveaustandanzeiger Typ BNA-C mit Messwertgeber Typ BLM	$\pm$0,5mm Auflösung <1mm	2x Flansch DN15

Klassische Füllstandmessungen mittels Schwimmer, die in den Speicher eingelassen werden, sind nicht möglich, da hierzu der Speicher zu klein ist. Um eine Füllstandmessung mittels Schwimmer zu realisieren, ist es notwendig, die Füllstandmessung außerhalb des Speichers zu realisieren. Hierzu werden zwei DN15-Flansche verwendet, die über Rohrbögen einmal am unteren Teil und einmal am oberen Teil der Zylinderschale mit dem Speicher verbunden sind.

Bezeichnung	Druckbereich	Temperaturbereich
Lumiglas Schraub-Schauglas-Armatur MV DN150	bis 6 $bar_{ü}$	bis 280°C

Alternativ lässt sich der Füllstand über ein Schauglas bestimmen. Bei Variante 1 ersetzt das Schauglas einen der Klöpperböden und sorgt für freie Sicht in das Behälterinnere. Da der Speicher Horizontal liegt, ist die Phasengrenze deutlich am Schauglas zu sehen. Ist keine genaue zeitliche Auflösung des Füllstands gewünscht, kann das Schauglas die Füllstandmessung mittels Niveaustandanzeiger ersetzen.

Sicherheitsventil

Das Sicherheitsventil ist über einen Abzweigstutzen mit einem G3/8“-Gewinde mit dem oberen Teil der Zylinderschale verbunden. Das Sicherheitsventil löst bei dem Maximaldruck des Speichers von 5 $bar_{ü}$ aus.

Bezeichnung	Druckbereich	Temperaturbereich	Anschluss
Herose 50051.0011	bis 5 $bar_{ü}$	$-10\ -\ 160°C$	G3/8“

Inspektionsöffnung

Die Druckgeräterichtlinie fordert, dass für Kontrollen des Dampfspeicherinneren zumindest eine Inspektionsöffnung notwendig ist. Bei Variante 1 erfüllt das Schauglas diese Anforderung. Bei Variante 2 wird ein zusätzlicher Abzweigstutzen am Klöpperboden gegenüber des Dampfinjektors angebracht, durch den ein Blick in den Speicher möglich ist.

Stückliste

In Tabelle 8.1 sind alle Einzelteile angeführt, die zusammengeschweißt den Dampfspeicher ergeben. Die benötigte Menge ist abhängig von der Variante des Speichers angegeben.

Für jeden Teil und die verbindende Schweißnaht ist der Nachweis der Druck- und Temperaturbeständigkeit notwendig. Bei genormten Teilen, die nach der jeweiligen Norm eine bestimmte Druck- und Temperaturfestigkeit haben, ist ein Nachweis nur bei einer Veränderung des Teiles notwendig. Die Schweißnähte sind alle nachzurechnen.

Tabelle 8.1: Stückliste

Bezeichnung	Beschreibung	Werkstoff	Menge V1	Menge V2
Rohr - 168,3x4,5	EN 10217	1.0345	1	1
Klöpperboden - 168,3x4,5	DIN 28011	1.0345	1	2
Schraub-Schauglas-Armatur MV	Hennlich	1.4301	1	0
Rohrbogen - A - 90° - 2D-21,3x2 und Rohr 21,3x2	EN 10253-2 EN 10216	1.0345	2	2
Flansch PN16 DN15 Typ 11 Form D	DIN EN 1092	1.0345	2	2
Flansch PN16 DN20 Typ 11 Form E	DIN EN 1092	1.0345	1	1
Standbein	EN 10028-2 (Werkstoff)	1.0345	2	2
Muffe - mittelschwere Ausführung - DN15/ G1/2"	DIN EN 10241 (Abmaße) EN 10216 (Werkstoff)	1.0345	3	3
Muffe - mittelschwere Ausführung - DN25 (G1")	DIN EN 10241 (Abmaße) EN 10216 (Werkstoff)	1.0345	1	1
Stutzen - B - G1/4"x20	DIN 86103 Form B (Abmaße) EN 10216 (Werkstoff)	1.0345	1	1
Stutzen - B - G3/8"x20	DIN 86103 Form B (Abmaße) EN 10216 (Werkstoff)	1.0345	1	1
Rohr - 168,3x4,5	EN 10217	1.0345	1	1
Gewinde-Abzweigstutzen G1"	DIN 86103 Form B	1.0345	1	1
Stutzen - B -G1"x25	DIN 86103 Form B (Abmaße) EN 10216 (Werkstoff)	1.0345	0	1
T-Stück - A - 26,9x2,3 - 26,9x2,3	EN 10253-2	1.0345	1	1
Rohr - 26,9x2,3	EN 10216	1.0345	1	1

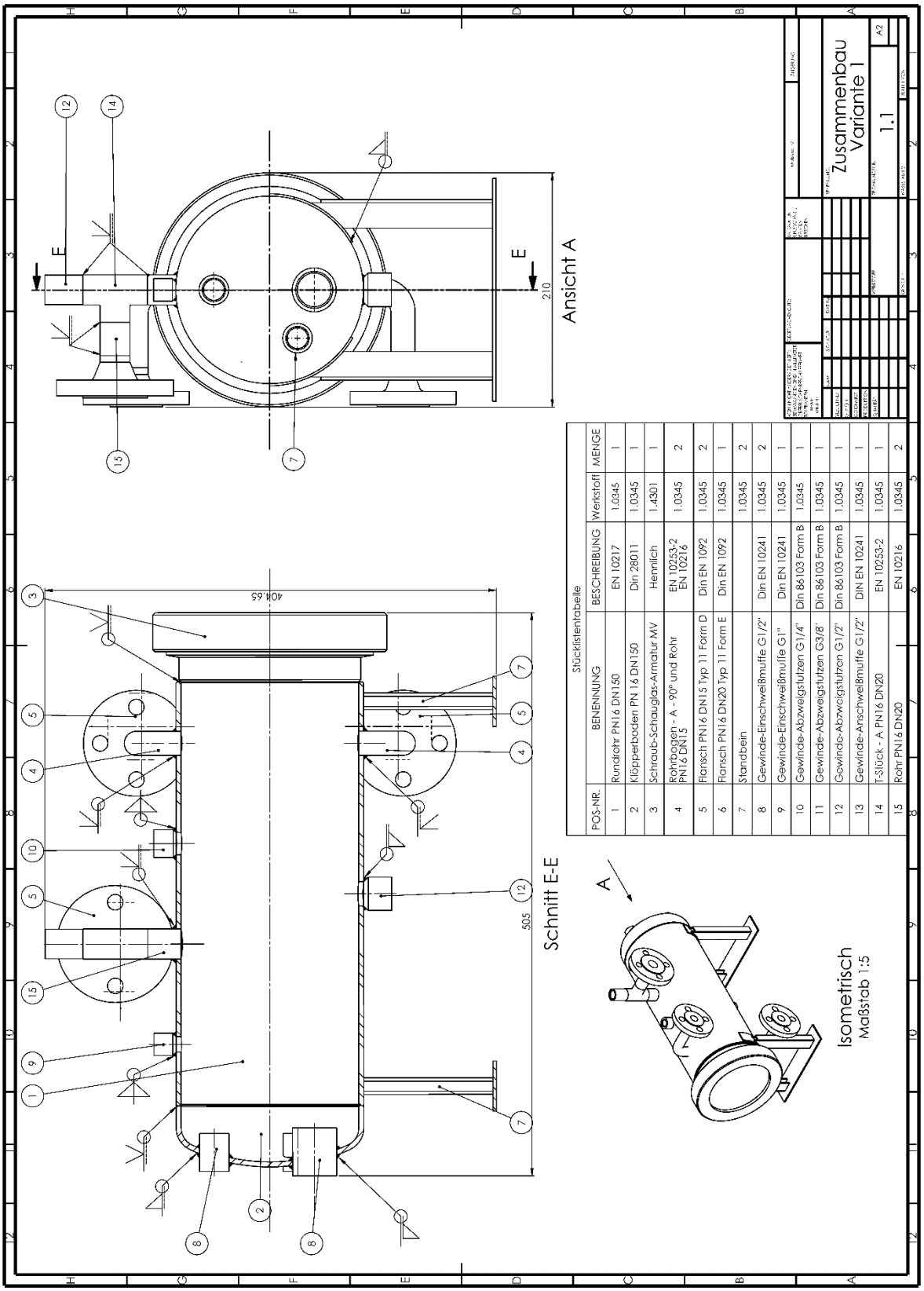

Abbildung 8.1: Zusammenbau des Druckbehälters – Variante 1

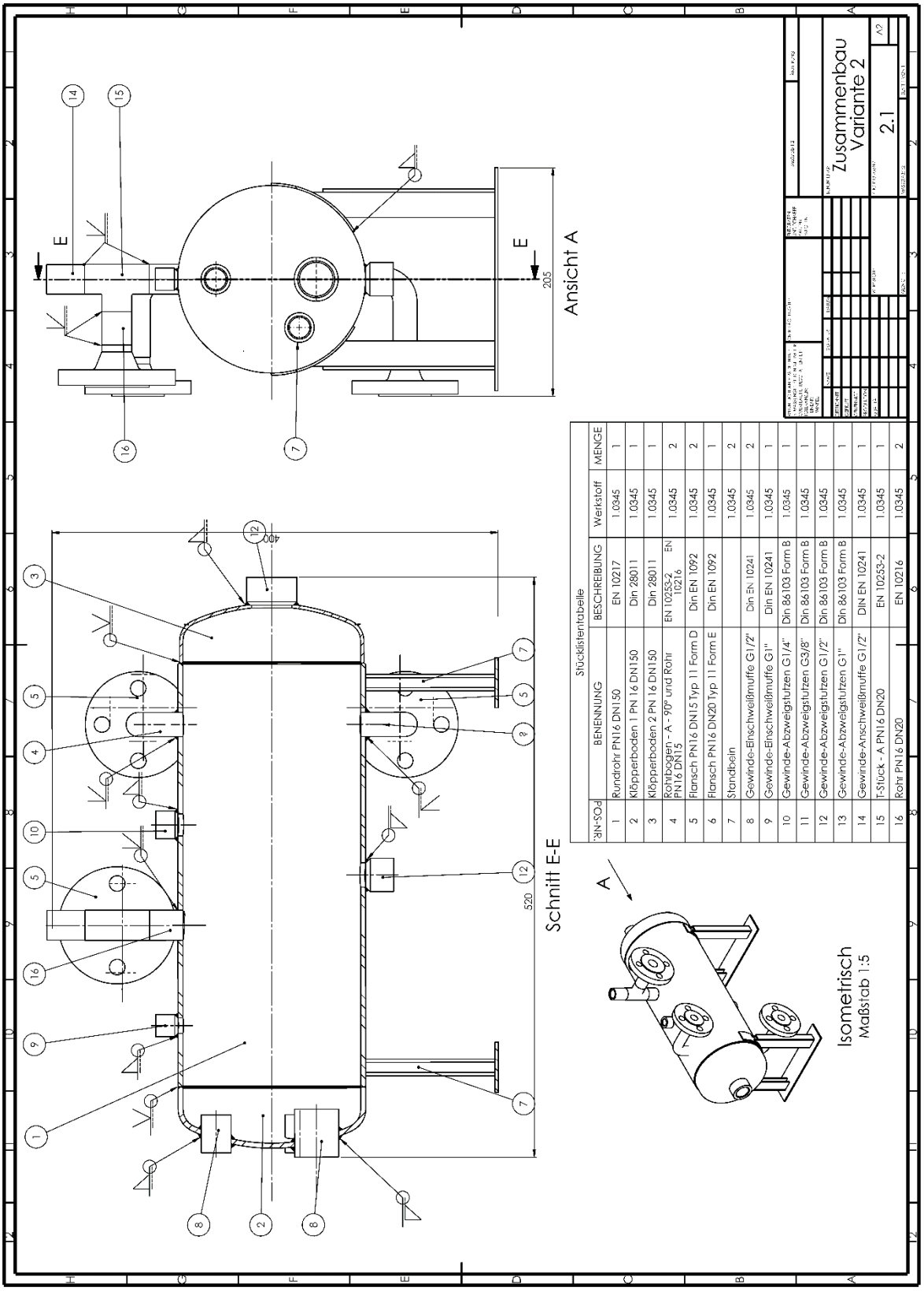

Abbildung 8.2: Zusammenbau des Druckbehälters - Variante 2

8.2 Druckgeräterichtlinie

Die Druckgeräterichtlinie (RICHTLINIE 2014/68/EU des Europäischen Parlaments und des Rates) gilt für alle Druckbehälter von mindestens 0,5 bar Überdruck. In bestimmten Fällen wird eine gute Ingenieurspraxis als ausreichend für die Sicherheit des Druckbehälters angesehen.

Gute Ingenieurspraxis bedeutet, dass die Druckgeräte unter Berücksichtigung aller relevanten Sicherheitsfaktoren ausgelegt wurden. Das Druckgerät muss außerdem so gefertigt, überprüft und mit Bedienungsanweisungen ausgeliefert werden, dass es unter vorhersehbaren Bedingungen seine Sicherheit während seiner vorgesehenen Lebensdauer behält.

Ein Dampfspeicher fällt unter die, in Artikel 4 Absatz 1 Buchstabe a, beschriebene Kategorie:

„Behälter, mit Ausnahme der unter Buchstabe b[2] *genannten Behälter, für Gase, verflüssigte Gase, unter Druck gelöste Gase, Dämpfe und diejenigen Flüssigkeiten, deren Dampfdruck bei der zulässigen maximalen Temperatur um mehr als 0,5 bar über dem normalen Atmosphärendruck (1 013 mbar) liegt“* [63]

Wobei hier der zweite Gedankenstrich noch etwas größere Ausnahmen macht. Besondere Sicherheitsanforderungen sind erst zu erfüllen, bei:

„*Fluiden der Gruppe 2, wenn das Volumen größer als 1 Liter und das Produkt PS·V größer als 50 bar*L ist oder wenn der Druck PS größer als 1 000 bar ist …“* [63]

Abbildung 8.3 aus der Richtlinie verdeutlicht die Anforderungen.

Artikel 4 Absatz 3 der Richtlinie ist jener, der eine Konstruktion nach „guter Ingenieurspraxis“ fordert.

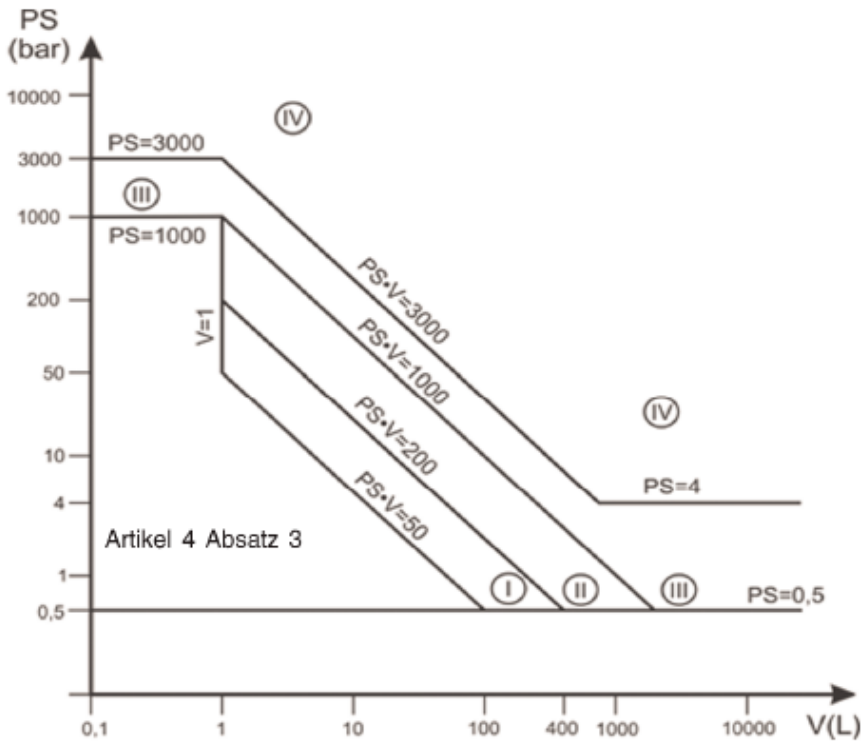

Abbildung 8.3: Anzuwendende Kategorien für einen Dampfspeicher je nach Druck und Volumen [63]

[2] *„befeuerte oder anderweitig beheizte Druckgeräte mit Überhitzungsrisiko zur Erzeugung von Dampf oder Heißwasser mit einer Temperatur von mehr als 110 °C und einem Volumen von mehr als 2 Liter sowie alle Schnellkochtöpfe“* [63]

Kategorie I erfordert Sicherheitsmaßnahmen nach Modul A wie es in Anhang III der Richtlinie beschrieben ist. Dieses Modul wird auch als „Interne Fertigungskontrolle“ bezeichnet. Hierbei ist es notwendig, dass der Hersteller technische Unterlagen erstellt, aus denen „*die Übereinstimmung des Druckgerätes mit den betreffenden Anforderungen hervorgeht*“ und außerdem „*alle erforderlichen Maßnahmen (trifft), damit das Fertigungsverfahren und seine Überwachung die Übereinstimmung der gefertigten Druckgeräte (..) mit den Anforderungen dieser Richtlinie gewährleisten*“ [63]. Es muss zudem jedes Druckgerät mit dem CE-Kennzeichen versehen werden und eine EU-Konformitätserklärung des Druckgerätes 10 Jahre für die nationalen Behörden bereitliegen.

Kategorie II bis IV sehen deutlich striktere Sicherheitsmaßnahmen vor und sollten für die Druckbehälter im Prüfstand aus Kostengründen vermieden werden.

8.3 Berechnung

Die Berechnung des Dampfspeichers erfolgt nach der Din EN 13445 [64]. Diese europäische Norm behandelt die Auslegung von unbefeuerten Druckbehältern, zu denen der Dampfspeicher zählt. Eine Berechnung ist notwendig für alle zugekauften Teile, die nicht für den gewählten Druck- und Temperaturbereich genormt sind, sowie alle Verbindungsstellen zwischen den Teilen. Die Berechnung wurde mithilfe der Druckbehälterberechnungssoftware Classic von Sant’Ambrogio durchgeführt [65].

8.3.1 Ausgangswerte

Als Auslegungsdruck wurde der Maximaldruck des zugeführten Dampfes gewählt:

$$p = 5\ bar_{ü}$$

Als Auslegungstemperatur wurde mit 200°C die maximale Temperatur des zugeführten Dampfes gewählt:

$$T = 200°C$$

Für den Prüfstand wird der Druck des zugeführten Dampfes jedoch auf 4 $bar_{ü}$ und die Temperatur auf 160°C beschränkt. Die Auslegung für diese Maximaldrücke- und Temperaturen des Dampferzeugers erfolgt für den Fall einer Störung.

Für die Prüfgruppe der Schweißverbindungen wird die Prüfgruppe 4 angenommen. Da es sich hierbei um die lockerste Prüfgruppe handelt, sind die Berechnungen konservativer, weshalb die Ergebnisse der Berechnungen ebenfalls für die strikteren Prüfgruppen 1-3 gelten. Für den Schweißnahtfaktor gilt bei Prüfgruppe 4:

$$z = 0{,}7$$

Wird Prüfgruppe 4 verwendet, reicht eine Sichtprüfung der Schweißnähte, jedoch weist sie folgende Einschränkungen in der Auslegung auf:

- Betriebstemperatur von -10 bis 300°C
- Fluide der Gruppe 2
- Werkstoffe der Gruppen 1.1 und 8.1
- Drücke unter 20 bar
- Produkt aus Druck und Volumen liegt unter $20\,000\ bar \cdot L$ bei Temperaturen über 100°C und unter $50\,000\ bar \cdot L$ bei Temperaturen unter 100°C
- Die maximale Anzahl der vollen Druckzyklen liegt bei 500
- Maximale Werkstoffdicke liegt bei 16mm

Für den Prüfstand stellen diese Einschränkungen kein Problem dar. Wird jedoch eine maximale Anzahl an vollen Druckzyklen von über 500 vollen Druckzyklen angestrebt, ist eine strengere Prüfung der Schweißnähte erforderlich.

Für den Druckbehälter wird ein Rohr der Druckklasse PN16 mit dem Nenndurchmesser DN150 als Zylinderschale gewählt, was folgenden Innendurchmesser entspricht:

$$D_I = 159{,}3\text{mm}$$

Dieser Durchmesser gilt ebenfalls für den gewählten Klöpperboden mit Nennweite DN150 und Druckklasse PN16. Bei der gewählten Nennweite, Druckklasse und Werkstoff (Siehe Unten) ergibt sich die folgende Wandstärke für Zylinderschale und Klöpperboden:

$$d = 4{,}5\text{ mm}$$

Da es sich bei der Zylinderschalen um ein Zukaufteil handelt, ist ein möglicher Dickenverlust beim Umformen in der Toleranz enthalten. Die Toleranz für geschweißte Rohre aus ferritischen Stahl liegt nach DIN EN 10217-2 Abschnitt 8.7.4.1 bei $\pm 10\%$ bzw. $\pm 0{,}3mm$. Der jeweils größere Wert ist zu wählen. Daraus folgt ein Toleranzzuschlag von $\delta_e = 0{,}45mm$ aufgrund der Toleranz.

Für den Klöpperboden gilt nach DIN 28011 ein Toleranzzuschlag von $\delta_e = 0{,}3mm$ wenn die Wandstärke unter 10mm liegt.

Wird ein für Dampfspeicher übliches Längen-zu-Durchmesser-Verhältnis von 4 verwendet, liegt das Volumen des Speichers etwa bei den gewünschten 10 Liter und die geometrische Ähnlichkeit zu den industriellen Dampfspeichern ist gegeben (Wie in Abschnitt 7.1 gefordert).

8.3.2 Werkstoff

Der gewählte Werkstoff muss einerseits den Anforderungen für den Einsatz in Druckbehältern genügen und andererseits müssen die Einzelteile des Behälters aus diesem Werkstoff verfügbar sein.

Aus diesem Grund wurde für die erste Berechnung P235GH (WSN: 1.0345) ausgewählt. Dieser ferritische Stahl ist für alle Komponenten des Behälters als Werkstoff verfügbar.

Tabelle 8.2: Mechanische Eigenschaften von P235GH bei Auslegungstemperatur von 200°C nach DIN EN 10028-2

0,2%-Dehngrenze	0,2%/T-Dehngrenze	Zugfestigkeit	Duktilität
$\mathbf{R_{p0,2/T} = 235\ MPa}$	$R_{p0,2/T} = 182\text{MPa}$	$R_m = 360\text{MPa}$	$A = 24\%$

Die Werkstoffeigenschaften wurden DIN EN 10028-2 entnommen, die nichtrostende Druckbehälterstähle für Flacherzeugnisse listet.

Nach EN 13345-3:2014 Abschnitt 6 folgt als maximal zulässige Berechnungsnennspannung für drucktragende Teile bei Auslegungsbedingungen:

$$f_d = \min\left[\left(\frac{R_{p0,2/T}}{1{,}5}\right); \left(\frac{R_m}{2{,}4}\right)\right] = 121{,}33MPa \qquad (8.1)$$

Die Berechnungsnennspannung bei Prüfbedingungen und außergewöhnliche Bedingungen wird folgendermaßen bestimmt:

$$f_{test} = \left(\frac{R_{p0,2/T_{Test}}}{1{,}05}\right) = 223{,}8\ MPa \qquad (8.2)$$

Bei $R_{p0,2/T_{Test}}$ handelt es sich um $R_{p0,2}$, da die Testtemperatur bei Umgebungstemperaturen mit geschätzt 20°C durchgeführt wird. Der Testdruck ist gegenüber den Auslegungsdruck entsprechend EN 13345-5:2014 erhöht.

Für die weitere Berechnung müssen diese Werte mit dem Faktor 0,9 multipliziert werden, wenn die Prüfgruppe 4 für die Schweißnahtprüfung gilt.

Nach Wossog [66] liegt der Korrosionszuschlag bei c=1 mm bei ungeschützten ferritischen Stählen im Wasser-Dampf-Bereich. Für austenitische Stähle kann, wenn keine Erosion oder Abrasion zu erwarten ist, ein Korrosionszuschlag von c=0 mm verwendet werden. Ein Wert für den Korrosionszuschlag zwischen 0 und 1 mm ist somit bei Stahl im Wasser-Dampf-Bereich zu wählen. Da ein ferritischer verwendet wird, ist mit c=1 mm zu rechnen.

8.3.3 Ergebnisse

Die grobe Berechnung erfolgte mit der Software Classic von Sant'Ambrigio [65] für den Druckbehälter, wie er in Abschnitt 8.1 beschrieben wurde. Die Ergebnisse zeigten, dass die Komponenten für die auftretenden Betriebs- und Testbedingungen ausreichend dick dimensioniert wurden.

Für die Zylinderschale ergibt die Berechnung einen Maximaldruck im Betrieb von 26,84 bar und für den Klöpperboden einen Maximaldruck im Betrieb von 17,52bar.

8.3.4 Weitere Berechnungen

Wird der Prüfstand wie geplant gebaut, sind weitere Berechnungen notwendig, die erst bei der Umsetzung des Prüfstandes sinnvoll sind, wenn keine Änderungen am Prüfstand und am Speicher mehr vorgenommen werden.

Nach Abschnitt 16 der DIN 13345-3 sind Belastungen aufgrund äußerer Kräfte, die an den Stutzen angreifen, nachzurechnen.

Nach Abschnitt 17 bzw. 18 ist eine Berechnung der Ermüdungslebensdauer des Dampfspeichers aufgrund wechselnder Belastungen durchzuführen. Diese Berechnung erfasst alle bisher beschriebenen Komponenten, sowie die Schweißverbindungen.

8.4 Zusammenfassung

In diesem Kapitel wurden zwei Varianten des Druckbehälters vorgestellt, die den Anforderungen an den Prüfstand aus Abschnitt 7.1 genügen. Folgende Kriterien wurden erfüllt:

- Die gewünschte Stabilität gegenüber den Temperatur- und den Druckbeanspruchungen ist gegeben.
- Die benötigten Messgeräte sind vorhanden.
- Es besteht geometrische Ähnlichkeit zu den industriellen Speichern
- Eine ausreichend große Fläche für den Kontakt mit der PCM-Ummantelung ist vorhanden

Der Unterschied zwischen den zwei Varianten stellt das Schauglas dar. Mit dem Schauglas ist bei Variante 1 ein direkter Blick in den Dampfspeicher möglich, was eine genauere Analyse der Siede- und Kondensationsvorgänge erlaubt.

9 Prüfstand - Latentwärmespeicher

Im Hybridspeicherkonzept ist die Montage eines Latentwärmespeichers an der Mantelfläche des Dampfspeichers vorgesehen. Es soll die Möglichkeit bestehen ein oder mehrere PCMs zu verwenden, die in einer Trägerkonstruktion angeordnet sind. Die Trägerkonstruktion hat zum einen die Aufgabe, Leckagen des PCMs zu verhindert, und zum anderen soll sie einen möglichst guten Formschluss mit dem Dampfspeicher ermöglichen.
In diesem Kapitel werden die Anforderungen an einen solchen Latentwärmespeicher im Hinblick auf den Prüfstand und die spätere Anwendung beschrieben. Außerdem werden mögliche Designs diskutiert.

9.1 Anforderungen

Neben den allgemeinen Anforderungen an ein PCM aus Abschnitt 3.3, wurden für den Latentwärmespeicher spezielle ökonomische, technische und physikalische Anforderungen in Hinblick auf die Verwendung im Hybridspeicherkonzept identifiziert:

- Ökonomische Anforderungen:
  - Einfache Fertigung
  - Modularer Aufbau
  - Einfache Tauschbarkeit des PCMs
- Technische Anforderungen:
  - Hohe Elastizität der Hülle des PCMs
  - Beständigkeit der Ummantelung gegen Korrosion durch das PCM
- Physikalische Anforderungen:
  - Guter Wärmeübergang zwischen Behälter und PCM
  - Hohe Wärmeleitfähigkeit des PCMs

Einfache Fertigung

Eine Konstruktion, die eine einfache Fertigung des Latentwärmespeichers zulässt, senkt die Kosten in der Produktion.

Modularer Aufbau

Um die Kosten der Produktion zu senken, ist es langfristig notwendig den Latentwärmespeicher in großen Stückzahlen zu fertigen. Hierzu ist ein Aufbau notwendig, der nicht an jede Speichergeometrie komplett neu angepasst werden muss.
Außerdem wird vom Hybridspeicherkonzept die Verwendung unterschiedlicher PCMs vorgesehen. Diese Anforderung ist mit einem modularen Aufbau unkompliziert zu bewerkstelligen.

Einfache Tauschbarkeit

Hat ein PCM die maximale Anzahl an Ladezyklen erreicht, ist es notwendig, dieses PCM zu tauschen. Das nachträgliche Entfernen der PCM-Zellen ist somit eine notwendige Bedingung. Um die Kosten niedrig zu halten, ist ein einfacher Austausch des PCMs im Latentwärmespeicher notwendig.

Hohe Elastizität der Hülle des PCMs

Für das Material, welches das PCM direkt umgibt, ist es ausschlaggebend, dass es die Volumenausdehnungen beim Phasenwechsel erträgt. Ist das nicht der Fall, führt das zu starken wechselnden Belastungen der Hülle, die zur Ermüdung des Materials führen können. Außerdem verändert der Innendruck die Charakteristiken des PCMs, was zu einer Veränderung der Phasenwechseleigenschaften führen kann.

Korrosionsbeständigkeit der Hülle des PCMs

Um eine lange Haltbarkeit des Latentwärmespeichers zu gewährleisten, sollte das PCM nicht korrosiv auf seine Hülle wirken.

Guter Wärmeübergang zwischen Behälter und PCM

Um den Wärmeaustausch zwischen Wasser des Dampfspeichers und dem PCM des Latentwärmespeichers möglichst hoch zu halten, muss ein guter Wärmeübergang gewährleistet werden. Dazu muss einerseits die Ummantelung des PCMs eine gute Wärmeleitung haben und andererseits der Kontaktwiderstand minimiert werden. Die Verwendung von Wärmeleitfolien wird hierzu notwendig sein.

Hohe Wärmeleitfähigkeit des PCM

Weißt das PCM eine zu geringe Wärmeleitfähigkeit auf, kann die Wärme nicht schnell genug gespeichert und wieder abgegeben werden. Hierzu ist die Wahl eines geeigneten Verfahrens zur Erhöhung der Wärmeleitfähigkeit notwendig (vgl. Abschnitt 4.1).

9.2 Designvorschlag

Allgemeiner Aufbau

Um die Anforderungen an eine einfache Fertigung, einen modularen Aufbau und eine einfache Tauschbarkeit zu erfüllen, wird eine Ausführung des Latentwärmespeichers wie in Abbildung 9.1 vorgeschlagen. Das PCM wird in mehreren quaderförmigen Behältern untergebracht. Zwischen dem makroverkapselten PCM und dem Dampfspeicher befindet sich eine Wärmeleitfolie, die den Kontaktwiderstand verringert. Die einzelnen PCM-Kapseln sind gleichmäßig über den Umfang verteilt.

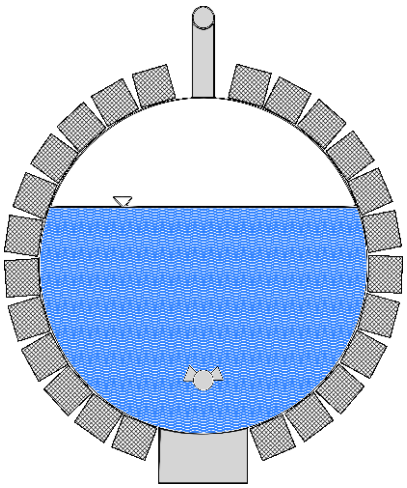

Abbildung 9.1: Designvorschlag

Ausführung der Halterung

Als Halterung dieser Kapseln wird eine Ausführung entsprechend Abbildung 9.2 und Abbildung 9.3 vorgeschlagen. Für jede Kapsel wird an den zwei Enden der Kapsel ein Halterungselement vorgesehen. Diese Halterungselemente werden über Scharniere miteinander verbunden. Für einen stabilen Sitz der Halterung auf der Mantelfläche des Zylinders, wird die Abweichung durch einen zugeschnittenen hochtemperaturfesten Gummi ausgeglichen. Der Ausgleich des Formunterschieds zwischen der PCM-Kapsel und der Mantelfläche erfolgt über eine Graphit-Wärmeleitfolie (Siehe Abbildung 9.3 rechts). Um Kosten in der Fertigung zu sparen, wird eine quaderförmige Ausführung der PCM-Kapseln vorgesehen. Da zwischen einer ebenen und einer

gekrümmten Fläche dem Ausgleich des Formunterschieds mittels Wärmeleitfolie Grenzen gesetzt sind, muss je nach Krümmung der Zylinderfläche die Breite der PCM-Kapseln passend gewählt werden.

Die Anpressung der PCM-Kapseln an die Mantelfläche des Dampfspeichers findet über die Anpressplatte statt. Mittels der Schrauben kann der Anpressdruck nach Bedarf angepasst werden.

Ausführung der Kapseln

Wie in Abbildung 9.3 zu sehen ist, sind trotz der gewählten Quaderform zwei unterschiedliche Ausführungen der PCM-Kapseln möglich. Einerseits können die PCM-Kapseln geometrisch möglichst einfach gehalten werden, um Fertigungskosten zu sparen, andererseits kann alternativ eine Verbreiterung der PCM-Kapseln außerhalb der Halterung vorgesehen werden (gerasterte Fläche Abbildung 9.3 links), um einen möglichst hohen Prozentsatz der Mantelfläche mit PCM-Kapseln zu umhüllen. Welche Ausführung sinnvoller ist, hängt von einer Kosten-Nutzen-Analyse der beiden Ausführungen ab.

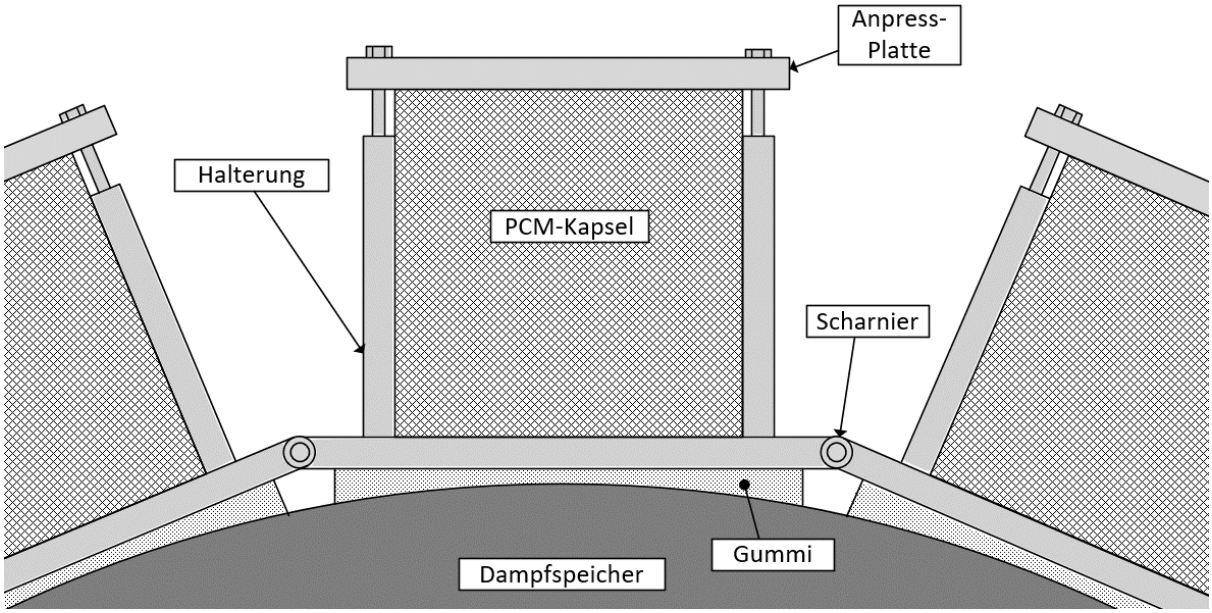

Abbildung 9.2: Prinzipskizze der Halterung für PCM-Kapseln (Aufriss)

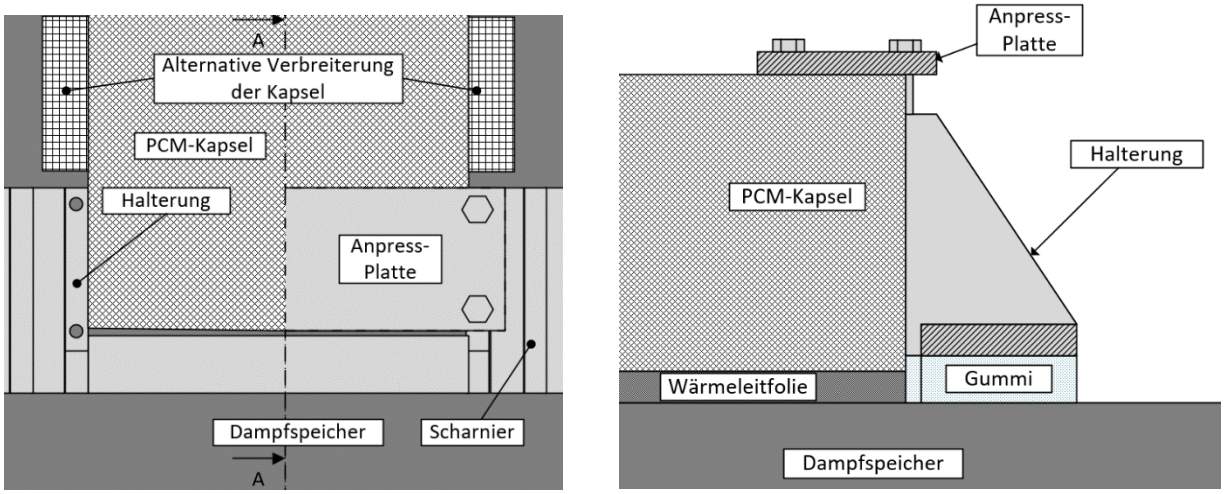

Abbildung 9.3: Prinzipskizze der Halterung (Links- Grundriss; Rechts – Schnittansicht A-A)

9.3 Mögliche PCMs

Für den Einsatz als Phasenwechselmaterial im Hybridspeicher des Prüfstandes kommen alle PCMs infrage, deren Phasenwechseltemperatur innerhalb eines Temperaturbereiches von 100°C bis 150°C liegen. Die untere Beschränkung ergibt sich, da eine Absenkung des Druckes unter Umgebungsdruck bei dem Prüfstand nicht vorgesehen ist. Die obere Beschränkung des Temperaturbereiches ergibt aufgrund des Auslegungsdruckes des Dampfbehälters für $5bar_a$, bei dem die Siedetemperatur von Wasser bei $151{,}84°C$ liegt.

Drei PCMs wurden gefunden, die den Anforderungen an PCMs aus Abschnitt 3.3 weitestgehend genügen, wobei besonders auf eine passende Phasenwechseltemperatur, eine hohe spezifische Phasenwechselenthalpie und einen reproduzierbaren Phasenübergang geachtet wurde:

- Erithritiol[3] [67] mit einer Schmelztemperatur von etwa $118°C$, einer Phasenwechselenthalpie von $339{,}8\frac{kJ}{kg}$ und einer verhältnismäßig hohen Dichte von $1480\frac{kg}{m^3}$ im festen und $1300\frac{kg}{m^3}$ im flüssigen Zustand.
- HDPE[4] [49] mit einer Schmelztemperatur von etwa $130°C$, einer Erstarrtemperatur von etwa $125°C$, einer Schmelzenthalpie von $235{,}8\ \frac{kJ}{kg}$ und einer Dichte im flüssigen Zustand von $654\frac{kg}{m^3}$.
- Plus ICE A133 [69] mit einer Schmelztemperatur von etwa $133°C$, einer Phasenwechselenthalpie von $126\frac{kJ}{kg}$ und einer Dichte von $880\frac{kg}{m^3}$.

Bei diesen PCMs handelt es sich um organische Materialien.

Als PCM geeignete Metalle wurden in diesem Temperaturbereich nicht gefunden.

Für PCMs auf Basis von Salzen wurden in diesem Temperaturbereich verschiedene Mischungen von $LiNO_3$, $NaNO_3$ und KNO_3 gefunden. Coscia et. al [70] beschreiben, dass Phasenwechseltemperaturen zwischen 107°C und 220°C mit verschiedenen Mischungen dieser Salze theoretisch möglich wären. Problematisch ist bei diesen Mischungen jedoch die Zyklenstabilität, wie Olivares und Edwards [71] beschreiben, weshalb sie für die Verwendung im Prüfstand nicht in Betracht gezogen wurden.

9.4 Zusammenfassung

Mit dem vorgeschlagenen Aufbau lassen sich die Anforderungen an den Latentwärmespeicher im Hybridspeicherkonzept weitestgehend erfüllen.

Für den Prüfstand werden Erithritiol, HDPE und Plus ICE A133 als PCMs als sinnvoll erachtet, da ihre Phasenwechseltemperaturen etwa mittig im Betriebstemperaturbereich des Prüfstandes von 100 bis 150°C liegen und sie den spezifischen Anforderungen größtenteils genügen.

[3] Werte von Zalba et. al. [67], die auf Kakiuchi et. al. [68] verweisen.

[4] Die Werte entstammen den Experimenten von Zauner et. al [49] für das Produkt INEOS Rigidex HD6070EA. Für die Temperaturwerte wurden die Mitten der Temperaturbereiche gewählt, bei dem der Großteil des Wärmeaustausches beim Be- bzw. Entladen des Latentwärmespeichers über die Rippenrohre bei den Experimenten stattgefunden hat. Die Phasenwechselenthalpie stellt den niedrigsten der für das HDPE in den Experimenten ermittelten Werten dar. Als Dichte des PCMs wurde der von Zauner et. al. geschätzte Wert im flüssigen Zustand bei 150°C verwendet.

10 Prüfstand - Thermisches Verhalten des Hybrid-speichers

In diesem Kapitel wird der Betrieb des Hybridspeichers im Prüfstand simuliert. Verschiedene Annahmen zum Wärmeübergang und zur Wärmeleitfähigkeit werden verglichen, da diese die größten Unsicherheitsfaktoren darstellen.

Diese Simulationen helfen bei der Durchführung von Messungen am Prüfstand die Messergebnisse schnell zu interpretieren. Andererseits ist mithilfe der Messungen eine Validierung des Simulationsmodells möglich.

Für die Simulation wird das aus Kapitel 6 bekannte Simulationsmodell für ein reines PCM mit einem Modell für den Dampfspeicher verknüpft, wobei eine dimensionsbehaftete Formulierung verwendet wird. Wie der Dampfspeicher modelliert wird, ist im folgenden Abschnitt erklärt. Die Interaktion der Modelle findet über einen Wärmeaustausch zwischen dem Dampf- und dem Latentwärmespeicher statt.

Hierbei werden die Annahmen über den Wärmeübergangskoeffizienten aus Kapitel 5 verwendet. Besonders diese Annahmen gilt es bei den Messungen zu überprüfen, da sie starke Auswirkungen auf den maximalen Wärmestrom haben, der zwischen Dampf- und Latentwärmespeicher ausgetauscht werden kann.

Zusätzlich ermöglichen die Messungen einen indirekten Rückschluss auf die Phasenwechselgeschwindigkeit. Auch hier ist eine Überprüfung der Simulationsmodelle möglich.

10.1 Modellierung Dampfspeicher

In diesem Abschnitt findet die Herleitung des mathematischen Zusammenhanges statt, der im Simulationsmodell für die Beschreibung des Dampfspeichers verwendet wird.

Eine grundlegende Annahme des Modells ist, dass sich die flüssige und die dampfförmige Phase zu jedem Zeitpunkt im thermischen Gleichgewicht befinden.

Im thermodynamischen Sinne handelt es sich bei dem Dampfspeicher um ein offenes System. Nach der Leistungsbilanzgleichung für offene Systeme gilt allgemein:

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q} + P + \sum_{ein} \dot{m}_e \left(h_e + \frac{c_e^2}{2} + g z_e \right) - \sum_{aus} \dot{m}_a \left(h_a + \frac{c_a^2}{2} + g z_a \right) \qquad (10.1)$$

Da am Dampfspeicher keine Leistung P verrichtet wird, kann die Leistung fürs weitere aus der Leistungsbilanz gestrichen werden. Die spezifische Enthalpie h, die spezifische kinetische Energie $\frac{c^2}{2}$ und die spezifische potenzielle Energie $g \cdot z$ der zu- und abgeführten Stoffströme werden in weiterer Folge zu der spezifischen Energie e zusammengefasst. Die Energie E des Systems, die aus der inneren Energie U, der kinetischen Energie E_{kin} und der potentiellen Energie E_{pot} besteht, kann allein durch die innere Energie U ersetzt werden (vgl. Kap. 3), da die Änderung der kinetischen und potentiellen Energie des Dampfspeichers mit der Zeit vernachlässigbar ist. Damit folgt:

$$\frac{dU}{dt} = \dot{Q} + \sum_{ein} \dot{m}_e e_e - \sum_{aus} \dot{m}_a e_a \qquad (10.2)$$

Nach der Fundamentalgleichung für die innere Energie gilt (bei Vernachlässigung der chemischen Potentiale):

$$dU = dH - V \cdot dp - p \cdot dV \tag{10.3}$$

Da sich das Volumen des Speichers nicht ändert, verschwindet der Term $-p \cdot dV$. Daraus folgt nach Einsetzen in Gleichung (10.2):

$$\frac{dH}{dt} - V\frac{dp}{dt} = \dot{Q} + \sum_{ein} \dot{m}_e e_e - \sum_{aus} \dot{m}_a e_a \tag{10.4}$$

Da es sich um ein 2-Phasengebiet handelt, setzt sich die Enthalpie H des Speichers zusammen aus der Enthalpie des Wassers H' und der Enthalpie des Dampfes H''. Nutzt man die Enthalpie pro Volumen $\hat{h}$ und des Volumenanteils an Wasser (Füllgrad des Dampfspeichers) r_W, so lässt dich die Enthalpie des Speichers folgendermaßen beschreiben:

$$H = H' + H'' = \hat{h}' \cdot \mathrm{V} \cdot r_W + \hat{h}'' \cdot \mathrm{V} \cdot (1 - r_W) \tag{10.5}$$

Da $\hat{h}'' - \hat{h}'$ die Verdampfungsenthalpie pro Volumeneinheit $\hat{h}_v$ ist, kann die Gleichung umgeformt werden:

$$H = \hat{h}'' \cdot V - \hat{h}_v \cdot V \cdot r_W \tag{10.6}$$

Das totale Differenzial der Enthalpie nach der Zeit führt zu (dV fällt weg, da das Volumen konstant bleibt):

$$\frac{dH}{dt} = V \cdot \frac{d\hat{h}''}{dt} - V \cdot r_W \cdot \frac{d\hat{h}_v}{dt} - \hat{h}_v \cdot V \cdot \frac{dr_W}{dt} \tag{10.7}$$

Das erste und das zweite totale Differenzial der rechten Seite lassen sich sinnvoll erweitern:

$$\frac{dH}{dt} = V \cdot \frac{d\hat{h}''}{dp} \cdot \frac{dp}{dt} - V \cdot r_W \cdot \frac{d\hat{h}_v}{dp} \cdot \frac{dp}{dt} - \hat{h}_v \cdot V \cdot \frac{dr_W}{dt} \tag{10.8}$$

Die totalen Differenziale $\frac{d\hat{h}''}{dp}$ und $\frac{d\hat{h}_v}{dp}$ lassen sich mithilfe von Interpolationsfunktionen nach den IAPWS IF97-Standard für einen Druckbereich von 0 bis 1000 bar bestimmen. Um das totale Differenzial von r_W nach der Zeit zu bestimmen, benötigt man zuerst die Bestimmungsgleichung für r_W:

$$r_W = \frac{\frac{m}{V} - \rho''}{\rho' - \rho''} \tag{10.9}$$

Bei m handelt es sich um die im Speicher befindliche Masse an flüssigen und dampfförmigen Wässern, bei ρ' um die Dichte des Wassers und bei ρ'' um die Dichte des Dampfes. Daraus folgt für das totale Differenzial von r nach der Zeit:

$$\frac{dr_W}{dt} = \frac{1}{V \cdot (\rho' - \rho'')}\frac{dm}{dt} - \frac{\left(\frac{m}{V} - \rho''\right)}{(\rho' - \rho'')^2}\frac{d\rho'}{dt} + \frac{\left(\frac{m}{V} - \rho''\right) - (\rho' - \rho'')}{(\rho' - \rho'')^2}\frac{d\rho''}{dt} \tag{10.10}$$

Das zweite und das dritte totale Differenzial der rechten Seite lassen sich wie schon bekannt erweitern. Etwas umgeformt ergibt sich bei Berücksichtigung der Gleichung (10.9) folgende Gleichung:

$$\frac{dr_W}{dt} = \frac{1}{V \cdot (\rho' - \rho'')}\frac{dm}{dt} + \frac{r_W}{(\rho' - \rho'')}\left(\frac{d\rho''}{dp} - \frac{d\rho'}{dp}\right) \cdot \frac{dp}{dt} - \frac{1}{(\rho' - \rho'')}\frac{d\rho''}{dp}\frac{dp}{dt} \tag{10.11}$$

Die totalen Differenziale der Dichte des Wassers nach dem Druck $\frac{d\rho'}{dp}$ und der Dichte des Dampfes nach dem Druck $\frac{d\rho''}{dp}$ lassen sich mittels Tabellenwerten oder Interpolationsfunktionen bestimmen und können somit als bekannt vorausgesetzt werden. Eingesetzt in Gleichung (10.8) erhält man:

$$\frac{dH}{dt} = \frac{-\hat{h}_v}{(\rho' - \rho'')}\frac{dm}{dt} + \mathrm{V} \cdot \left[\frac{d\hat{h}''}{dp} - r_W \cdot \frac{d\hat{h}_v}{dp} + \frac{\hat{h}_v \cdot r_W}{(\rho' - \rho'')}\left(\frac{d\rho'}{dp} - \frac{d\rho''}{dp}\right) + \frac{\hat{h}_v}{(\rho' - \rho'')}\frac{d\rho''}{dp}\right] \cdot \frac{dp}{dt} \qquad (10.12)$$

Daraus folgt für Gleichung (10.4):

$$\begin{aligned} \mathrm{V} \cdot \left[\frac{d\hat{h}''}{dp} - r_W \cdot \frac{d\hat{h}_v}{dp} + \frac{\hat{h}_v \cdot r_W}{(\rho' - \rho'')}\left(\frac{d\rho'}{dp} - \frac{d\rho''}{dp}\right) + \frac{\hat{h}_v}{(\rho' - \rho'')}\frac{d\rho''}{dp} - 1\right] \cdot \frac{dp}{dt} \\ = \dot{Q} + \frac{\hat{h}_v}{(\rho' - \rho'')}\frac{dm}{dt} + \sum_{ein} \dot{m}_e e_e - \sum_{aus} \dot{m}_a e_a \end{aligned} \qquad (10.13)$$

Da es sich bei dem totalen Differenzial der Speichermasse m nach der Zeit um die Differenz der ein- und ausgehenden Stoffströme handelt, ändert sich die Gleichung zu:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{\dot{Q} + \sum_{ein}(\dot{m}_e e_e) - \sum_{aus}(\dot{m}_a e_a) + \frac{\hat{h}_v}{(\rho' - \rho'')}\frac{dm}{dt}}{V \cdot \left[\frac{d\hat{h}''}{dp} - r_W \cdot \frac{d\hat{h}_v}{dp} + \frac{\hat{h}_v \cdot r_W}{(\rho' - \rho'')}\left(\frac{d\rho'}{dp} - \frac{d\rho''}{dp}\right) + \frac{\hat{h}_v}{(\rho' - \rho'')}\frac{d\rho''}{dp} - 1\right]} \qquad (10.14)$$

Bei Vorgabe der Massenströme $\dot{m}$ und der Wärmeströme $\dot{Q}$ lässt sich die zeitliche Änderung des Drucks $\frac{dp}{dt}$ bestimmen.

Aus der Änderung des Druckes kann aufgrund der Annahme eines Gleichgewichts direkt die Temperatur des Speichers bestimmt werden. Mithilfe der Temperatur des Speichers kann der ausgetauschte Wärmestrom $\dot{Q}$ für den nächsten Zeitschritt bestimmt werden.

10.2 Simulation

Simuliert wird die Beladung des Hybridspeichers von 1 bar_a bis maximal 5 bar_a in einem Zeitraum von 30 Minuten mithilfe von Matlab [62]. Wärmeverlust zur Umgebung wird vernachlässigt. Für die Dampfparameter wurde die XSteam-Implementation verwendet [72].

Zur Beladung wird bei der Simulation überhitzten Wasserdampf bei 160°C und 5bar_a verwendet. Zu Beginn der Beladung befinden sich der Dampfspeicher und der Latentwärmespeicher im thermischen Gleichgewicht bei etwa 100°C. Während der Beladung wird dem Dampfspeicher durch die Interaktion mit dem Latentwärmespeicher Wärme entzogen, wodurch der Anstieg der Temperatur und des Drucks im Speicher verlangsamt wird. Erreichte der Druck 5 bar_a, wird die Dampfzufuhr gestoppt. Durch den weiteren Entzug von Wärme durch den Latentwärmespeicher fallen Druck und Temperatur im Speicher ab. Unterschreitet der Druck 4 bar_a, wird wieder Dampf zugeführt, bis 5 bar_a erreicht werden.

Für die Simulation sind Parameter der Geometrie, der Stoffe und des Betriebs vorzugeben.

Geometrische Parameter

Die Geometriedaten werden entsprechend Kapitel 8 gewählt. Der Innendurchmesser des Dampfspeichers beträgt 150 mm und das Volumen etwa 10 Liter. Die Dicke der Behälterwand ist 3mm.

Der Anteil der Mantelfläche des Dampfspeichers, der mit PCM-Kapseln bedeckt ist, wird mit 70% angenommen. Als Höhe des PCMs in der Kapsel werden 2 cm gewählt.

Betriebsparameter

Bei der Simulation wird nur die Beladung betrachtet, um die zu verarbeitenden Datenmengen zu reduzieren.

Der Dampfmassenstrom in den Dampfspeicher liegt beim Prüfstand bei maximal $50\frac{\mathrm{g}}{\mathrm{min}}$, was etwa $1\frac{\mathrm{g}}{\mathrm{s}}$ entspricht. Dieser Dampfmassenstrom wurde bei der Simulation als Ausgangswert verwendet.

Der Druck im Dampfspeicher variiert analog zum Prüfstand zwischen 1 und 5 bar. Der volumetrische Anteil an Wasser im Speicher liegt zu Beginn bei 50%.

Stoffeigenschaften

Die Stoffeigenschaften des Wassers ergeben sich aus dem Druck und der Temperatur im Speicher.

Für das PCM wurde bei der Simulation mit den Werten von HDPE (INEOS Rigidex HD6070EA) [49] entsprechend Abschnitt 9.3 gerechnet. Die Schmelztemperatur liegt bei 130°C und die Phasenwechselenthalpie bei $235{,}8\ \frac{kJ}{kg}$. Für die Dichte des PCMs bei 150°C wurde der von Zauner et. al. [49] geschätzte Wert im flüssigen Zustand zu $650\frac{kg}{m^3}$ gerundet. Die spezifische Wärmekapazität liegt laut Zauner et. al. im flüssigen Zustand zwischen $2{,}5$ und $2{,}6\frac{kJ}{kg\cdot K}$, wobei mit $2{,}5\ \frac{kJ}{kg\cdot K}$ der schlechtere Wert für die Simulation gewählt wurde. Die Werte der flüssigen Phase des PCMs wurden ebenfalls für die feste Phase verwendet.

Es wird zudem angenommen, dass Maßnahmen zur Steigerung der Wärmeleitfähigkeit des PCMs unternommen werden, weshalb von einer Wärmeleitfähigkeit von $5\frac{\boldsymbol{W}}{\boldsymbol{m\cdot K}}$ ausgegangen wird. Verringerungen der Enthalpie und Wärmekapazität durch die Maßnahmen zur Wärmeleitfähigkeitssteigerung wurden vernachlässigt.

Die Isolation gegen die Umgebung wird als ideal angenommen, um rein die Interaktion zwischen Dampf- und Latentwärmespeicher zu betrachten. Der Hybridspeicher ist bis auf den ausgetauschten Dampf gegenüber der Umgebung adiabat.

Sensible Wärmespeicherung in der Behälterwand, der Wärmeleitfolie und der Hülle des PCMs wurde nicht berücksichtigt. Der Einfluss dieser Komponenten auf den Wärmedurchgangskoeffizienten zwischen Wasser und PCM wird entsprechend Kapitel 5 berücksichtigt. Als Ausgangswert für den Wärmedurchgangskoeffizienten wurde $200\frac{\boldsymbol{W}}{\boldsymbol{m^2\cdot K}}$ gewählt, was der unteren Grenze bei der Beladung und der oberen Grenze bei der Entladung für die gewählte Geometrie entspricht.

10.3 Ergebnisse

Die Simulationen wurden für unterschiedliche Größen des Dampfmassenstroms, des Wärmeübergangskoeffizienten und der Wärmeleitfähigkeit des PCMs durchgeführt.

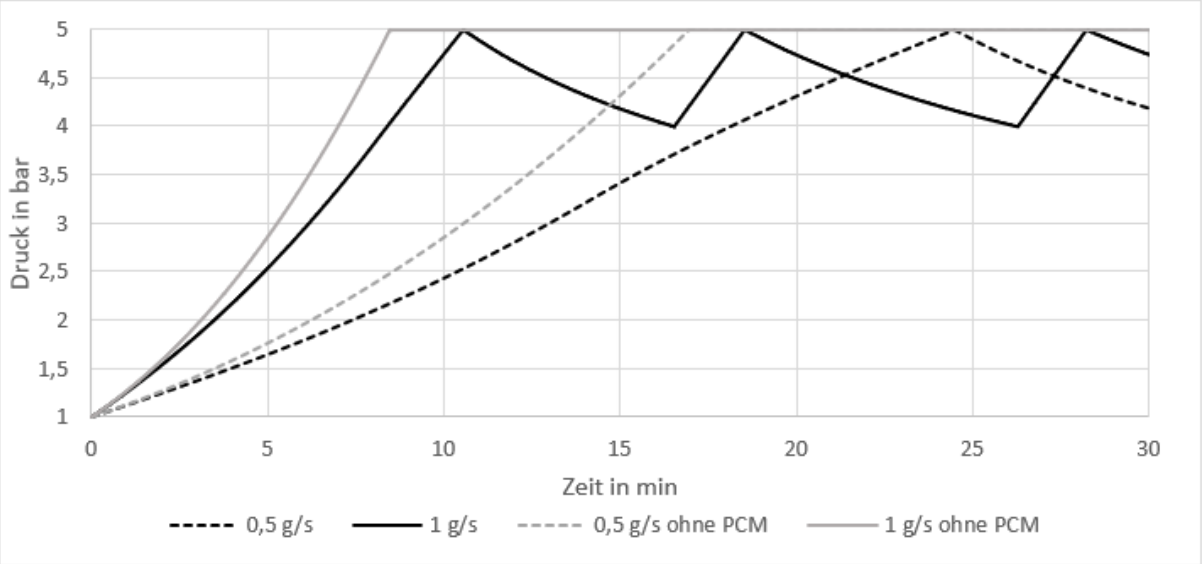

Abbildung 10.1: Verlauf des Absolutdruckes im Dampfspeicher über die Zeit für unterschiedliche Dampfmassenströme bei der Beladung- Mit (Schwarz) und ohne (Grau) Latentwärmespeicher

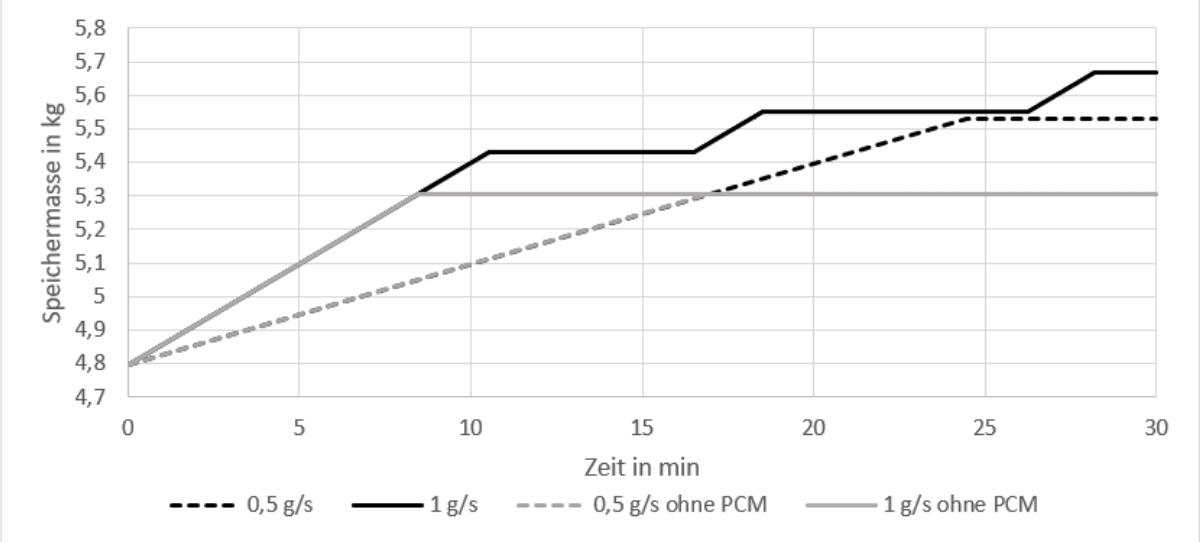

Abbildung 10.2: Verlauf der im Dampfspeicher gespeicherten Masse über die Zeit für unterschiedliche Dampfmassenströme bei der Beladung - Mit (Schwarz) und ohne (Grau) Latentwärmespeicher

10.3.1 Variation des Dampfmassenstroms

In Abbildung 10.1 bis Abbildung 10.3 wurden die Simulationsergebnisse mit Dampfmassenströmen von $1\,\frac{g}{s}$ und $0{,}5\,\frac{g}{s}$ verglichen. In Abbildung 10.1 und Abbildung 10.2 ist außerdem die Beladung des Dampfspeichers bei diesen Massenströmen ohne Interaktion mit dem Latentwärmespeicher mittels grauer Linien dargestellt.

Abbildung 10.1 zeigt erwartungsgemäß einen langsameren Druckanstieg bei niedrigeren Dampfmassenstrom in den Speicher. Zudem ist die Veränderung des Druckverlaufes durch die Interaktion mit dem Latentwärmespeicher zu sehen, indem die grauen mit den schwarzen Linien verglichen werden. Der Entzug von Wärme durch den Latentwärmespeicher führt zu einem langsameren Anstieg des Druckes bei gleichen Dampfmassenstrom, wodurch, bis die Grenze von 5 bar_a erreicht wird, mehr Masse gespeichert werden kann (Siehe Abbildung 10.2).

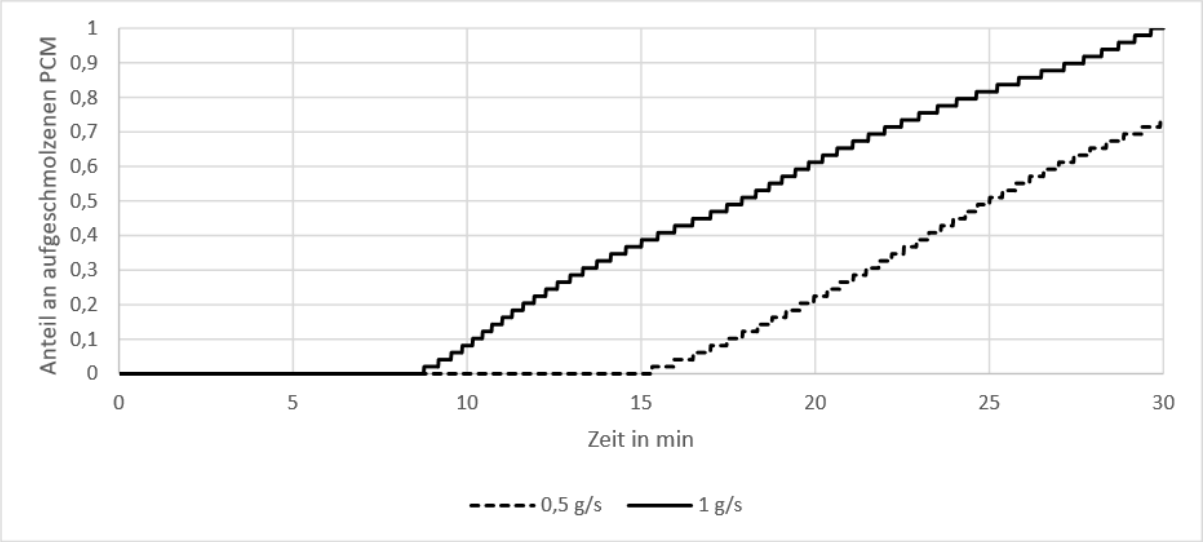

Abbildung 10.3: Anteil an aufgeschmolzenen PCM über die Zeit für unterschiedliche Dampfmassenströme

Sowohl bei 1 als auch bei 0,5 $\frac{g}{s}$ werden 5 bar erreicht, wenn erst ein geringer Teil des PCMs aufgeschmolzen ist. Im Laufe der 30 min schmilzt jedoch bei einem Dampfmassenstrom von $1\frac{g}{s}$ das PCM vollständig auf, da, wenn 4 bar_a unterschritten werden, wieder Dampf zugeführt wird.

Insgesamt werden bei einem Dampfmassenstrom von $1\frac{g}{s}$ über die 30 Minuten etwa 0,87 kg Dampf gespeichert. Bei $0{,}5\frac{g}{s}$ erreicht man in der gleichen Zeit eine gespeicherte Masse von etwas über 0,7 kg. Ohne Latentwärmespeicher werden in beiden Fällen nur die 0,5 kg an Dampf gespeichert, was der Dampfspeicherkapazität entspricht (Siehe Abbildung 10.2).

10.3.2 Variation des Wärmedurchgangskoeffizienten

In Abbildung 10.4 bis Abbildung 10.6 ist der Wärmedurchgangskoeffizient zwischen dem Wasser und dem PCM variiert worden. Nach Abschnitt 5.4 liegt dieser Wert bei der Beladung zwischen 170 $\frac{W}{m^2 \cdot K}$ (flüssige Phase) und 820 $\frac{W}{m^2 \cdot K}$ (Dampfphase). Bei der Simulation wurden die Wärmeübergänge der beiden Phasen nicht unterschieden und ein Mittelwert angenommen.

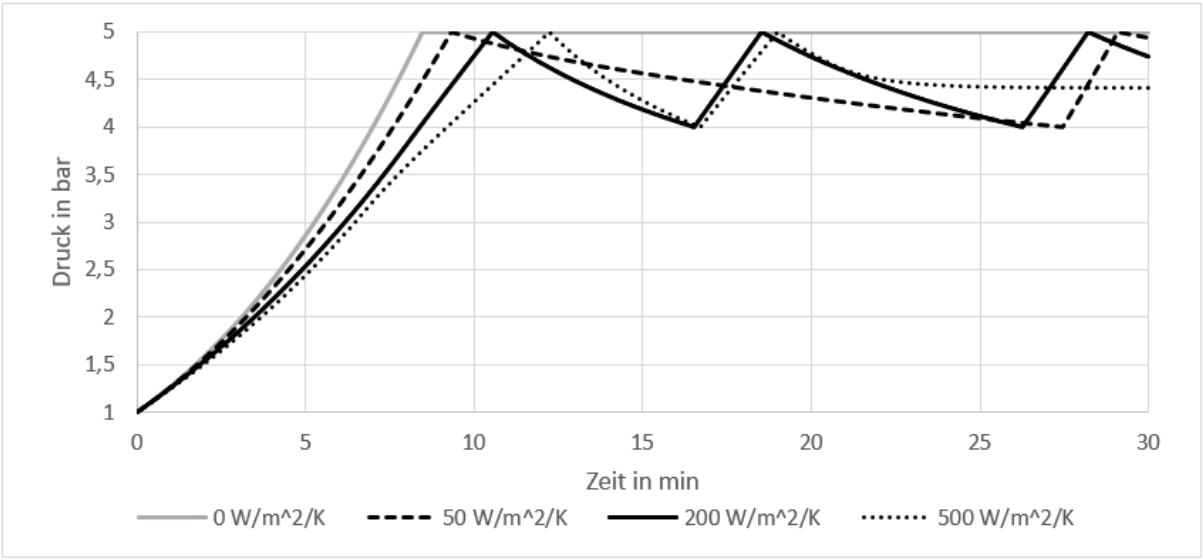

Abbildung 10.4: Verlauf des Druckes im Dampfspeicher über die Zeit für unterschiedliche Wärmedurchgangskoeffizienten bei der Beladung

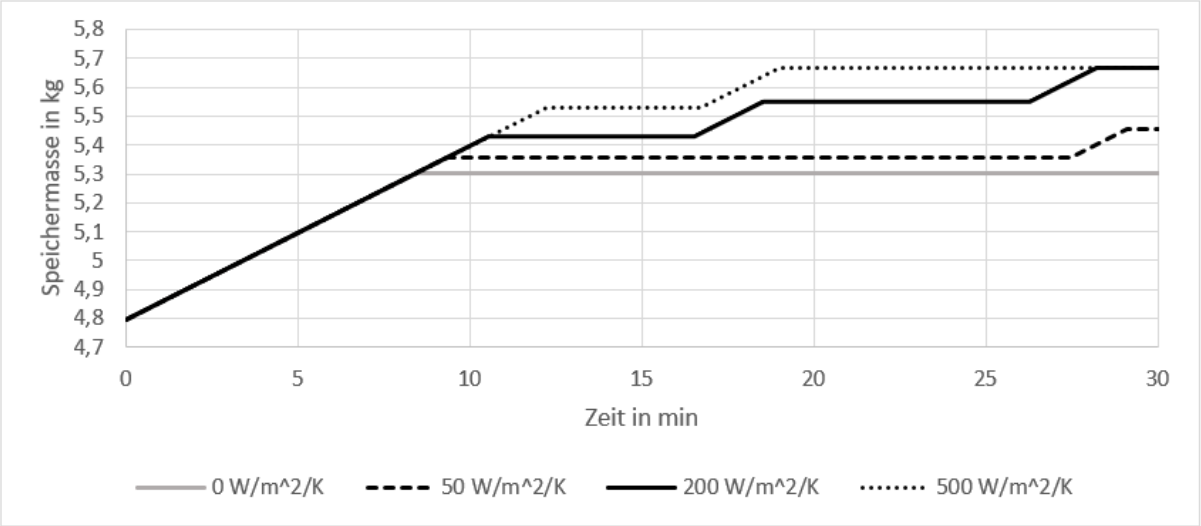

Abbildung 10.5: Verlauf im Dampfspeicher gespeicherten Masse über die Zeit für unterschiedliche Wärmedurchgangskoeffizienten bei der Beladung

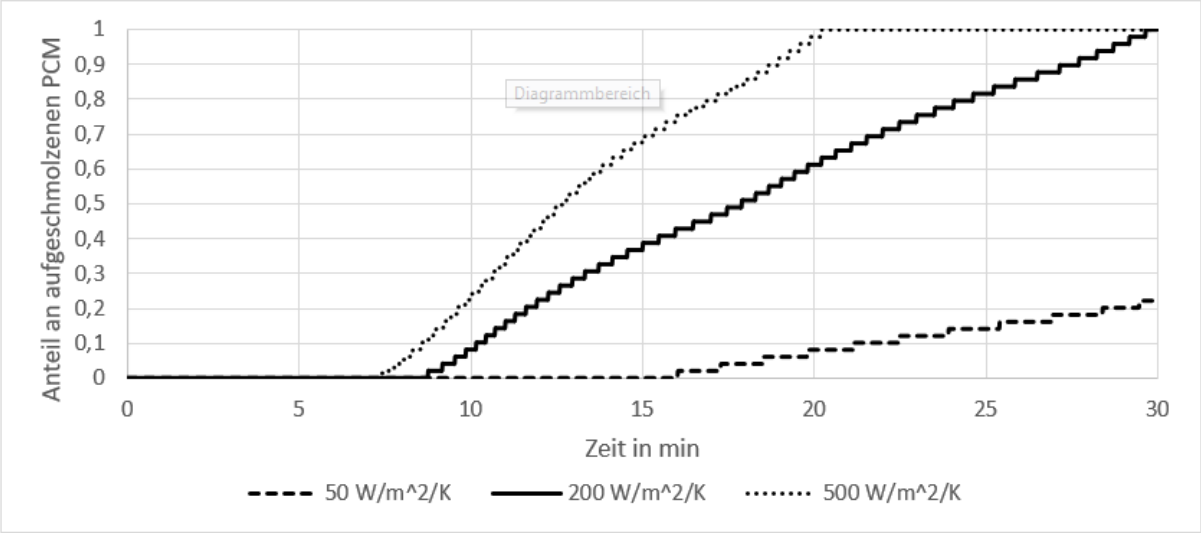

Abbildung 10.6: Anteil an aufgeschmolzenen PCM über die Zeit für unterschiedliche Wärmedurchgangskoeffizienten

Die Variation des Wärmedurchgangskoeffizienten erfolgte von 0 $\frac{W}{m^2 \cdot K}$ bis 500 $\frac{W}{m^2 \cdot K}$.

Wie Abbildung 10.4 zeigt, verlängert sich die Beladungszeit, bei welcher der Dampfspeicher konstant beladen werden kann, mit der Höhe des Wärmeübergangskoeffizienten.

Aus Abbildung 10.5 wird deutlich, wie stark der Verlauf der Speichermasse von dem Wärmeübergangskoeffizienten abhängt. Der Maximalwert an speicherbarer Dampfmasse im Hybridspeicher wird mit höheren Wärmeübergangskoeffizienten ebenfalls deutlich früher erreicht. Bei 500 $\frac{W}{m^2 \cdot K}$ ist der Hybridspeicher nach 18 min vollständig geladen und hat eine Masse von 0,87 kg Dampf eingespeichert. Bei 200 $\frac{W}{m^2 \cdot K}$ benötigt der Hybridspeicher mit etwa 28 Minuten um 50% mehr Zeit für die Speicherung derselben Dampfmenge. Bei 50 $\frac{W}{m^2 \cdot K}$ ist nach 30 Minuten das PCM erst zu 25% aufgeschmolzen, wodurch mit einer Masse von 0,65 kg Dampf die maximale Speichermenge noch nicht erreicht wird (Siehe Abbildung 10.6).

10.3.3 Variation der Wärmeleitfähigkeit

Die Wärmeleitfähigkeit vieler PCMs liegt unter 1 $\frac{\mathrm{W}}{\mathrm{m \cdot K}}$ [39]. Mit Maßnahmen zur Steigerung der Wärmeleitfähigkeit können Werte von über 15 $\frac{\mathrm{W}}{m \cdot \mathrm{K}}$ erreicht werden (vgl. Kapitel 4). Die Wärmeleitfähigkeit ist dabei jedoch stark von der verwendeten Methode abhängig (vgl. Kapitel 4). Eine Wärmeleitfähigkeit von 5 $\frac{\mathrm{W}}{m \cdot \mathrm{K}}$ stellen in diesem Zusammenhang einen Wert dar, der erreichbar sein sollte.

In Abbildung 10.7 bis Abbildung 10.9 ist die Wärmeleitfähigkeit von 1 bis 15 $\frac{\mathrm{W}}{m \cdot \mathrm{K}}$ variiert worden.

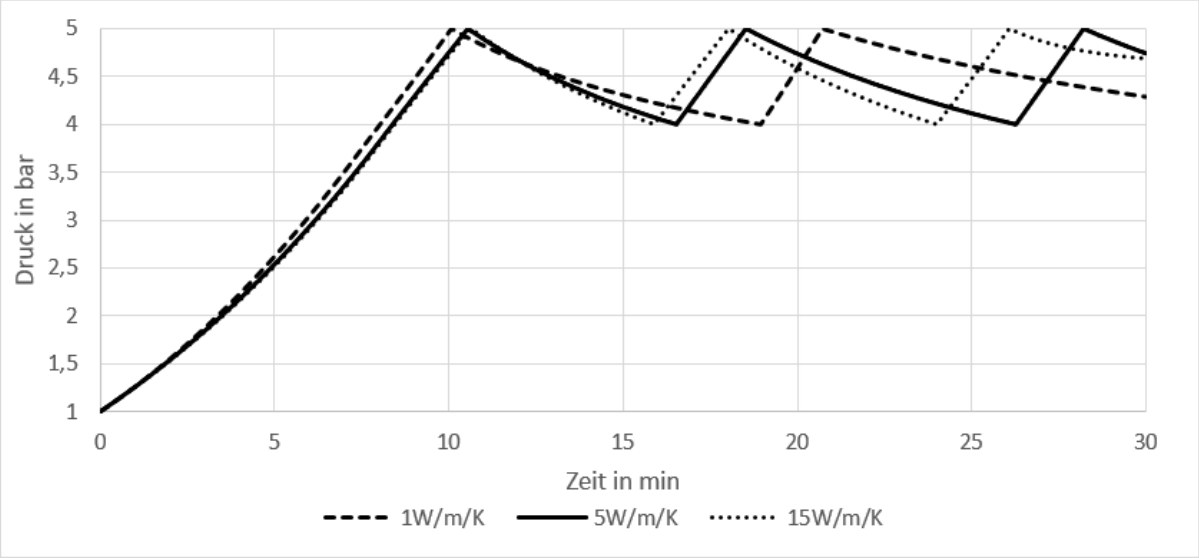

Abbildung 10.7: Verlauf des Druckes im Dampfspeicher über die Zeit für unterschiedliche Wärmeleitfähigkeiten bei der Beladung

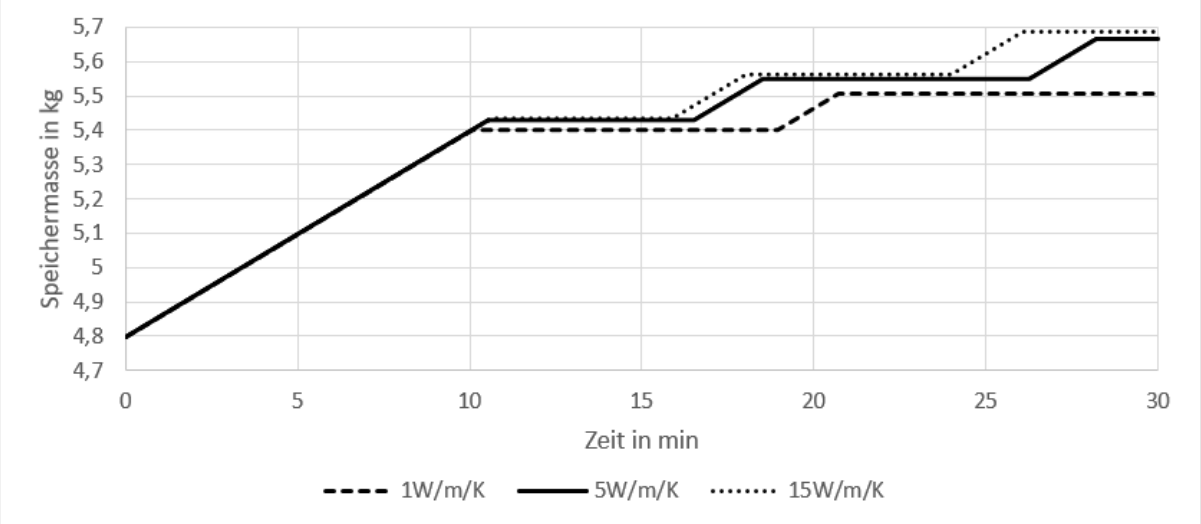

Abbildung 10.8: Verlauf im Dampfspeicher gespeicherten Masse über die Zeit für unterschiedliche Wärmeleitfähigkeiten bei der Beladung

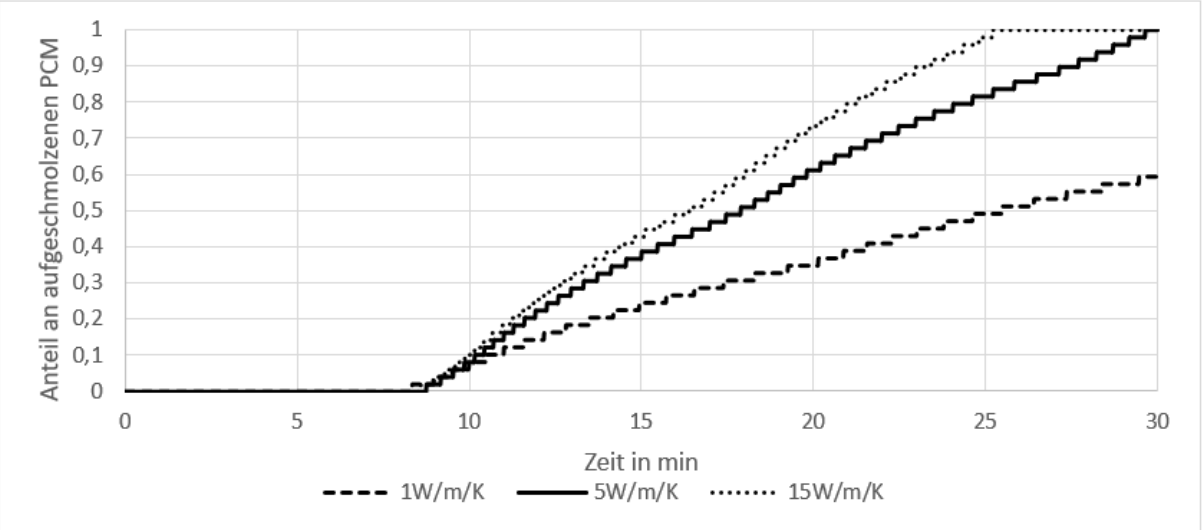

Abbildung 10.9: Anteil an aufgeschmolzenen PCM über die Zeit für unterschiedliche Wärmeleitfähigkeiten

Wie es zu erwarten ist, hat die Wärmeleitfähigkeit kaum einen Einfluss darauf, wann der Phasenwechsel beginnt (Siehe Abbildung 10.9), da in den Bereichen des Latentwärmespeichers, die dem Speicher am nächsten sind, die Wärmeleitfähigkeit des PCMs kaum eine Rolle spielt. Die Geschwindigkeit, mit der der Phasenwechsel voranschreitet, ist hingegen deutlich von der Wärmeleitfähigkeit abhängig, wie Abbildung 10.9 zeigt.

In Abbildung 10.7 ist zu sehen, dass unabhängig von der Wärmeleitfähigkeit, der Maximaldruck im Speicher nach etwa 10 Minuten erreicht wird.

Deutliche Unterschiede gibt es hingegen bei der Zeit, die vergeht, bis der Druck wieder unter 4 bar_a gefallen ist und der Speicher erneut geladen wird. Bei 15 $\frac{\mathrm{W}}{m \cdot \mathrm{K}}$ liegt diese Zeit bei etwa 6 Minuten, während bei 1 $\frac{\mathrm{W}}{m \cdot \mathrm{K}}$ fast 10 Minuten vergehen.

Insgesamt werden innerhalb von 30 Minuten bei einer Wärmeleitfähigkeit von 5 $\frac{\mathrm{W}}{m \cdot \mathrm{K}}$ sowie von 15 $\frac{\mathrm{W}}{m \cdot \mathrm{K}}$ 0,87 kg Dampf eingespeichert. Bei 1 $\frac{\mathrm{W}}{m \cdot \mathrm{K}}$ liegt die eingespeicherte Masse bei lediglich 0,7 kg.

10.4Zusammenfassung

Die Simulation des thermischen Verhaltens des Hybridspeichers für den Prüfstand zeigt die Einflüsse unterschiedlicher Dampfmassenströme, Wärmedurchgangskoeffizienten zwischen Wasser und PCM, sowie unterschiedlicher Wärmeleitfähigkeiten.

Folgende Schlüsse für den Hybridspeicher des Prüfstandes können daraus gezogen werden:

- Ein hoher Dampfmassenstrom sorgt zwar für ein schnelleres Erreichen des Maximaldrucks des Speichers, jedoch wird bis zum Erreichen des Maximaldruck weniger Dampf gespeichert, als bei einem niedrigeren Massenstrom.
- Mit steigenden Wärmedurchgangskoeffizient sinkt bei der Beladung die Änderungsgeschwindigkeit von Druck und Temperatur im Speicher. Wird nicht beladen steigt die Änderungsgeschwindigkeit mit dem Wärmeübergangskoeffizienten. Zudem setzt der Phasenwechsel des PCMs mit steigendem Wärmeübergangskoeffizienten früher ein. Diese Effekte entstehen durch den erhöhten Wärmetransport zum Latentwärmespeicher.

- Eine steigende Wärmeleitfähigkeit des PCMs hat beim Beladen kaum Einfluss auf die Änderungsgeschwindigkeit von Druck und Temperatur im Speicher und auf den Zeitpunkt, ab dem der Phasenwechsel einsetzt. Wird nicht beladen, steigt hingegen die Änderungsgeschwindigkeit von Druck und Temperatur im Speicher mit steigender Wärmeleitfähigkeit.

Diese Erkenntnisse ermöglichen eine schnelle Identifikation der Ursachen einer Abweichung der Messergebnisse von den Simulationsergebnissen. Dadurch wird es möglich, die Annahmen zur Wärmeleitfähigkeit des PCMs und zum Wärmedurchgangskoeffizienten zwischen Wasser und PCM zu überprüfen.

11 Prüfstand - Upscaling-Effekte

Um die am Prüfstand gemessenen Daten auf existierende oder geplante Dampfspeicher umzulegen, müssen Upscaling-Effekte berücksichtigt werden, da die Drücke im Hybridspeicher und dessen geometrische Abmessungen im Vergleich sehr niedrig sind.

Für die Beurteilung der Upscaling-Effekte ist es sinnvoll, auf jene Einflüsse einzugehen, die den Wärmestrom $\dot{Q}$ zwischen Dampfspeicher und Latentwärmespeicher verändern.

Der Wärmestrom $\dot{Q}$ lässt sich folgendermaßen berechnen:

$$\dot{Q} = k_{ges} \cdot A_{Man} \cdot (T_W - T_{PW}) \tag{11.1}$$

Bei k_{ges} handelt es sich um den Wärmedurchgangskoeffizienten zwischen dem Wasser des Dampfspeichers und dem PCM des Latentwärmespeichers entsprechend Kapitel 5. Die Fläche A_M steht für die Mantelfläche des annähernd zylinderförmigen Dampfspeichers, die Temperatur T_W ist jene des Wassers im Dampfspeicher und T_{PW} die Phasenwechseltemperatur. Sowohl k_{ges}, als auch A_{Man}, sowie $(T_W - T_{PW})$ werden von den geometrischen Abmessungen bzw. den im Speicher herrschenden Drücken beeinflusst. Die Upscaling-Effekte von k_{ges}, A_{Man} und $(T_W - T_{PW})$ werden im Folgenden erläutert.

Zur Verdeutlichung der relevanten Effekte wird ein beispielhafter Dampfspeicher aus dem Buch „Dampfspeicheranlagen“ von W. Goldstern [10] herangezogen.

Der von Goldstern [10] beschriebene Gefälledampfspeicher wurde in den 30er Jahren in einer Färberei in Deutschland betrieben, um die Auswirkungen eines schwankenden Dampfverbrauches auf zwei Wasserrohr-Kessel auszugleichen und den konstanten Betrieb einer ND-Dampfturbine für die Stromerzeugung zu ermöglichen. Die Daten dieses Dampfspeichers sind in Tabelle 11.1 jenen des Hybridspeichers des Prüfstandes gegenübergestellt.

Tabelle 11.1: Daten des Prüfstandes im Vergleich zu den Daten des Gefälledampfspeichers nach Goldstern

	Hybridspeicher Prüfstand	Gefällespeicher Färberei
Maximaler Druck	$4\ bar$(ü)	$10\ bar$(ü)
Minimaler Druck	$0\ bar$(ü)	$2{,}5\ bar$(ü)
Durchmesser d	$0{,}15m$	$2m$
Länge l	$0{,}5m$	$8m$
Speicherkapazität	$0{,}5 \div 0{,}9$kg	$2000kg$
Ladeleistung	$0{,}001$ kg/s	$4\ t/h \approx 1{,}1\ kg/s$
Entladeleistung	$0{,}0024 \div 0{,}0183$ kg/s	$8\ t/h \approx 2{,}2\ kg/s$

Die Schwankungsbreite von 0,5 bis 0,9 kg Speicherkapazität beim Prüfstand ergibt sich aus einer unterschiedlich starken Gewichtung des Einflusses des Latentwärmespeichers auf die Speicherkapazität des Hybridspeichers des Prüfstandes.

Die Schwankungsbreite der Entladeleistung ergibt sich nach folgender Abschätzung der Spirax Sarco GmbH [11] für die maximale Entladeleistung $\dot{m}_{a,max}$ eines Gefälledampfspeichers:

$$\frac{\dot{m}_{a,max}}{A_{grenz}} = 220 \frac{kg}{h \cdot m^2} \cdot \frac{p}{bar_a} \tag{11.2}$$

Während p für den absoluten Druck im Speicher steht, steht A_{grenz} für die Größe der Phasengrenzfläche im Speicher.
Abhängig vom Füllstand des Hybridspeichers und dem Druck ergibt sich die in Tabelle 11.1 beschriebene Schwankungsbreite der Entladeleistung.

11.1 Wärmedurchgangskoeffizient

Die Berechnung des Wärmedurchgangskoeffizienten k_{ges} für einen Hybridspeicher wurde in Kapitel 5 beschrieben. Der Hybridspeicher des Prüfstandes entspricht etwa den Werten aus Tabelle 5.1 für eine Wandstärke von 3mm. In Tabelle 11.2 werden die Wärmedurchgangskoeffizienten für den Hybridspeicher des Prüfstandes und eines Hybridspeichers mit den Kenndaten des Gefällespeichers der Färberei verglichen. Die Werte für den zweiten Hybridspeicher wurden entsprechend Kapitel 5 bestimmt. Dabei wurde ein Wert für die Wandstärke von 20 mm verwendet, der aufgrund der Betriebsdaten und der Geometrie des Dampfspeichers abgeschätzt wurde.

Tabelle 11.2: Vergleich der Wärmedurchgangskoeffizienten

Fall	Phase	Hybridspeicher Prüfstand	Gefällespeicher Färberei
Beladen	Dampf	$825\,\frac{W}{m^2 \cdot K}$	$616\,\frac{W}{m^2 \cdot K}$
	Flüssig	$163\,\frac{W}{m^2 \cdot K}$	$180\,\frac{W}{m^2 \cdot K}$
Entladen	Dampf	$19{,}5\,\frac{W}{m^2 \cdot K}$	$46{,}4\,\frac{W}{m^2 \cdot K}$
	Flüssig	$196\,\frac{W}{m^2 \cdot K}$	$205\,\frac{W}{m^2 \cdot K}$

Die in Tabelle 11.2 dargestellten Werte für die Wärmedurchgangskoeffizienten unterscheiden sich aufgrund der unterschiedlichen Geometrie und Drücke der Speicher voneinander.

Es zeigen sich je nach Belastungsfall Zunahmen oder Abnahmen der Wärmeübergangskoeffizienten.

Beim Beladen sinkt der Wärmedurchgangskoeffizient zur Dampfphase des Dampfspeichers um 25%, was hauptsächlich der deutlich höheren Dicke der Speicherwand zuzuschreiben ist.

Beim Entladen steigt der Wärmedurchgangskoeffizient zur Dampfphase um den Faktor 2,4, was auf die höheren Drücke des Speichers der Färberei zurückzuführen ist.

Der Wärmedurchgangskoeffizient zur flüssigen Phase bleibt sowohl beim Be- als auch beim Entladen annähernd konstant (Änderung unter 10%).

Je nach Geometrie und Druckbereich eines Speichers können die Veränderungen gegenüber dem Speicher des Prüfstandes deutlich höher oder niedriger ausfallen.

11.2 Mantelfläche zu Volumen Verhältnis

Für den Kontakt von Dampfspeicher und Latentwärmespeicher eignet sich am besten die Mantelfläche des üblicherweise annähernd zylinderförmigen Dampfspeichers für die Realisierung des Hybridspeicherkonzeptes.

Das Verhältnis der Mantelfläche A_{Man} zum Volumen V eines Gefällespeichers folgt aufgrund der zylindrischen Bauart näherungsweise (Abhängig von der Gestaltung der Böden) folgenden Zusammenhang:

$$\frac{A_{Man}}{V} = \frac{d \cdot \pi \cdot l}{\frac{d^2}{4}\pi \cdot l} = \frac{4}{d} \tag{11.3}$$

In Abbildung 11.1 ist dieser Zusammenhang graphisch dargestellt.

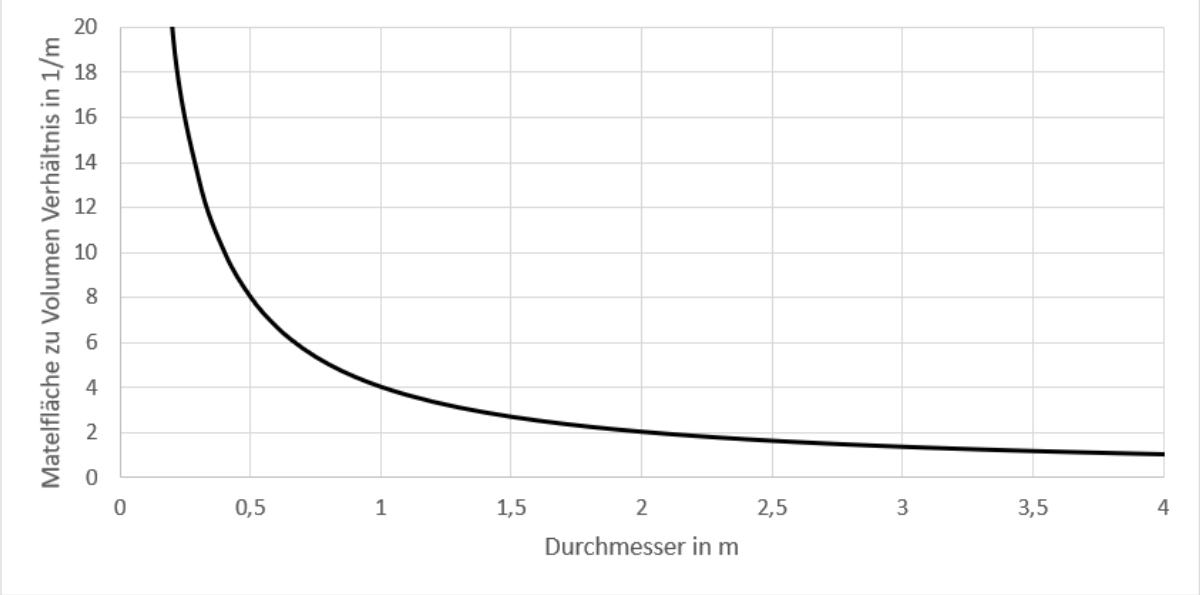

Abbildung 11.1: Verhältnis von Mantelfläche zu Volumen

Für den Gefällespeicher der Färberei bedeutet dieses Verhalten, dass die Wärmeübertragerfläche zu einen potentiellen Latentwärmespeicher im Verhältnis zum Volumen gegenüber dem Hybridspeicher des Prüfstandes deutlich abnimmt. In Tabelle 11.3 wurden die entsprechenden Werte für beide Speicher berechnet.

Tabelle 11.3: Vergleich Hybridspeicher des Prüfstandes und Gefällespeicher Färberei

	Hybridspeicher Prüfstand	Gefällespeicher Färberei
Mantelfläche A_{Man}	0,236 m^2	50,265 m^2
Volumen V	8,836 Liter	25 133 Liter
Verhältnis A_{Man}/V	26,67 m^{-1}	2 m^{-1}

Während der Wärmestrom $\dot{Q}$ nun aufgrund der größeren Mantelfläche steigt, nimmt das Volumen des Dampfspeichers überproportional zu. Damit steigt auch der Wärmeinhalt des Dampfspeichers überproportional. Im Vergleich zum Hybridspeicher des Prüfstandes bedeutet das, dass nur ein um den Faktor 13 geringerer Anteil des Wärmeinhalts des Dampfspeichers an den Latentwärmespeicher übertragen werden kann bzw. das Verhältnis von Wärmestrom $\dot{Q}$ zu Volumen V um den Faktor 13 sinkt.

Für die Auslegung eines Hybridspeichers bedeutet dies, dass der Anteil an der Wärmespeicherung, den der Latentwärmespeicher im Hybridspeicherkonzept übernehmen kann, mit steigender Größe des Dampfspeichers abnimmt, da $\dot{Q}$ und V nicht mit konstantem Verhältnis zunehmen.

11.3 Verhältnis von Druck zu Temperatur

In einem Gefälledampfspeicher liegt Wasser zweiphasig vor. Im Zweiphasengebiet kann ein bestimmter Druck immer einer Temperatur zugeordnet werden, jedoch ist dieses Verhältnis von Druck zu Temperatur nichtlinear, wie in der folgenden Abbildung 11.2 zu sehen ist.

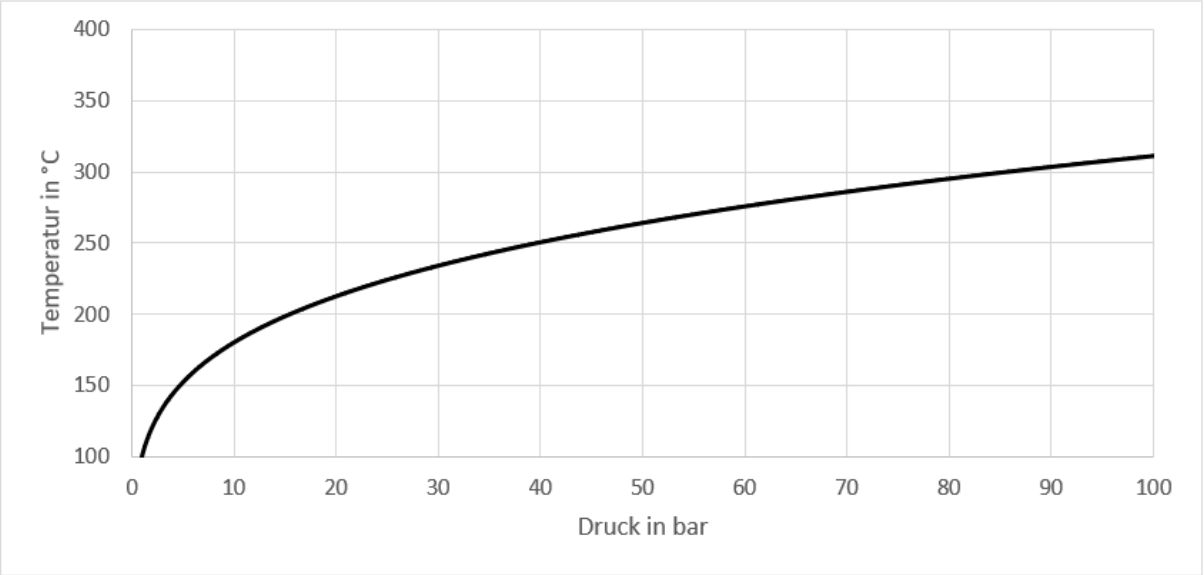

Abbildung 11.2: Temperatur des Gefällespeichers in Abhängigkeit des Innendruckes

In Tabelle 11.4 sind die entsprechenden maximalen und minimalen Temperaturen des Wassers und die Temperaturdifferenzen für die zwei Speicher dargestellt.

Tabelle 11.4: Vergleich Hybridspeicher des Prüfstandes und Gefällespeicher Färberei

	Hybridspeicher Prüfstand	Gefällespeicher Färberei
Minimale Temperatur $T_{W,min}$	99,6°C	138,9°C
Maximale Temperatur $T_{W,max}$	151,8°C	184,1°C
Differenz ΔT	52,2°C	45,2°C

Wie sich zeigt, ist die Temperaturdifferenz ΔT beim Speicher der Färberei um 7°C niedriger, obwohl die Druckdifferenz von 4 auf 7,5 bar gestiegen ist. Die Ursache ist das nichtlineare Verhältnis von Siedetemperatur zu Druck (vgl. Abbildung 11.2).

Für den Wärmestrom $\dot{Q}$ von Dampfspeicher zu Latentwärmespeicher ist jedoch diese Temperaturdifferenz von hoher Bedeutung. Sie stellt die Schwankungsbreite von T_W dar. Da sich die Phasenwechseltemperatur T_{PW} zwischen $T_{W,min}$ und $T_{W,max}$ befinden muss, ist die Temperaturdifferenz ΔT entscheidend für den durchschnittlichen Wert den $|T_W - T_{PW}|$ annimmt. Entsprechend beeinflusst die Temperaturdifferenz ΔT den durchschnittlichen Wert des Wärmestroms $\dot{Q}$.

Bei der Auslegung eines Hybridspeichers muss darauf Acht gegeben werden, dass bei gleicher Differenz zwischen Maximal- und Minimaldruck eines Dampfspeichers mit steigenden Druckniveau die Temperaturdifferenz ΔT geringer wird.

11.4 Zusammenfassung

Die geometrischen Abmessungen und die im Speicher herrschenden Drücken haben Auswirkungen auf den Wärmestrom, der zwischen Dampf- und Latentwärmespeicher ausgetauscht wird.

Es zeigt sich, dass mit steigenden Volumen des Dampfspeichers das Verhältnis von Mantelfläche zu Volumen sinkt, was einen starken Einfluss auf den Wärmestrom hat. Da der Wärmestrom direkt proportional zur Mantelfläche ist, nimmt der Wärmestrom im Verhältnis zum Volumen ab.

In welchen Druckbereich der Dampfspeicher betrieben wird, kann abhängig von der Spreizung und der Höhe der Drücke aufgrund des nichtlinearen Verlaufes der Temperatur über den Druck, sowohl zu einer Steigerung als auch zu einer Senkung des Wärmestromes führen.

Die Größe des Speichers und der Druckbereich haben zudem einen Einfluss auf den Wärmedurchgangskoeffizienten zwischen Wasser und PCM. Während steigende Drücke zu einer Erhöhung des Wärmeübergangskoeffizienten zwischen Wasser und Wand führen, sorgt die Steigerung der Wanddicke zu einer Abnahme des Wärmedurchgangskoeffizienten. Diese gegenläufigen Effekte sorgen bei steigenden Drücken dafür, dass der Wärmedurchgangskoeffizienten zwischen der Dampfphase des Dampfspeichers und dem PCM des Latentwärmespeichers im Falle der Beladung steigt und im Falle der Entladung sinkt. Zwischen flüssiger Phase und PCM heben sich diese Effekte annähernd auf.

Da industrielle Dampfspeicher üblicherweise deutlich größer sind als jener im Prüfstand und das sinkende Verhältnis von Mantelfläche zu Speichervolumen der dominierende Upscaling-Effekt ist, ist beim Upscaling der Messergebnisse im Allgemeinen mit einer Abnahme des Wärmestroms im Verhältnis zum Volumen zu rechnen.

Für die Auslegung eines Hybridspeichers bedeutet dies, dass im Vergleich zum Prüfstand das Verhältnis von Latentwärmespeicher- zu Dampfspeichervolumen kleiner ist oder die Phasenwechselzeit des Latentwärmespeichers zunimmt.

12 Conclusio

Neben der Planung des Prüfstandes wurden im Rahmen dieser Arbeit verschiedene Aspekte von Hybridspeichern bzw. von Latentwärmespeichern untersucht. Die wesentlichen Erkenntnisse sollen kurz wiederholt werden.

Für die Verbesserung des Wärmetransports in Latentwärmespeichern wurden zwei Methoden gefunden, die von besonderem Interesse für die Verwendung im Hybridspeicher sind (vgl. Kapitel 4):

- Die Herstellung eines Verbundmaterials mittels Kompression einer Mischung aus expandierten Graphit und PCM-Partikeln (nach Acem et.al [4]).
- Die Herstellung eines Verbundmaterials aus hochwärmeleitfähigen Schichten und PCM entsprechend dem Sandwich-Konzept (nach Steinmann und Tamme [5])

Die für Simulationen wichtige Abschätzung des Wärmedurchgangskoeffizienten zwischen Wasser und PCM im Hybridspeicher ergab (vgl. Kapitel 5):

- Mindestens $530\,\frac{\mathrm{W}}{\mathrm{m^2 \cdot K}}$ beim Beladen zwischen Dampfphase und PCM
- Mindestens $20\,\frac{\mathrm{W}}{\mathrm{m^2 \cdot K}}$ beim Entladen zwischen Dampfphase und PCM
- Mindestens $150\,\frac{\mathrm{W}}{\mathrm{m^2 \cdot K}}$ beim Beladen zwischen flüssiger Phase und PCM
- Mindestens $180\,\frac{\mathrm{W}}{\mathrm{m^2 \cdot K}}$ beim Entladen zwischen flüssiger Phase und PCM

Die Untersuchung des thermischen Verhaltens des Sandwich-Konzeptes kam zu den folgenden Erkenntnissen (Siehe Kapitel 6):

- Das Verhältnis der Schichtdicke zur Schichthöhe η hat einen starken Einfluss auf die Phasenwechselzeit. Ein sinkendes Verhältnis der Schichtdicke zur Schichthöhe η führt zur Abnahme die Phasenwechselzeit. Unterhalb von $\eta = 0{,}1$ kommt es zu keiner weiteren relevanten Absenkung der Phasenwechselzeit.
- Strebt η gegen 0, nähert sich das Verhalten des Schichtaufbaus jenes eines theoretischen homogenen Verbundmaterials an, dessen Wärmeleitfähigkeit dem gewichteten Mittel der Wärmeleitfähigkeiten des Metalls und des PCMs des Schichtaufbaus entspricht.
- Steigerungen des Anteils an Metall auf über 10% bewirken nur noch geringe Abnahmen der Phasenwechselzeit. Zudem sinkt mit steigendem Anteil an Metall die Phasenwechselenthalpie des Schichtaufbaus. Aus diesen Gründen erweist sich eine Begrenzung des Anteils an Metall auf 10 bis 15% als sinnvoll.
- Ein Wert der Biot-Zahl von mindestens 40 sollte angestrebt werden, da darunter die Phasenwechselzeit stark steigt. Hierzu muss entweder der Wärmedurchgangskoeffizient erhöht werden, oder die Schichthöhe des PCMs verringert werden. Oberhalb einer Biot-Zahl erfährt die Phasenwechselzeit von 100 keine weiteren signifikanten Verbesserungen
- Deutlich Verringerungen der Phasenwechselzeit finden oberhalb eines Verhältnisses der Wärmeleitfähigkeiten von Metall zu PCM von $\overline{\lambda_M} = 100$ nicht mehr statt. Mit Aluminium ist dieser Wert bei den meisten PCMs erreichbar.

Die Simulation des thermischen Verhaltens des Hybridspeichers für den Prüfstand zeigt folgendes Verhalten (vgl. Kapitel 10):

- Ein hoher Wärmedurchgangskoeffizient führt zu einer niedrigen Änderungsrate von Druck und Temperatur bei der Beladung des Speichers, da mehr Wärme an den Latentwärmespeicher abgeführt werden kann. Wird nicht beladen, führt eine hoher

Wärmeübergangskoeffizient zu einer hohen Änderungsrate von Druck und Temperatur, da weiterhin mehr Wärme an den Latentwärmespeicher abgegeben wird. Je höher der Wärmeübergangskoeffizient, desto früher setzt der Phasenwechsel des PCMs ein.

- Die Wärmeleitfähigkeit des PCMs hat nur einen geringen Einfluss auf die Änderungsgeschwindigkeit von Druck und Temperatur im Speicher, wenn beladen wird. Im Gegensatz dazu, steigt die Änderungsgeschwindigkeit in den Zeiträumen, wo nicht beladen wird, mit steigender Wärmeleitfähigkeit des PCMs deutlich. Der Zeitpunkt, ab dem der Phasenwechsel einsetzt, wird von der Wärmeleitfähigkeit nicht beeinflusst.

Wird der Prüfstand wie geplant umgesetzt, ist die Validierung des Simulationsmodells und die Überprüfung der getroffenen Annahmen zur Wärmeleitfähigkeit des PCMs und zum Wärmedurchgangskoeffizienten zwischen Wasser und PCM möglich.

Die Untersuchung der relevanten Effekte beim Upscaling der Messergebnisse des Prüfstandes zeigt, dass der Wärmestrom zwischen Dampf- und Latentwärmespeicher nicht im gleichen Maße wie das Volumen des Hybridspeichers zunimmt. Entsprechend muss steigenden Volumen des Hybridspeichers entweder die Zeit, innerhalb welcher der Latentwärmespeicher geladen bzw. entladen wird, steigen oder der Volumenanteil des Latentwärmespeichers am Hybridspeicher sinken (vgl. Kapitel 11).

Unter Berücksichtigung der Upscaling-Effekte ermöglichen die Messergebnisse des Prüfstandes die Wirtschaftlichkeit des Hybridspeichers mit jener eines konventionellen Gefälle-Dampfspeichers für verschiedene Anwendungsfälle zu vergleichen. Abhängig von den Ergebnissen des Vergleiches kann dem Hybridspeicher der Weg in die industrielle Anwendung geebnet werden.

Disclaimer:

Es sei nochmals darauf hingewiesen, dass es sich bei den beschriebenen Prüfstand und den Druckbehälter in den Kapiteln 7 und 8 nur um eine grobe Auslegung handelt, weshalb ihre Gültigkeit vor der Umsetzung des Prüfstandes nochmals zu prüfen ist. Zudem sind die ausständigen Berechnungen des Druckbehälters durchzuführen.

Literatur

[1] *AIT Austrian Institute of Technology GmbH*;R. Hofmann, C. Zauner, S. Dusek; Hengstberger, Florian; *DAMPFSPEICHER*, 17177356.7, **2017**.

[2] *AIT AUSTRIAN INSTITUTE OF TECH GMBH*;R. Hofmann, C. Zauner, S. Dusek; Hengstberger, Florian; *Dampfspeicher*, Veröffentlichungs-Nr.: *AT518793 (A1)AT20160050570 20160623*.

[3] *AIT AUSTRIAN INSTITUTE OF TECH GMBH*;R. Hofmann, C. Zauner, S. Dusek; Hengstberger, Florian; *Dampfspeicher*, Veröffentlichungs-Nr.: *AT518828 (A1)AT20160050571 20160623*.

[4] N. Acem, J. Lopez*, E. Palomo Del Barrio, *KNO3/NaNO3 - Graphite materials for thermal energy storage at high temperature: Part I.: Elaboration methods and thermal properties*, Applied Thermal Engineering **2010** *(30)*.

[5] W.-D. Steinmann, R. Tamme, *Latent Heat Storage for Solar Steam Systems*, J. Sol. Energy Eng. **2008**, *130 (1)*, 11004. DOI: 10.1115/1.2804624.

[6] İ. Dinçer, M. A. Rosen, *Thermal energy storage: Systems and applications*, 2nd ed., Wiley, Hoboken, N.J **2011**.

[7] Eurostat, *Energy balance sheets: 2014 DATA*, http://ec.europa.eu/eurostat/documents/3217494/7571929/KS-EN-16-001-EN-N.pdf/28165740-1051-49ea-83a3-a2a51c7ad304 **2016** (12.09.2017).

[8] Frauenhofer ISI, *Erstellung von Anwendungsbilanzen für die Jahre 2013 bis 2015 mit Aktualisierungen der Anwendungsbilanzen der Jahre 2009 bis 2012*, http://www.ag-energiebilanzen.de/ **2017** (12.09.2017).

[9] F. Ausfelder, et al., *Energiespeicherung als Element einer sicheren Energieversorgung*, Chemie Ingenieur Technik **2015**, *87 (1-2)*, 17 – 89. DOI: 10.1002/cite.201400183.

[10] W. Goldstern, *Dampfspeicheranlagen: Elemente, Prinzip, Aufbau und Berechnung der Gefälle- und Gleichdruckspeicher sowie Anwendung und Wirtschaftlichkeit*, Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg **1933**. DOI: 10.1007/978-3-642-47496-5.

[11] SPIRAX SARCO GmbH Konstanz, *Grundlagen Dampfspeicher*, https://www.google.at/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=2&ved=0ahUKEwj-zLPVjrLaAhWQWsAKHRQ8C84QFgg5MAE&url=http%3A%2F%2Fwww.spiraxsarco.com%2Fglobal%2Fde%2FResources%2FDocuments%2FGrundlagen%2520Dampfspeicher.pdf&usg=AOvVaw0xPxLXROkx_jLt4X_R7vw3 **2016**.

[12] Rubitherm GmbH, *Anwendungen PCMs*, https://www.rubitherm.eu/anwendungen.html (04.06.2018).

[13] S. Dusek, R. Hofmann, *A Hybrid Storage Concept for Improving Classical Ruth´s Type Steam Accumulators*, 12th Conference on Sustainable Development of Energy, Water and Environment Systems, Dubrovnik **2017 - 2017**.

[14] S. Dusek, R. Hofmann, *A hybrid energy storage concept for future application in industrial processes*, Thermal Science **2018** *(22)*.

[15] I. Stadler, M. Sterner, *Energiespeicher: Bedarf, technologien, integration*, Springer Vieweg, Berlin **2014**.

[16] M. Seidel, *Thermodynamik Verstehen 1: Energielehre*, 2nd ed., De Gruyter Studium, De Gruyter Oldenbourg, München, Wien **2017**.

[17] *VDI-Wärmeatlas*, 11th ed., Springer Vieweg, Berlin u.a. **2013**.

[18] H. D. Baehr, K. Stephan, *Wärme- und Stoffübertragung*, 8th ed., Springer-Lehrbuch, Springer Vieweg, Berlin **2013**.
[19] P. v. Böckh, *Wärmeübertragung: Grundlagen und Praxis*, 3rd ed., Springer, Berlin u.a. **2009**.
[20] H. Oertel, *Prandtl - Führer durch die Strömungslehre: Grundlagen und Phänomene*, Springer Fachmedien Wiesbaden **2017**.
[21] H. Oertel, M. Böhle, T. Reviol, *Übungsbuch Strömungsmechanik*, Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden **2012**. DOI: 10.1007/978-3-8348-2230-7.
[22] H. Windisch, *Thermodynamik*, Oldenbourg Wissenschaftsv, [Place of publication not identified] **2014**.
[23] G. P. Merker, *Konvektive Wärmeübertragung*, Springer Berlin Heidelberg **2013**.
[24] *Grundlagen der Wärmeübertragung*, Uni Stuttgart.
[25] Mayinger, *Blasensieden und Wärmeübergang beim Sieden in freier und erzwungener Konvektion*, Chemie Ingenieur Technik **1975**, 737 – 748.
[26] H. Windisch, *Thermodynamik: Ein Lehrbuch für Ingenieure*, 6th ed., De Gruyter Oldenbourg, München, Wien **2017**. DOI: 10.1515/9783110533576.
[27] R. Marek, K. Nitsche, *Praxis der Wärmeübertragung: Grundlagen - Anwendungen - Übungsaufgaben* (18.07.2017).
[28] T. Fließbach, H. Walliser, *Arbeitsbuch zur Theoretischen Physik: Repetitorium und Übungsbuch*, Spektrum Akad. Verl., Heidelberg **2012**.
[29] M. Sterner, I. Stadler, *Energiespeicher - Bedarf, Technologien, Integration*, Springer Berlin Heidelberg, Berlin Heidelberg **2014**.
[30] D. Giancoli, *Physik*, 3rd ed., Pearson.
[31] G. Blumenthal, D. Linke, S. Veith, *Chemie: Grundwissen für Ingenieure*.
[32] E. Döring, *Werkstoffkunde der Elektrotechnik*, 2nd ed., Viewegs Fachbücher der Technik, Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden, s.l. **1988**. DOI: 10.1007/978-3-663-13879-2.
[33] N. V. Kharchenko, V. M. Kharchenko, *Advanced energy systems*, CRC Press, Boca Raton, FL **2014**.
[34] D. V. Hale, M. J. Hoover, M. J. Oneill, *Phase change materials handbook* **1971**.
[35] B. Cárdenas, N. León, *High temperature latent heat thermal energy storage: Phase change materials, design considerations and performance enhancement techniques*, Renewable and Sustainable Energy Reviews 27 **2013**, 724 – 737.
[36] *PCM Products Ltd*, http://www.pcmproducts.net/Phase_Change_Material_Products.htm **2016** (07.03.2018).
[37] A. Fallahi, G. Guldentops, M. Tao; Granados-Focil, Sergio; van Dessel, Steven, *Review on solid-solid phase change materials for thermal energy storage: Molecular structure and thermal properties*, Applied Thermal Engineering **2017**, *127*, 1427 – 1441. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2017.08.161.
[38] H. Mehling, *Latentwärmespeicherung: "Neue Materialien und Konzepte"*, FVS Workshop 2001, 49 – 65.
[39] H. Mehling, L. F. Cabeza, *Heat and cold storage with PCM: An up to date introduction into basics and applications*, Heat and mass transfer, Springer, Berlin u.a. **2008**.
[40] B. Cárdenas, N. León, *High temperature latent heat thermal energy storage: Phase change materials, design considerations and performance enhancement techniques*, Renewable and Sustainable Energy Reviews **2013**, *27*, 724 – 737. DOI: 10.1016/j.rser.2013.07.028.

[41] Gröber, Erk, U. Grigull, *Die Grundgesetze der Wärmeübertragung*, Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg **1963**. DOI: 10.1007/978-3-662-29015-6.
[42] P. Bose, V. A. Amirthamb, *A review on thermal conductivity enhancement of paraffinwax as latent heat energy storage material*, Renewable and Sustainable Energy Reviews **2016**, *65*, 81 – 100. DOI: 10.1016/j.rser.2016.06.071.
[43] T. Kötter; *Hochleistungsdichte Phasenwechsel-Komposit-Materialien für das thermische Management elektrotechnischer Systeme*, Dissertation, Friedrich-Alexander-Universität **2017**.
[44] X. Xiao, P. Zhang, M. Lib, *Preparation and thermal characterization of paraffin/metal foam composite phase change material*, Applied Energy **2013**, *112*, 1357 – 1366. DOI: 10.1016/j.apenergy.2013.04.050.
[45] X. Py, R. Olives, S. Mauran, *Paraffin/porous-graphite-matrix composite as a high and constant power thermal storage material*, International Journal of Heat and Mass Transfer **2001**, *44 (14)*, 2727 – 2737. DOI: 10.1016/S0017-9310(00)00309-4.
[46] J. W. KLETT, A. D. MCMILLAN, N. C. GALLEGO; WALLS, C. A., *The role of structure on the thermal properties of graphitic foams*, JOURNAL OF MATERIALS SCIENCE **2004** *(39)*, 3659 – 3676.
[47] Y. Zhong, et al., *Heat transfer enhancement of paraffin wax using compressed expanded natural graphite for thermal energy storage*, Carbon 48 **2009**, 300 – 304.
[48] SGL Group, *Spezialgraphite für das Wärmemanagement*, http://www.sglgroup.de/cms/de/Produkte/Produktgruppen/Expandierter-Graphit/Spezialgraphite-fuer-Waermemanagement/material.html?__locale=de (04.06.2018).
[49] C. Zauner, et al., *Experimental characterization and simulation of a fin-tube latent heat storage using high density polyethylene as PCM*, Applied Energy **2016**, *179*, 237 – 246. DOI: 10.1016/j.apenergy.2016.06.138.
[50] K.A.R. Ismail, C.L.F. Alves, M. S. Modesto, *Numerical and experimental study on the solidification of PCM around a vertical axially finned isothermal cylinder*, Applied Thermal Engineering **2001**, *21 (1)*, 53 – 77. DOI: 10.1016/S1359-4311(00)00002-8.
[51] Y. Zhang, A. Faghri, *Heat transfer enhancement in latent heat thermal energy storage system by using the internally finned tube*, International Journal of Heat and Mass Transfer **1996**, *39 (15)*, 3165 – 3173. DOI: 10.1016/0017-9310(95)00402-5.
[52] F. Agyenim, P. Eames, M. Smyth, *Heat transfer enhancement in medium temperature thermal energy storage system using a multitube heat transfer array*, Renewable Energy **2010**, *35 (1)*, 198 – 207. DOI: 10.1016/j.renene.2009.03.010.
[53] D. Laing, T. Bauer, W.-D. Steinmann; Lehmann, Dorothea, *Advanced high temperature latent heat storage system - design and test results*, Abstract Book and Proceedings; 11th International Conference on Thermal Energy Storage **2009**.
[54] R. Bayón, E. Rojas, L. Valenzuela; Zarza, Eduardo; León, Javier, *Analysis of the experimental behaviour of a 100 kWth latent heat storage system for direct steam generation in solar thermal power plants*, Applied Thermal Engineering **2010**, *30 (17-18)*, 2643 – 2651. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2010.07.011.
[55] U. Stritih, *Heat transfer enhancement in latent heat thermal storage system for buildings*, Energy and Buildings **2003**, *35 (11)*, 1097 – 1104. DOI: 10.1016/j.enbuild.2003.07.001.
[56] M. Gharebaghi, I. Sezai, *Enhancement of Heat Transfer in Latent Heat Storage Modules with Internal Fins*, Numerical Heat Transfer, Part A: Applications **2007**, *53 (7)*, 749 – 765. DOI: 10.1080/10407780701715786.

[57] Churchill SW, *Free convection around immersed bodies*, Heat Exchanger Design Handbook **1983**, Kapitel 2.5.7.
[58] *Kapitel C Wärmeübertragung*.
[59] DREYER SYSTEM GmbH, *HiTherm Thermal Interface Material*, https://www.dreyer-system.de/hitherm-thermal-interface-material.html **2018** (16.09.2018).
[60] *THERMAL CONTACT RESISTANCE*, http://www.thermopedia.com/de/content/1188 (19.07.2017).
[61] W. Pohl, J. Schmidt, E. Nagy, *Effekte und Optimierung thermischer Kontaktflächen*, Elektronik Praxis **2006**.
[62] I. The MathWorks, *MATLAB*, Natick, Massachusetts, United States.
[63] Europäisches Parlament und Rat, *RICHTLINIE 2014/68/EU des Europäischen Parlaments und des Rates vom 15. Mai 2014 zur Harmonisierung der Rechtsvorschriften der Mitgliedstaaten über die Bereitstellung von Druckgeräten auf dem Markt: Druckgeräterichtlinie* **2014**.
[64] Deutsches Institut für Normung e. V., DIN, *Unbefeuerte Druckbehälter – Teil 1: Allgemeines; Deutsche Fassung EN 13445-1:2014* **2014**, *23.020.30 (DIN EN 13445)*.
[65] Sant'Ambrogio Servizi Industriali Srl, *Classic: EN 13445*.
[66] G. Wossog, *FDBR-Taschenbuch Rohrleitungstechnik: Band 1: Planung und Berechnung*, Oldenbourg Industrieverlag, Essen **2005**.
[67] B. Zalba, J. M. Marín, L. F. Cabeza; Mehling, Harald, *Review on thermal energy storage with phase change: materials, heat transfer analysis and applications*, Applied Thermal Engineering **2003**, *23 (3)*, 251 – 283. DOI: 10.1016/S1359-4311(02)00192-8.
[68] H. Kakiuchi, M. Yamayaki, M. Yabe; Chihara, S., *A study of erythritol as phase change material*, 2nd Workshop of the IEA ECES IA Annex 10, Sofia (Bulgaria) **1998**.
[69] PCM Products Ltd, *PCM Products*, http://www.pcmproducts.net/Phase_Change_Material_Products.htm **2016** (20.04.2018).
[70] K. Coscia, et al., *Ternary Molten Salt Heat Transfer Fluids for Energy Applications*, in *Proceedings of the ASME Summer Heat Transfer Conference 2012: Presented at ASME 2012 Summer Heat Transfer Conference, July 8 - 12, 2012, Rio Grande, Puerto Rico*, ASME. New York, N.Y. **2012**.
[71] R. I. Olivares, W. Edwards, *LiNO3–NaNO3–KNO3 salt for thermal energy storage: Thermal stability evaluation in different atmospheres*, Thermochimica Acta **2013**, *560*, 34 – 42. DOI: 10.1016/j.tca.2013.02.029.
[72] Magnus Holmgren, *X STEAM: FOR MATLAB* **2006**.

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2.1: Links und Mitte: Skizze eines Ruths-Dampfspeicher in Anlehnung an Spirax Sarco [11] - Rechts: Schematische Darstellung des Hybridspeicherkonzepts mit mehreren Latentwärmespeichermaterialien, Elektroden und Wärmetauschern nach Dusek und Hofmann [13, 14] 2
Abbildung 3.1: Einfluss der freien Konvektion auf den Wärmeübergang bei einer Rohrströmung [23] 10
Abbildung 3.2: Wärmeübergangskoeffizient beim Behältersieden von Wasser: A – stilles Sieden, B – Blasensieden, C – instabiler Bereich, D – Filmsieden [17] 12
Abbildung 3.3: Die verschiedenen Gruppen an PCMs in Anlehnung an Cardenas et. al. [35] 20
Abbildung 3.4: Stoffgruppen, die als PCMs verwendet werden, in Abhängigkeit ihrer Schmelzenthalpie und Phasenwechseltemperatur [29] 21
Abbildung 4.1: Ladekurven des Sandwich-Konzept nach Laing et. al. [53] 29
Abbildung 5.1: Wärmeübergangskoeffizient der freien Konvektion bei 1 $bara$ von flüssigen Wässer bei Siedetemperatur an einer senkrechten und einer horizontalen Platte in Abhängigkeit der Temperaturdifferenz 33
Abbildung 5.2: Wärmeübergangskoeffizient der freien Konvektion bei 50 $bara$ von flüssigen Wässer bei Siedetemperatur an einer senkrechten und einer horizontalen Platte in Abhängigkeit der Temperaturdifferenz 34
Abbildung 5.3: Wärmeübergangskoeffizient der freien Konvektion bei 1 $bara$ von dampfförmigen Wässer bei Siedetemperatur an einer vertikalen und einer horizontalen Platte in Abhängigkeit der Temperaturdifferenz 35
Abbildung 5.4: Wärmeübergangskoeffizient der freien Konvektion bei 50 $bara$ von dampfförmigen Wässer bei Siedetemperatur an einer vertikalen und einer horizontalen Platte in Abhängigkeit der Temperaturdifferenz 35
Abbildung 5.5: Kombinierter freier und erzwungener Wärmeübergangskoeffizient bei einer vertikalen Wand mit einer Höhe von hW=0,1m 36
Abbildung 5.6:: Wärmeübergangskoeffizient bei der Kondensation an einer senkrechten Fläche mit der Höhe hW und der Temperaturdifferent Delta T in Abhängigkeit des Druckes 37
Abbildung 5.7: Abhängigkeit des Wärmeübergangskoeffizienten von der Differenz zwischen Wand- und Siedetemperatur beim stillen Sieden und beim Blasensieden. Aufgetragen für einen Druck von 1 bar und einen Druck von 50 bar beim Sieden. 38
Abbildung 5.8: Thermischer Kontaktwiderstand von Aluminium in Abhängigkeit des Anpressdruckes [60] 39
Abbildung 6.1: Geometrie des simulierten Phasenwechselvorgangs 44
Abbildung 6.2: Diskretisieren des Temperaturfeldes 44
Abbildung 6.3: Schematische Darstellung des Stefan-Problems in Anlehnung an Kötter [43] 53
Abbildung 6.4: Abhängigkeit der bezogenen Aufschmelzzeit t* in Abhängigkeit der Stefan Zahl 56
Abbildung 6.5: Abhängigkeit des Faktors $ft*$ von der Biot-Zahl 57
Abbildung 6.6: Ausgewählte Simulationsergebnisse aufgetragen über das Verhältnis von Schichtdicke zu Schichthöhe η 59

Abbildung 6.7: Ausgewählte Simulationsergebnisse aufgetragen über das Verhältnis von Schichtdicke zu Schichthöhe η 60
Abbildung 6.8: Annäherung der thermischen Eigenschaften des Schichtaubaus mit sinkenden η an ein theoretisches homogenes Verbundmaterial 62
Abbildung 6.9: Variation des Anteils an Metall xM dargestellt über den Zeitfaktor t 64
Abbildung 6.10: Änderung des Zeitfaktors in Abhängigkeit der Biot-Zahl 65
Abbildung 6.11: Logarithmische Darstellung der Änderung des Zeitfaktors in Abhängigkeit der Biot-Zahl 65
Abbildung 6.12: Abhängigkeit des Zeitfaktors von dem Verhältnis der Wärmeleitfähigkeit des Metalls zu jener des PCMs λM 66
Abbildung 6.13: Abhängigkeit des Zeitfaktors von der Stefan-Zahl 67
Abbildung 7.1: Fließschema des Prüfstandes Variante 1 70
Abbildung 7.2: Fließschema des Prüfstandes Variante 2 71
Abbildung 8.1: Zusammenbau des Druckbehälters – Variante 1 81
Abbildung 8.2: Zusammenbau des Druckbehälters - Variante 2 82
Abbildung 8.3: Anzuwendende Kategorien für einen Dampfspeicher je nach Druck und Volumen [63] 83
Abbildung 9.1: Designvorschlag 88
Abbildung 9.2: Prinzipskizze der Halterung für PCM-Kapseln (Aufriss) 89
Abbildung 9.3: Prinzipskizze der Halterung (Links- Grundriss; Rechts – Schnittansicht A-A) 89
Abbildung 10.1: Verlauf des Absolutdruckes im Dampfspeicher über die Zeit für unterschiedliche Dampfmassenströme bei der Beladung- Mit (Schwarz) und ohne (Grau) Latentwärmespeicher 95
Abbildung 10.2: Verlauf der im Dampfspeicher gespeicherten Masse über die Zeit für unterschiedliche Dampfmassenströme bei der Beladung - Mit (Schwarz) und ohne (Grau) Latentwärmespeicher 95
Abbildung 10.3: Anteil an aufgeschmolzenen PCM über die Zeit für unterschiedliche Dampfmassenströme 96
Abbildung 10.4: Verlauf des Druckes im Dampfspeicher über die Zeit für unterschiedliche Wärmedurchgangskoeffizienten bei der Beladung 96
Abbildung 10.5: Verlauf im Dampfspeicher gespeicherten Masse über die Zeit für unterschiedliche Wärmedurchgangskoeffizienten bei der Beladung 97
Abbildung 10.6: Anteil an aufgeschmolzenen PCM über die Zeit für unterschiedliche Wärmedurchgangskoeffizienten 97
Abbildung 10.7: Verlauf des Druckes im Dampfspeicher über die Zeit für unterschiedliche Wärmeleitfähigkeiten bei der Beladung 98
Abbildung 10.8: Verlauf im Dampfspeicher gespeicherten Masse über die Zeit für unterschiedliche Wärmeleitfähigkeiten bei der Beladung 98
Abbildung 10.9: Anteil an aufgeschmolzenen PCM über die Zeit für unterschiedliche Wärmeleitfähigkeiten 99
Abbildung 11.1: Verhältnis von Mantelfläche zu Volumen 103
Abbildung 11.2: Temperatur des Gefällespeichers in Abhängigkeit des Innendruckes 104

Tabellenverzeichnis

Tabelle 3.1: Physikalische und technische Eigenschaften der Stoffgruppen mit Fest-Flüssig-Phasenwechsel, wobei + für gute und – für schlechte Eigenschaften steht. Klammern bedeuten, dass die Eigenschaften nicht auf alle Stoffe der Gruppe zutreffen [34] [39] 22
Tabelle 5.1: Minimale Wärmedurchgangskoeffizienten zwischen Wasser und der Oberfläche des Phasenwechselmaterials für die unterschiedlichen Fälle 41
Tabelle 7.1: Komponenten des Prüfstandes 72
Tabelle 8.1: Stückliste 80
Tabelle 8.2: Mechanische Eigenschaften von P235GH bei Auslegungstemperatur von 200°C nach DIN EN 10028-2 85
Tabelle 11.1: Daten des Prüfstandes im Vergleich zu den Daten des Gefälledampfspeichers nach Goldstern 101
Tabelle 11.2: Vergleich der Wärmedurchgangskoeffizienten 102
Tabelle 11.3: Vergleich Hybridspeicher des Prüfstandes und Gefällespeicher Färberei 103
Tabelle 11.4: Vergleich Hybridspeicher des Prüfstandes und Gefällespeicher Färberei 104