



Diplomarbeit

Untersuchungen zur thermischen Energiespeicherung an einem Latentwärmespeicher-Einrohr-System (LESY 2)

ausgeführt zur Erlangung des akademischen Grades eines
Diplom-Ingenieurs

Thomas Bauernfeind, BSc.

Matrikelnummer.: 1226024

Unter Anleitung von
Ao. Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Heimo Walter

eingereicht an der Technischen Universität Wien,
Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften,
Institut für Energietechnik und Thermodynamik

Wien, November 2018

Hiermit erkläre ich eidesstattlich, dass ich die hier vorliegende Arbeit selbständig und nur unter Zuhilfenahme der Angegebenen Hilfsmittel angefertigt habe.

Sämtliche Stellen, die wörtlich, oder dem Sinn nach anderer gedruckten, oder im Internet verfügbaren Werken entnommen sind, sind deutlich gekennzeichnet.

Datum

Unterschrift

Danksagung

Ich möchte an dieser Stelle die Gelegenheit nutzen um mich bei jenen Personen zu bedanken die mich bei der Erstellung dieser Arbeit unterstützt haben.

Allen voran gilt mein Dank Ao. Univ. Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Heimo Walter, der mir, unter seiner Betreuung, die Chance gegeben hat auf diesem Institut meine Abschlussarbeit zu schreiben.

Des Weiteren gilt mein Dank Univ. Ass. Dipl.-Ing. Georg Scharinger-Urschitz, der vom ersten bis zum letzten Tag meiner Arbeit nicht nur ein sehr angenehmes Arbeitsumfeld geschaffen hat, sondern mir auch immer mit Rat und Tat zur Seite stand.

Für die Hilfe während der Einarbeitungszeit auf der Versuchsanlage des LESY 2 möchte ich mich auch besonders bei Viktoria Illyès bedanken.

Ganz besonders möchte ich mich an dieser Stelle auch bei meinen Eltern bedanken die mir dieses Studium ermöglicht haben. Sie haben mich während dieser Zeit immer tatkräftig unterstützt.

Abschließend möchte ich mich noch bei all meinen Freunden und Studienkollegen bedanken, welche die Zeit meines Studiums erst so großartig gemacht haben.

Kurzfassung

Mit steigender Nachfrage nach Effizienz- und Flexibilitätssteigerung in der Energiewirtschaft sowie einem zunehmenden Anteil erneuerbarer Energien im angebotenen Strommix, wird, in näherer Zukunft, Energiespeichern, aufgrund ihrer Fähigkeit schwankendes Energieangebot und -nachfrage ausgleichen zu können, eine immer größere Rolle zukommen.

In Bereichen wo Energie in Form von Wärme auftritt, sind besonders thermische Energiespeicher prädestiniert diese Funktion auszuüben. Eine Form der thermischen Speicher nutzt die Phasenwechselwärme als primären Speichermechanismus. Obwohl diese sogenannten latenten Wärmespeicher weitaus höhere Energiespeicherdichten als sensible Speicher besitzen, sind sie, mangels ausreichendem Wissensstands, derzeit im großindustriellen Maßstab noch in Erprobung. Im Zuge dieser Arbeit wurde ein latentes Speichersystem untersucht um einen Beitrag auf diesem Forschungsgebiet zu leisten.

Zu diesem Zweck wurde ein Latentwärmespeicher-Einrohrsystem (LESY) mit 280 kg Natriumnitrat (NaNO_3) als Speichermaterial herangezogen. Dieses Speichermaterial besitzt eine Schmelztemperatur von 306 °C und eine Phasenwechselwärme von 179,6 kJ/kg.

Zur Steigerung des Wärmetransports wurde eine neuartige Wärmetauschergeometrie bestehend aus einer Kombination längs und quer gerichteter Aluminiumrippen verwendet. Als Wärmequelle und -senke des experimentellen Aufbaus diente eine Thermoölanlage mit Therminol VP-1 als Wärmeträgerfluid.

Ziel der durchgeführten Messungen war das dynamische Verhalten des Wärmespeichers, sowie Einflüsse von Wärmeträgerfluidmassenstrom und dessen Temperatur zu untersuchen. Zu diesem Zweck wurde die Temperaturverteilung im Speicher und die Vor- und Rücklauftemperatur des Wärmeträgerfluids gemessen. Im weiteren Verlauf wurden aus diesen Temperaturen Leistungs- und Energieverläufe, sowie Kenngrößen des Speichers abgeleitet. Um die Güte des Wärmetransportes zwischen Wärmeträgerfluid und Speicher zu bewerten, wurde ein Wärmedurchgangskoeffizient definiert. Als Vergleichsgröße wurde eine Messung mit einem Massenstrom von 1 kg/s und einer Vorlauftemperatur von ± 30 °C, im Bezug zum Schmelzpunkt des Speichermaterials, durchgeführt. Für diese konnte eine Beladepazität von 25,39 kWh gemessen werden, von der 18,81 kWh wieder ausgespeichert werden konnten, was einem Wirkungsgrad von 74,1 % entspricht. Im Vergleich zu einer früheren Rippengeometrie, mit rein längs gerichteten Rippen, konnte ein um 26,7 % beschleunigter Schmelzvorgang beobachtet werden, welcher die Ergebnisse numerischer Simulationen bestätigte.

Zur Messung des Masseneinflusses des Wärmeträgermediums wurde dieser sukzessive von 1 kg/s, mit einer Schrittweite von 0,5 kg/s, auf 3 kg/s erhöht. Als Ergebnis dieser Messungen, konnte ein, mit höherem Massenstrom, verbesserter Wärmeübergang nachgewiesen werden.

Obwohl kein Einfluss auf die Beladepazität gemessen wurde, konnte der Wirkungsgrad, aufgrund höherer ausgespeicherter Wärmemengen, auf 86,5 % bei 3kg/s gesteigert werden.

Um den Einfluss der Vorlauftemperatur zu bestimmen, wurde diese mit ± 20 °C, ± 30 °C und ± 40 °C um den Schmelzpunkt variiert. Mit Variation der Vorlauftemperatur konnten höhere ein- und ausgespeicherte Wärmemengen, aufgrund höherer sensibler Anteile und ein Einfluss auf den Wärtransport festgestellt werden, welcher sich mit niedrigeren Vorlauftemperaturen verschlechterte. Bei niedrigerer Vorlauftemperatur fiel dadurch der Wirkungsgrad von 74,9 % bei ± 40 °C auf 63,9 % bei ± 20 °C ab.

Abschließend kann das erfolgreiche Erreichen aller gesetzten Ziele dieser Arbeit festgestellt werden, was weitere Erkenntnisse auf dem Gebiet der latenten Wärmespeicherung liefert. Bis dieser Technologie jedoch der Durchbruch für den großflächigen Einsatz in technischen Anlagen ermöglicht wird, bedarf es noch reichlich Forschungs- und Entwicklungsarbeit. Das Potential dafür ist aber mit Sicherheit vorhanden.

Abstract

Today's energy economy is driven by an ongoing rising demand for higher flexibility and efficiency. With their property of balancing volatile energy production as well as its consumption, energy storage systems can satisfy these needs.

Especially in fields where energy is handled in form of heat, thermal energy storage is predestined for usage. One method of storing energy in form of heat is to use the heat of fusion of a material as the primary storage mechanism. Although these so called latent heat thermal energy storage systems can provide far higher energy densities than sensible ones, usage in an industrial scale, outside of research plants, is not yet reached. This is mainly caused by the far more complicated handling of such systems in comparison to sensible energy storage. Hence, further research is needed.

To contribute to this field of research, an experimental investigation was carried out, utilizing 280 kg of sodium nitrate as storage material. This material offers a melting temperature of 306 °C and a latent storage capacity of 179.6 kJ/kg. The storage system used, was a shell-and-tube-type storage with a single tube in the center of the storage. To increase the heat flux into the storage material, a novel fin geometry around the central-tube was applied, using a combination of longitudinal and transversal fins. As heat source and sink for the experimental setup, a thermal oil plant with Therminol VP-1 as the heat transfer fluid (HTF) was used.

The main goal of the present study was to investigate the dynamic behavior of this storage system, as well as the influence of the HTF mass flow and its temperature on this behavior. To ensure proper evaluation, the temperature distribution within the storage material as well as HTF mass flow and temperature have been measured. Energy- and power-trends were calculated using this data.

To quantify the heat transfer between HTF and storage, a heat transmission coefficient was defined. A test phase using 1 kg/s mass flow and a HTF temperature of ± 30 °C around the melting point was used as a benchmark. A storage capacity of 25.39 kWh could be measured of which 18.81 kWh could be regained. This leads to a storage efficiency of 74.1 %. In comparison to a former fin geometry utilizing longitudinal fins only, a 26,7 % accelerated melting process was observed which corresponds to numerical simulation results.

To measure the mass flow influence, measurements with varied values were carried out. Values were varied between 1 kg/s and 3 kg/s. As result an improved heat transmission with higher mass flow can be confirmed. Although this had no influence on the amount of stored energy, the storage efficiency could be raised from 74.1 % at 1 kg/s to 86.5 % at 3 kg/s due to higher discharge.

To investigate the influence of the HTF temperature measurements, using temperatures of ± 20 °C, ± 30 °C and ± 40 °C around the melting temperature, were carried out. Due to higher sensible heat ratios in the stored energy, higher storage capacities could be measured.

An influence on the heat transmission could be detected, leading to declining heat transport at lower temperature spreads. This led to a downfall of the storage efficiency from 74.9 % at ± 40 °C to 63.9 % at ± 20 °C.

In conclusion, a contribution to the research on latent heat was achieved, gaining the results presented in this study which exhibit the high potential of this type of storage system for future usage.

Inhaltsverzeichnis

Kurzfassung	i
Abstract	iii
Inhaltsverzeichnis	v
Abbildungsverzeichnis	viii
Tabellenverzeichnis	xi
Formelzeichen	xii
Abkürzungen	xvi
1 Einleitung.....	1
2 Energiespeicher	3
2.1 Definition eines Energiespeichers.....	4
2.2 Klassifikation von Speichertechnologien	4
2.3 Thermische Speicher.....	5
2.3.1 Entwicklungsdreieck thermischer Energiespeicher	6
2.3.2 Sensible Wärmespeicher	7
2.3.3 Latente Wärmespeicher	10
2.3.4 Thermochemische Speicher.....	11
3 Latentwärmespeicher	13
3.1 Physikalische Grundlagen.....	13
3.2 Phasenwechselmaterialien	14
3.2.1 Eigenschaftsanforderungen an Phasenwechselmaterialien.....	15
3.2.2 Klassifikation von Phasenwechselmaterialien.....	17
3.2.3 PCM im Vergleich.....	21
3.3 Speicheroptimierung.....	25
3.3.1 Steigerung der Wärmeleitfähigkeit des Speichermaterials.....	25
3.3.2 Vergrößerung der Wärmeaustauschfläche.....	29
3.3.3 Verbesserung des Wärmübergangs.....	35
3.4 Speichersysteme und Anwendungen	39
3.4.1 Passive Systeme.....	39
3.4.2 Aktive Systeme	42

4	Versuchsaufbau.....	46
4.1	Der Wärmespeicher	46
4.1.1	Wärmetauschergeometrie	46
4.1.2	Temperaturfühler	49
4.1.3	Speichermaterial	52
4.1.4	Speicherisolierung	53
4.2	Thermoölanlage	55
4.2.1	Wärmeträgermedium	55
4.2.2	Anlagebaugruppen.....	56
5	Messungen	59
5.1	Zielsetzung.....	59
5.2	Messzyklus.....	59
5.3	Messkonzept	62
5.3.1	Standardzyklus.....	62
5.3.2	Variation der HTF Durchflussrichtung.....	63
5.3.3	Variation des Massenstroms.....	63
5.3.4	Variation der Temperaturspreizung.....	63
5.3.5	Einschwingvorgang	64
5.3.6	Hochfahren und Selbstentladung.....	64
5.4	Messprotokoll	64
6	Auswertemethoden	65
6.1	Stoffwerte.....	65
6.1.1	Therminol VP-1	65
6.1.2	Natriumnitrat.....	66
6.2	Mitteltemperaturen und Speicherdiskretisierung.....	67
6.2.1	Speicherdiskretisierung.....	67
6.2.2	Mitteltemperaturen der Messstellen	68
6.2.3	HTF Mitteltemperatur.....	69
6.2.4	Mitteltemperaturen der radialen Sektoren	69
6.2.5	Mitteltemperatur des Wärmespeichers	69
6.2.6	Mitteltemperaturen der axialen Kammern.....	70
6.2.7	Heatmaps	70
6.3	Speicherkapazität und Wärmestrom	71
6.3.1	Energiebilanz des Wärmeträgermediums	72
6.3.2	Energiebilanz des Speichers	73
6.4	Wärmedurchgangskoeffizient.....	76
6.5	Leistungsgrößen des LESY.....	77
6.6	Messwertkorrekturen	79

7	Ergebnisse.....	80
7.1	Standardzyklus.....	80
7.1.1	Temperaturprofile.....	80
7.1.2	Vergleich mit LESY 1.....	84
7.1.3	Leistungsgrößen.....	85
7.1.4	Leistung und Energie.....	86
7.1.5	Wärmedurchgangskoeffizient.....	88
7.2	Einfluss der HTF Durchflussrichtung.....	89
7.3	Einfluss des Massenstroms.....	91
7.4	Einfluss der Temperaturspreizung.....	96
7.5	Hochfahren und Selbstentladung.....	100
8	Zusammenfassung	102
	Literaturverzeichnis.....	I

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Verteilung der energiebedingten CO ₂ -Emissionen weltweit nach Sektoren im Jahr 2015 [4]	1
Abbildung 2: Stromerzeugung und Stromverbrauch in Deutschland 5.-7. August 2018 [13] ...	3
Abbildung 3: Prozess der Energiespeicherung [14].....	4
Abbildung 4: Einteilung der Energiespeicher nach Energieform und Anwendungsgebiet nach [14,16].....	5
Abbildung 5: Endenergieverbrauch 2010 eingeteilt nach Nutzungsart [17]	5
Abbildung 6: Entwicklungsdreieck thermischer Energiespeicher nach Wörner [18]	6
Abbildung 7: Übersicht der Möglichkeiten zur Speicherung thermischer Energie [19]	7
Abbildung 8: Beispiel für Wasser als Niedertemperaturwärmespeicher im privaten Sektor	8
Abbildung 9: Konzeptionelle CSP Anlage mit a) Flüssig Metall als HTF und Flüssigsalzspeicher und b) Flüssigmetall als HTF und Speichermedium [9].....	9
Abbildung 10: Gespeicherten Wärme in Abhängigkeit zur Speichertemperatur: Vergleich sensibler Wärmespeicher gegenüber Latentwärmespeicher [11]	13
Abbildung 11: PCM Klassifikation nach [24]	17
Abbildung 12: PCM Klassen nach spezifischen Schmelzenthalpien sowie Schmelztemperaturen [19].....	22
Abbildung 13: (a)Schmelzenergie und (b) Materialkosten ausgewählter PCM aufgetragen über deren Schmelzpunkt [27].....	22
Abbildung 14: Optimierungsstrategien latenter Speichersysteme nach [26–28].....	25
Abbildung 15: Beispiel eines Kupferschaums: links unbehandelt; rechts mit PCM imprägniert	27
Abbildung 16: Einfluss von Kohlenstoff-Nanomaterialien auf thermo-physikalische Eigenschaften von Salz [28]	28
Abbildung 17: Von Velraj verwendetes Füllmaterial, sogenannte Lessingringe [34].....	28
Abbildung 18: Ladezeiten bei unterschiedlichen Rippen. [36]	30
Abbildung 19: diverse Rippenkonfigurationen für die Verwendung in PCM-LHTES Systemen [37].....	31
Abbildung 20: PCM-Makrokapsel mit Stahl (links) und Polyolefin (rechts) Hülle [25]	32
Abbildung 21: Mikroverkapselungen unter dem Mikroskop [40].....	32
Abbildung 22: Schematischer Ablauf der Emulsionspolymerisation und der Hüllenformation [41].....	33
Abbildung 23: Schematische Darstellung eines Wärmespeichers mit Verkapselten PCM als Speichermedium nach [42]	34
Abbildung 24: Vergleich zwischen Shell-and-Tube Speichern mit HTF-Fluss außen und innen sowie in Multi-Tube Ausführung mit HTF Fluss durch die Innenrohre nach [42]	34

Abbildung 25: Schematische Anordnung mehrerer PCM in einem Shell and Tube Speicher nach [27]	35
Abbildung 26: Theoretischer Temperaturverlauf in einem Wärmespeicher aus einem PCM (links) und aus fünf verschiedenen PCM (rechts) [27]	36
Abbildung 27: Schematischer Ausschnitt zweier Zylindrischer Kapsel mit Multiple PCM Anordnung nach [27]	36
Abbildung 28: Heat-Pipes Funktionsschema Quelle: https://www.myheatsinks.com/heat-pipe-solutions/standard-heat-pipes/	37
Abbildung 29: Wärmetransport zwischen HTF und PCM mit Hilfe von Heat-Pipes [43]	37
Abbildung 30: Schematische Darstellung eines Wärmespeichers mit intermediärem HTF nach [44]	38
Abbildung 31: Verlauf der Gebäudeinnentemperatur ohne Wärmesenken (links) und mit Wärmesenken (rechts) in Abhängigkeit vom Verlauf der Außentemperatur (unten) [9]	40
Abbildung 32: Schema eines PV-Moduls mit integrierter PCM-Wärmesenke	40
Abbildung 33: Schema eines passiven Latentwärmespeichers integriert in eine CSP-Anlage nach [45]	41
Abbildung 34: Aktive Speichersysteme integriert in eine CSP-Anlage nach [9,45]: (a) indirektes Zwei-Tank System und (b) indirektes Ein-Tank (Thermocline) System	43
Abbildung 35: Schema eines Wärmespeichers mit integriertem Rührwerk [19]	43
Abbildung 36: direktes-aktives-Speichersystem ausgeführt als Zwei-Tank-System in eine CSP Anlage integriert nach [9,45]	44
Abbildung 37: Schematische Darstellung von (a) Speichermaterial welches vom HTF durchströmt wird und (b) einem Slurrie-Speicher [19]	45
Abbildung 38: Flüssiganteil beim Aufschmelzvorgang eines Speichers mit Längsrippen [56] nach a) 115s, b) 400s und c) 600s	47
Abbildung 39: Flüssiganteil beim Aufschmelzvorgang eines Speichers mit Längs- und Querrrippen [56] nach a) 115s, b) 400s und c) 600s	47
Abbildung 40: Ausschnitt der Rippengeometrie des Wärmetauscherrohres von LESY 1 (links) und LESY 2 (mitte), sowie die Maße der verwendeten Längsrippengeometrie (rechts), Grafik von Georg Scharinger-Urschitz 2018 TU Wien	48
Abbildung 41: Schematische Darstellung der axialen Abschnitte von LESY 2	49
Abbildung 42: Foto des zusammengebauten Wärmetauschers von LESY 2, Foto von Viktoria Illyés 2018 TU Wien	49
Abbildung 43: Radiale und axiale Positionierung der Thermofühler	50
Abbildung 44: Foto von LESY 2 mit eingebauten Thermofühlern, Foto von Viktoria Illyés 2018 TU Wien	51
Abbildung 45: Schematische Darstellung der Platzierung des PT1 und PT2 Thermofühlers [12]	52
Abbildung 46: Einsatz von Foamglas zur Unterbrechung der Wärmebrücke über den	

Stahlbau: a) Konstruktionszeichnung (Foamglas Pos. 31), b) Foamglasplatte am Tank verbaut, c) Stahlträger in Wärmedämmung [12]	54
Abbildung 47: LESY 2 (links) ohne und (rechts) mit Wärmedämmung [12]	55
Abbildung 48: Schematische Darstellung der Thermoölanlage [12].....	56
Abbildung 49: Schematische Darstellung des zeitlichen Verlaufs der HTF Vorlauf- temperatur	60
Abbildung 50: Schematischer Vergleich Normal- und Umkehrbetrieb	62
Abbildung 51: spezifische Wärmekapazität und spezifische Enthalpie von NaNO_3 , Quelle: Georg Scharinger-Urschitz 2018 TU Wien	67
Abbildung 52: Schema der Speicherdiskretisierung: rechts Einteilung in vier radialen Sektoren; links Einteilung in die fünf axialen Kammern.....	68
Abbildung 53: Schematische Darstellung der Bilanzgrenzen	72
Abbildung 54: Radiales Temperaturprofil des Standardzyklus mit roter Markierung der Schmelztemperatur	80
Abbildung 55: Axiales Temperaturprofil des Standardzyklus.....	82
Abbildung 56: Entwicklung des radialen Temperaturprofils.....	83
Abbildung 57: Entwicklung des axialen Temperaturprofils.....	83
Abbildung 58: Vergleich der neuen Rippengeometrie mit reinen Längsrippen	84
Abbildung 59: Vergleich der Energie HTF- und Speicherseitig ermittelt.....	86
Abbildung 60: Energiegehalt der Speichermasse mit Aufschlüsselung auf die radialen Sektoren	87
Abbildung 61: Wärmedurchgangskoeffizientenverlauf mit Speichermitteltemperatur- und HTF-Temperaturverlauf.....	88
Abbildung 62: Vergleich der Speichertemperaturverläufe von NB und UB	90
Abbildung 63: Verlauf der Speichermitteltemperatur bei Massenstromvariation	91
Abbildung 64: Wärmedurchgangskoeffizient bei Massenstromvariation	92
Abbildung 65: Energie und Leistung bei Massenstromvariation	94
Abbildung 66: Verlauf der Speichermitteltemperatur bei Variation der Temperaturspreizung	96
Abbildung 67: Energie und Leistung bei Variation der Temperaturspreizung.....	97
Abbildung 68: Wärmedurchgangskoeffizient bei Variation der Temperaturspreizung	98
Abbildung 69: Aufheizkurven der Temperaturen a-d beim Hochfahren der Versuchsanlage	100
Abbildung 70: Selbstentladung des Speichers nach Abschalten der Anlage.....	101

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Eigenschaften ausgewählter Speichermedien zur sensiblen Wärmespeicherung (Stoffwerte sind in speicherrelevanten Temperaturbereichen angegeben) nach [9].....	10
Tabelle 2: Vergleich ausgewählter chemischer Speichermaterialien [9,22].....	12
Tabelle 3: Phase Change Materials Auszug aus [9].....	23
Tabelle 4: Phase Change Materials Auszug aus [9,24,25].....	24
Tabelle 5: Eigenschaften gängiger Rippenwerkstoffe [26]	29
Tabelle 6: Physikalisches Eigenschaftsprofil von NaNO_3 nach ausgewählten Literaturen.....	53
Tabelle 7: Eigenschaften der verwendeten Isoliermaterialien	54
Tabelle 8: Eigenschaften ausgewählter Thermoöle [9]	56
Tabelle 9: Parameter des Standardzyklus	62
Tabelle 10: Protokoll aller durchgeführten Messreihen.....	64
Tabelle 11: Daten der radialen Sektoren.....	70
Tabelle 12: Messwertkombinationen für Heatmaps und deren zugewiesene radiale/axiale Position	71
Tabelle 13: Verlustwärmemessungen	75
Tabelle 14: Messwertsubstitution	79
Tabelle 15: Leistungsgrößen des Standardzyklus.....	85
Tabelle 16: Gegenüberstellung der Leistungsgrößen bei variierten Massenströmen	95
Tabelle 17: Gegenüberstellung der Leistungsgrößen bei variierten Temperaturspreizungen ..	99

Formelzeichen

Zeichen	Einheit	Bedeutung
A	-	Stoff 1
A_B	m^2	Bezugsfläche über die der Wärmetransport stattfindet
AB	-	Reaktionsprodukt (Stoff 3)
B	-	Stoff 2
$c_p(T)$	kJ/kgK	spezifische isobare Wärmekapazität als Funktion von T
$c_p(T_i)$	kJ/kgK	spezifische isobare Wärmekapazität von m_i bei $T_i(t)$
$c_{p,HTF}(T)$	kJ/kgK	spezifische isobare Wärmekapazität des HTFs als Funktion von T
$c_{p,NaNO_3}(T)$	kJ/kgK	spezifische isobare Wärmekapazität von NaNO_3 als Funktion von T
\bar{c}_p	kJ/kgK	mittlere spezifische isobare Wärmekapazität
d_B	m	Durchmesser der Bezugsfläche = 0,0337 m
$d_{SB,a}$	m	Außendurchmesser des Stahlbehälters = 0,273 m
$d_{SB,i}$	m	Innendurchmesser des Stahlbehälters = 0,263 m
$\Delta E(t)$	kJ	Änderung der Energie bis zum Zeitpunkt t
$\Delta G(T^*)$	J	Änderung der freien Gibb'schen Energie eines Systems
$h(T(t))$	kJ/kg	spezifische Enthalpie der Masse m zum Zeitpunkt t
$h(T(0))$	kJ/kg	spezifische Enthalpie der Masse m zum Zeitpunkt 0
h_B	m	mit dem Speichermaterial in Kontakt stehende Höhe = 3 m
$h_{HTF}(T)$	kJ/kg	spezifische Enthalpie des HTFs als Funktion von T
$h_{HTF}(T_{HTF,aus}(t))$	kJ/kg	spezifische Enthalpie des HTFs bei Rücklauftemperatur
$h_{HTF}(T_{HTF,ein}(t))$	kJ/kg	spezifische Enthalpie des HTFs bei Vorlauftemperatur
$h_{NaNO_3}(T)$	kJ/kg	spezifische Enthalpie von NaNO_3 als Funktion von T
h_{SB}	m	Höhe des Stahlbehälters = 3,5 m
$\Delta H(T^*)$	J	Änderung der Enthalpie eines Systems
ΔH_R	kJ	Reaktionsenthalpie
Δh_R	kJ/kg	spezifische Reaktionsenthalpie
ΔH_{PW}	kJ	Phasenwechselenthalpie
Δh_{PW}	kJ/kg	spezifische Phasenwechselenthalpie
j	-	Indexvariable
k	$\text{W/m}^2\text{K}$	Wärmedurchgangskoeffizient
K_B	kWh	Beladekapazität
K_E	kWh	Entladekapazität
l	-	Indexvariable

Zeichen	Einheit	Bedeutung
LG_B	kW/h	mittlerer Leistungsgradient während der Beladephase
LG_E	kW/h	mittlerer Leistungsgradient während der Entladephase
m	kg	Masse des Speichermediums
m_j	kg	in Sektor j enthaltene Salzmasse
m_{Salz}	kg	gesamte im Speicher enthaltene Salzmasse
m_{Stahl}	kg	Masse der Stahlbauteile
\dot{m}_{HTF}	kg/s	Massenstrom des HTFs
n_l	-	Anzahl der Sensoren auf radialer Messposition l
n_m	-	Anzahl der Massenelemente, Feinheit der Diskretisierung
$P_{B,m}$	kW	mittlere Leistung während der Beladephase
$P_{E,m}$	kW	mittlere Leistung während der Entladephase
Q	kJ	gespeicherte Wärmemenge
$Q(t)$	kJ	Wärmemenge zum Zeitpunkt t
$Q_{Aluminium}(t)$	kWh	zum Zeitpunkt t von Aluminiumbauteilen gehaltenen Wärme
$Q_{HTF,B}$	kWh	vom HTF während der Beladephase abgegebene Wärmemenge
$Q_{HTF,E}$	kWh	vom HTF während der Entladephase aufgenommene Wärmemenge
$Q_i(t)$	kJ	vom Massenelement i gehaltene Wärmemenge
$Q_{NaNO_3}(t)$	kWh	zum Zeitpunkt t vom Natriumnitrat gehaltene Wärmemenge
$Q_{Speicher}(t)$	kWh	dem Speicher, bis zum Zeitpunkt t , zugeführte Wärmemenge
$Q_{Stahl}(t)$	kWh	zum Zeitpunkt t von Stahlbauteilen gehaltene Wärmemenge
$Q_{Verlust}(t)$	kWh	bis zum Zeitpunkt t an die Umgebung verlorene Wärme
$Q_{Verlust,B}$	kWh	Verluste während der Beladephase
$Q_{Verlust,E}$	kWh	Verluste während der Entladephase
$\Delta Q(t)$	kJ	Änderung der Wärmemenge bis zum Zeitpunkt t
\dot{Q}	W	Wärmestrom
$\dot{Q}(t)$	kW	Wärmestrom als Funktion von t
$\dot{Q}_{ab}(t)$	kW	vom HTF abgeführte Wärmestrom als Funktion von t
$\dot{Q}_{HTF}(t)$	kW	Wärmestrom zwischen HTF und Speicher als Funktion von t
$\dot{Q}_{HTF,max,B}$	kW	maximale Speicherleistung der Beladephase
$\dot{Q}_{HTF,max,E}$	kW	maximale Speicherleistung der Entladephase
$\dot{Q}_{HTF,min,B}$	kW	minimale Speicherleistung der Beladephase
$\dot{Q}_{HTF,min,E}$	kW	minimale Speicherleistung der Entladephase
$\dot{Q}_{Verlust}(\Delta T_V)$	kW	Wärmestrom bei der Temperaturdifferenz ΔT_V
$\dot{Q}_{zu}(t)$	kW	vom HTF zugeführte Wärmestrom als Funktion von t

Zeichen	Einheit	Bedeutung
r_i	m	Innenradius der innersten Schicht
r_n	m	Außenradius der n -ten Schicht
r_s	m	Außenradius der s -ten Schicht (bei $s=1$ ist $s-1=i$)
s	-	Indexvariable
S_a	-	anorganisches Salz
T	°C	Temperatur des Mediums
t	h	Zeit
$T(t)$	°C	Temperatur der Masse m als Funktion von t
$T(0)$	°C	Temperatur der Masse m zum Zeitpunkt 0
T_1	°C	mittlere Speichertemperatur vor Wärmezufuhr
T_2	°C	mittlere Speichertemperatur nach Wärmezufuhr
$T_{HTF,aus}(t)$	°C	Rücklauf­temperatur des HTFs als Funktion von t
$T_{HTF,ein}(t)$	°C	Vorlauf­temperatur des HTFs als Funktion von t
$T_{HTF,m}$	°C	axial gemittelte Temperatur des HTFs
$T_i(t)$	°C	Temperatur des Massenelements m_i zum Zeitpunkt t
$T_i(0)$	°C	Temperatur des Massenelements m_i zum Zeitpunkt 0
$T_{j,a}$	°C	äußere Randtemperatur des Sektors j
$T_{j,i}$	°C	innere Randtemperatur des Sektors j
$T_{j,m}$	°C	gemittelte Temperatur des Sektors j
$T_{l,m}$	°C	axial gemittelte Temperatur der radialen Messposition l
$T_{l,s}$	°C	Temperatur des s -ten Sensors mit radialer Messposition l
T_m	°C	mittlere Temperatur des Wärmespeichers
T_{PT1}	°C	Temperatur des HTFs an der Messstelle PT1
T_{PT2}	°C	Temperatur des HTFs an der Messstelle PT2
T_{PW}	°C	Phasenwechseltemperatur
T_0	°C	Temperatur des Enthalpie-Nullpunktes
T^*	K	Temperatur des thermodynamischen Gleichgewichtes
t_B	h	Dauer der Beladephase
t_E	h	Dauer der Entladephase
ΔT	°C	Temperaturdifferenz zwischen System und Umgebung
ΔT_V	°C	Differenz zwischen mittlerer Temperatur des Mantels und Isolierungsaußenseite
u	kg	während Wärmezufuhr abgeschiedenes Wasser
w	kg	in Salz absorbierte Wassermenge vor Wärmezufuhr
$W(t)$	kJ	bis zum Zeitpunkt t geleistete Arbeit
x	x	beliebige Größe

Zeichen	Einheit	Bedeutung
α_i	W/m ² K	Wärmeübergangskoeffizient des inneren Mediums
α_a	W/m ² K	Wärmeübergangskoeffizient des äußeren Mediums
η_B	-	Beladenutzungsgrad
η_E	-	Entladenutzungsgrad
η_{ges}	-	Gesamtnutzungsgrad
λ_s	W/mK	Wärmeleitfähigkeitskoeffizient der s-ten Schicht
ρ_{Stahl}	kg/m ³	Dichte von Stahl = 7850 kg/m ³
ρ_x	x/kg	Dichte der Größe x

Abkürzungen

Abkürzung	Bedeutung
CAD	Computer Aided Design
CSP	Conzentrated Solar Power
DSC	Differential Scanning Calorimetry
HTF	Heat Transfer Fluid
LESY	Latentwärmespeicher-Einrohr-System
LHTES	Latent Heat Thermal Energy Storage
LWVA	Latentwärmespeicherversuchsanlage
MWCNT	Multi-Walled Carbon Nanotubes
NB	Normalbetrieb
PCM	Phase Change Material
PV	Photovoltaik
QR	Querrippe
RHTS	Reflux Heat Transfer Storage
SWCNT	Singel-Walled Carbon Nanotubes
TES	Thermal Energy Storage
UB	Umkehrbetrieb

1 Einleitung

Ohne Zweifel ist durch das Streben nach besserem Lebensstandard und der damit verbundenen steigenden Technisierung der Gesellschaft, Energie zur global wichtigsten Ressource geworden, deren Bereitstellung die heutige Gesellschaft vor immer größer werdende Probleme stellt. Ein großes Problem stellt in diesem Zusammenhang sicherlich die globale Erderwärmung dar, welche durch den vom Menschen verstärkten Treibhauseffekt verursacht wird, vgl. [1].

2015 wurde in Paris ein Übereinkommen getroffen, den globalen Temperaturanstieg deutlich unter +2 °C, im Vergleich zu vorindustriellen Verhältnissen, zu fixieren. Dieses auch als „paris agreement“ [2] bekannte Übereinkommen forciert aus diesem Grund die schrittweise Eliminierung anthropogener Treibhausgasemissionen.

2014 sorgte der Energiesektor für etwa 71 % des weltweiten Treibhausgasausstoßes [3]. Von diesem Anteil des anthropogenen CO₂ werden 42 % im Zuge der Elektrizitäts- und Wärmeerzeugung verursacht [4], siehe Abbildung 1.

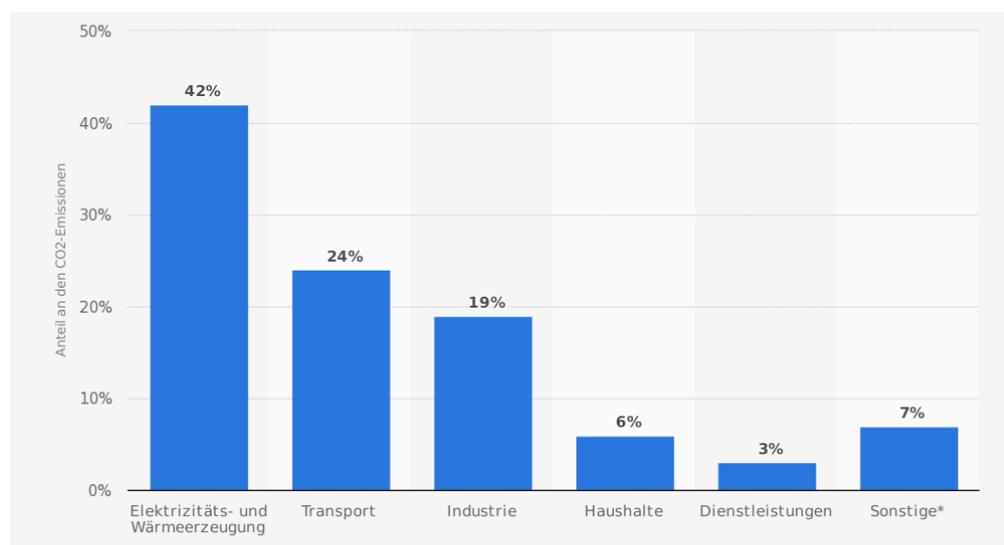


Abbildung 1: Verteilung der energiebedingten CO₂-Emissionen weltweit nach Sektoren im Jahr 2015 [4]

Es ist leicht ersichtlich welches hohe Einsparpotential durch Umstellung dieses Sektors auf einen höheren Anteil erneuerbarer Energieträger, erschließbar ist. Aber nicht nur aus umwelttechnischer Sicht macht eine solche Energiewende Sinn, auch volkswirtschaftlich ergeben sich Vorteile. Da die weltweite Nachfrage nach Energie stetig ansteigt und die Menge an endlichen Ressourcen stetig sinkt, werden die Kosten solcher endlichen Energieressourcen mit voranschreitender Zeit stetig ansteigen. Im Gegensatz dazu stehen erneuerbare Energieträger wie Sonne und Wind dauerhaft und unter kalkulierbaren Kosten zur Verfügung. [5]

Dieser Überlegung zufolge ist es nicht verwunderlich einen stetigen Zuwachs der installierten Leistung von Windkraft-, Photovoltaik-, aber auch thermischen Solarkraftanlagen beobachten zu können. [6]

Trotz all der Vorteile dieser Energiequellen, besitzen sie jedoch einen großen Nachteil, die mangelnde Planbarkeit. Um ihr volles Potential ausschöpfen zu können, ist es notwendig Energie speichern zu können, um, im Falle eines Überangebotes, für Perioden zu niedrigen Angebotes, Energie verfügbar zu machen und so die Nachfrage mit erneuerbarer Energien dauerhaft befriedigen und das Stromnetz stabil halten zu können [7,8].

Derzeit wird nur eine Technologie zur Speicherung großer Energiemengen für die Stromerzeugung genutzt, nämlich die Speicherung in Form potentieller Energie in Pumpspeicherkraftwerken. Dieser Sachverhalt zeigt die Notwendigkeit zur Entwicklung neuer Speichertechnologien.

Neben anderen existierenden Speichertechnologien, wie zum Beispiel Druckluftspeichern, Batteriespeichern oder Wasserstoffspeichern, sind gerade im Bereich der thermischen Solarkraftwerke vor allem thermische Energiespeicher von großem Interesse, was in den letzten Jahren zu enormen Forschungsaufwand auf diesem Gebiet führte [9].

Eine Möglichkeit thermische Energie zu speichern, ist die Ausnutzung der Phasenwechselwärme. Diese Technologie bietet den Vorteil auf konstanten Temperaturniveaus große Mengen Energie speichern zu können. Aus diesem Grund wird diese Form der Wärmespeicherung auch als verborgene oder latente Wärme bezeichnet.

Die hier vorliegende Arbeit hat eben diese Form der thermischen Energiespeicherung im Fokus, und soll mit neuen Erkenntnissen zu diesem Gebiet beitragen. Zu diesem Zweck wurde ein Latentwärmespeicher-Einrohr-System als Versuchsobjekt gewählt.

Ein solches Latentwärmespeicher-Einrohr-System, wurde in ähnlicher Form bereits 2013 von Urschitz et.al. [10,11] entwickelt und getestet. 2018 wurde dieses System von Illyés [12] im Zuge einer Diplomarbeit, mit einer verbesserten Wärmetauscherrippengeometrie und optimierter Sensorauflösung überarbeitet.

Im Zuge der vorliegenden Arbeit wurde das Ziel verfolgt mit Messungen die von Illyés unternommenen Verbesserungen zu validieren und mit der verbesserten Sensorauflösung das Betriebsverhalten dieses Speichersystems genauer zu erfassen. In weiterer Folge sollen die Ergebnisse mit Simulationen verglichen werden um diese ebenfalls zu überprüfen. Des Weiteren werden auch Einflüsse verschiedener Systemparameter auf das Speicherverhalten untersucht, wofür Messungen mit variierten Bedingungen durchgeführt wurden.

Zu den untersuchten Parametern zählen die Vor- und Rücklauftemperatur des Wärmeträgermediums, dessen Massenstrom sowie dessen Durchflussrichtung im Speicher.

2 Energiespeicher

Aufgrund der Entwicklung des Energiesektors, von fossilen Brennstoffen hin zu einem stetig ansteigenden Anteil erneuerbarer Energieträger, wird der Energiespeicherung in Zukunft eine immer wichtigere Rolle zukommen, da diese Technologie die vollständige Bedienung des Strombedarfs durch erneuerbare Energieträger überhaupt erst möglich machen wird.

Warum dies der Fall ist, wird aus Abbildung 2 schnell ersichtlich.

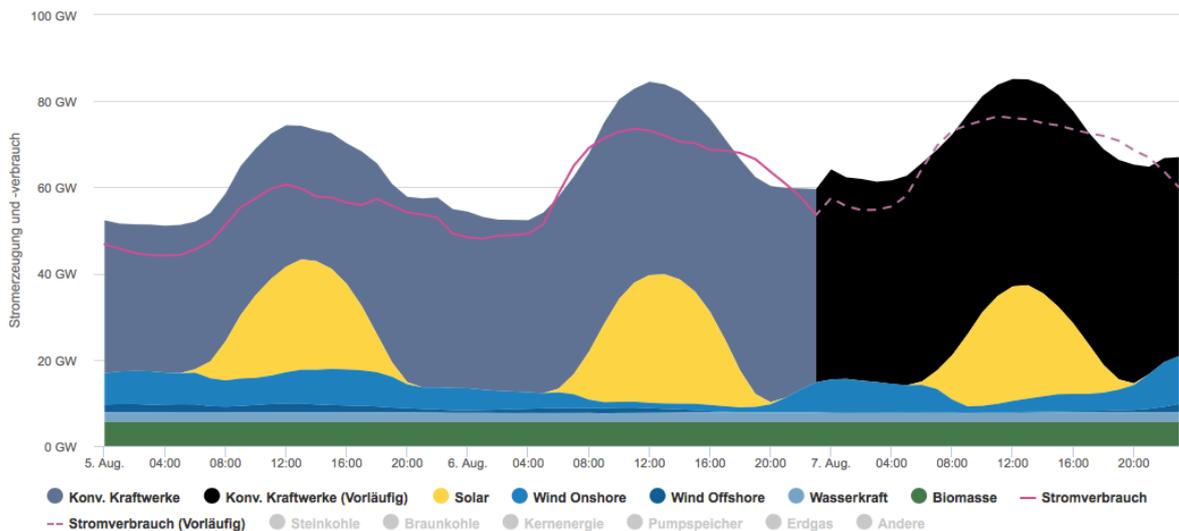


Abbildung 2: Stromerzeugung und Stromverbrauch in Deutschland 5.-7. August 2018 [13]

In Abbildung 2 ist der Energiebedarf dem Energieangebot gegenübergestellt. Es ist erkennbar, dass im Gegensatz zu den konventionellen Kraftwerken, das Energieangebot erneuerbarer Ressourcen mehr oder minder starken Schwankungen unterliegt. Außer durch Biomasse, wäre so, mit keiner dieser Quellen, eine stabile planbare Energieversorgung gewährleistet.

Um diesen Schwankungen jedoch entgegenzuwirken und Phasen eines Unterangebots zu überbrücken, sind Energiespeicher notwendig, welche in Phasen eines Energieüberschusses aufgefüllt werden. Durch die damit erreichte Flexibilität kann potentiell eine vollständige Versorgung mittels erneuerbarer Energiesysteme sichergestellt werden.

Je nach Anwendungsfall können die wesentlichen Anforderungen solcher Speicher allgemein, wie folgt, aufgelistet werden [14]:

- Bevorratung von Energie
- Ausgleich von Angebot und Bedarf
- Gewährleistung der Versorgungssicherheit und Qualität der Energiebereitstellung
- Deckung von kurzfristig hohen Nachfragen im Energiesystem
- Bereitstellung von Energie für mobile Energieverbraucher

2.1 Definition eines Energiespeichers

Der Verein Deutscher Ingenieure [15] definiert einen Energiespeicher im thermodynamischen Sinn als:

„eine Anlage zur Speicherung von Energie in Form von innerer, potenzieller oder kinetischer Energie“

welcher, wie in Abbildung 3 dargestellt, folgende drei Prozesse enthalten muss [14,15]:

- **Einspeichern:** beinhaltet die Energiezufuhr und die, falls nötig, mit Verlusten verbundene Umwandlung in eine speicherbare Form
- **Speichern:** das mit Verlusten (Selbstentladung) verbundene Halten der zugeführten Energie
- **Ausspeichern:** beinhaltet die, falls erforderlich, verlustbehaftete Umwandlung der gespeicherten Energie in eine gewünschte Form und deren Abfuhr

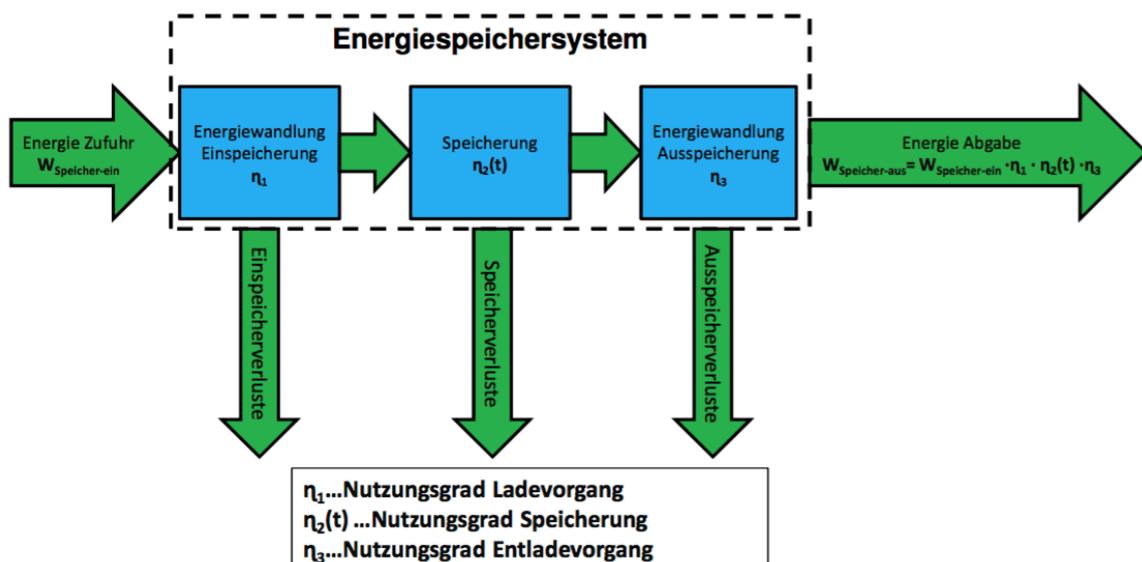


Abbildung 3: Prozess der Energiespeicherung [14]

2.2 Klassifikation von Speichertechnologien

Da am Markt eine große Anzahl verschiedener Speichertechnologien verfügbar ist, ist auch eine genaue Einteilung dieser Technologien nach charakteristischen Eigenschaften wichtig, um Speicher hinsichtlich ihres Anforderungsprofils gut bewerten zu können. So bestehen zum Beispiel an Stromspeicher im Regelleistungsmarkt andere Anforderungen als an Batterien zur Energieversorgung eines Elektrofahrzeuges. [15] Zwei gängige Kriterien zur Einteilung von Energiespeichern sind die Einteilung nach der Form der gespeicherten Energie sowie nach Anwendungsbereich des Speichers.

Im Falle einer Einteilung nach Energieform unterscheidet man mechanische, chemische, elektrische bzw. elektromagnetische oder thermische Energie. Bei der Einteilung nach Einsatzgebiet unterscheidet man elektrische und thermische Energiespeicher, sowie Brennstoffe [14,16]. Einen Überblick zur Einteilung einiger ausgewählter Energiespeicher nach diesen Kriterien gibt Abbildung 4.

		Energieform			
		Mechanische Speicher	Thermische Speicher	Chemische Speicher	Elektrische / elektromagnetische Speicher
Anwendungsbereich	Elektrische Speicher	- Schwungräder - Pumpspeicher - Druckluftspeicher	- Elektrothermische Energiespeicher	- elektrochemische Speicher - Brennstoffe als elektrischer Speicher (CH ₄ , H ₂)	- Kondensatoren - Supraleitende Spulen
	Thermische Speicher		- Wasserspeicher - Aquifer Speicher - Latentwärmespeicher - thermochem. Speicher - Feststoffspeicher		
	Brennstoffe			- Fossile Brennstoffe - Erneuerbares CH ₄ - H ₂ - Biomasse	

Abbildung 4: Einteilung der Energiespeicher nach Energieform und Anwendungsgebiet nach [14,16]

2.3 Thermische Speicher

Da ein Großteil der Energie vom Endverbraucher in Form von Wärme konsumiert wird, kommt der thermischen Energiespeicherung eine ganz besondere Rolle zu, vgl. Abbildung 5. Im niedrigeren Temperaturbereich wird dabei Wärme für Warmwasser oder Raumwärme gefordert. Etwa zwei Drittel davon für den privaten Sektor. Im höheren Temperaturbereich wird thermische Energie in Form von Prozesswärme direkt, oder indirekt zur Stromproduktion konsumiert.

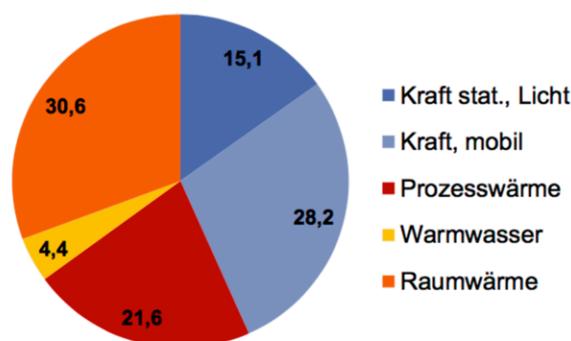


Abbildung 5: Endenergieverbrauch 2010 eingeteilt nach Nutzungsart [17]

Thermische Energiespeicher bieten sich somit im Besonderen für folgende Zwecke an [17,18]:

- Steigerung der Effizienz industrieller Prozesse durch Nutzung fluktuierender Abwärmeströme
- Schaffung zusätzlicher Flexibilitätsoptionen für konventionelle Kraftwerke und Verknüpfung von regenerativer Stromerzeugung mit Wärmeanwendungen
- Erhöhung des Anteils erneuerbarer Energien mittels solarthermischer Technologien

2.3.1 Entwicklungsdreieck thermischer Energiespeicher

Um nun den größtmöglichen Benefit zu erreichen, müssen thermische Speicher auf das jeweilige Anwendungsgebiet und das damit verbundene Anforderungsprofil abgestimmt werden.

Wörner [17,18] beschreibt dies mit dem sogenannten „Entwicklungsdreieck thermischer Energiespeicher“, siehe Abbildung 6.

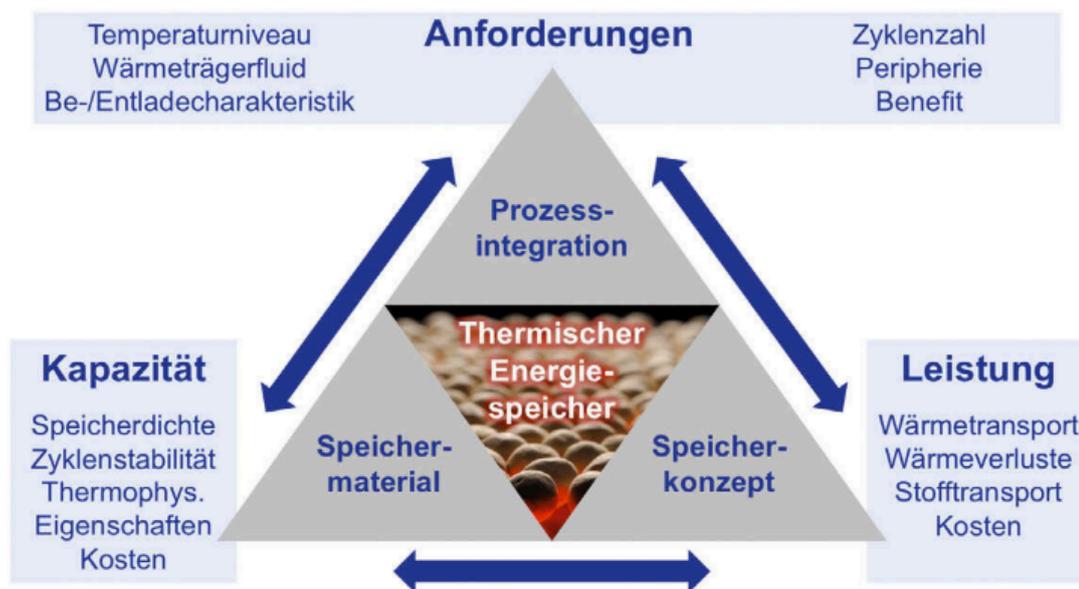


Abbildung 6: Entwicklungsdreieck thermischer Energiespeicher nach Wörner [18]

Aus dem jeweiligen Prozess ergibt sich das Anforderungsprofil des Speichers. Dabei sind Temperaturniveau, Anforderung in Bezug auf das Wärmeträgerfluid, geforderte Be- und Entladecharakteristik, geforderte Zyklenzahl, sowie Integrationsmöglichkeiten des Speichers in den Prozess abzuleiten.

Das Speicherkonzept legt die Leistung des Speichers, in Bezug auf die zu übertragende Wärmemenge, fest. Es gilt das, von den jeweiligen spezifischen Prozessanforderungen bestimmte, thermische Verhalten des Speichers durch das jeweilige Speicherdesign zu gewährleisten.

So können Wärmeträgerfluid und Speichermedium räumlich voneinander getrennt sein, der Wärmetransport findet dabei über Wärmetauscherflächen statt, oder die Wärme wird durch direkten Kontakt des Wärmeträgerfluids mit dem Speichermedium erreicht.

Die Wahl des Speichermediums ist maßgeblich für das Verhalten des Energiespeichers verantwortlich. Dessen physikalischen, chemischen und thermodynamischen Eigenschaften sind für die Funktionalität des Speichers ausschlaggebend. Je nach verwendetem Speichermedium lassen sich drei Formen thermischer Energiespeicher bestimmen. Wie Abbildung 7 zeigt, kann zwischen

- sensiblen Wärmespeichern
- latenten Wärmespeichern
- thermochemischen Speichern

unterschieden werden.

Während sensible und latente Wärmespeicher die zu speichernde Wärme physikalisch binden, bedienen sich thermochemische Speicher einer chemischen Reaktion.

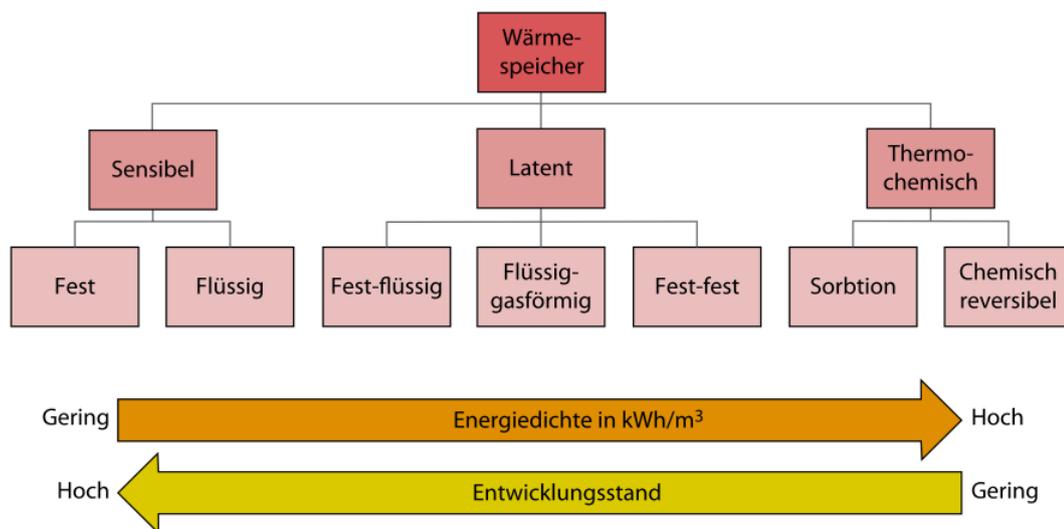


Abbildung 7: Übersicht der Möglichkeiten zur Speicherung thermischer Energie [19]

2.3.2 Sensible Wärmespeicher

Die einfachste Form der thermischen Energiespeicherung ist in Form von fühlbarer Wärme. Fühlbar aus dem Grund, da mit steigender Wärmemenge auch die Temperatur des Speichermediums stetig ansteigt. Das Speichermedium ändert folglich während der Speicherung zu keinem Zeitpunkt seinen Aggregatzustand.

Dieser Zusammenhang ist durch Gleichung (1) gegeben:

$$Q = \int_{T_1}^{T_2} m c_p(T) dT = m \bar{c}_p (T_2 - T_1) \quad (1)$$

Es ist ersichtlich, dass die Menge an speicherbarer Energie von der Masse des Speichermaterials, von dessen spezifischer Wärmekapazität sowie der Temperaturerhöhung während des Einspeicherns abhängig ist. Je höher jeder dieser Faktoren ist desto höher ist die maximale Kapazität des Speichers.

Folgende Medien finden bei dieser Form der Wärmespeicherung Anwendung [9]:

Wasser:

Wegen seiner hohen spezifischen Wärmekapazität kann Wasser in festem, flüssigem und gasförmigem Aggregatzustand als Speichermedium in Frage kommen. Es ist günstig, nicht toxisch, nicht entflammbar, für den Menschen ungefährlich und leicht verfügbar. Als Eis kommt es in Kaltspeichern zum Einsatz. Als Dampf findet es in Hochtemperaturspeichern Anwendung, welche zum Beispiel bei direktverdampfenden concentrated solar power plants (CSP) integriert sind [9].

Flüssig wird es zumeist im Niedertemperaturbereich ($< 100 \text{ }^\circ\text{C}$) genutzt, kann unter Druck gelagert aber auch für höhere Temperaturbereiche verwendet werden. Im Niedertemperaturbereich findet es jedoch die breiteste Anwendung als Wärmespeicher. Vor allem im privaten Sektor werden Flüssigwasserspeicher in den Warmwasserkreislauf eingebunden, vgl. Abbildung 8. Neben den genannten Vorteilen weist Wasser mit seinem hohen Dampfdruck und seiner Korrosivität jedoch zwei große Nachteile auf.

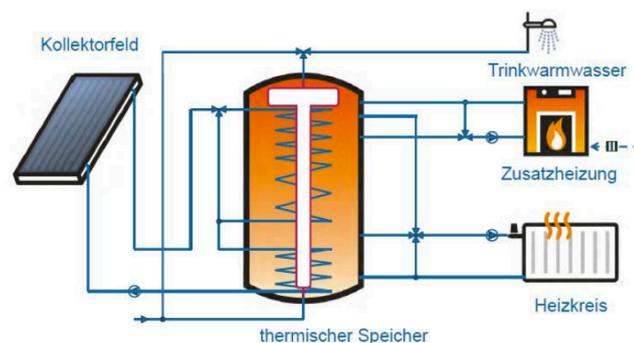


Abbildung 8: Beispiel für Wasser als Niedertemperaturwärmespeicher im privaten Sektor

Thermoöle:

Thermoöle sind im Normalfall farblose klare organische Flüssigkeiten, welche über gute Wärmeleitfähigkeit, niedrige Viskosität und somit gute Fließfähigkeit verfügen. Gegenüber Wasser bleiben sie bei atmosphärischem Druck bis zu $250 \text{ }^\circ\text{C}$ flüssig, und bieten, dank ihres niedrigen Dampfdruckes, einen Arbeitsbereich zwischen $12 \text{ }^\circ\text{C}$ und $400 \text{ }^\circ\text{C}$ ohne sehr dickwandige Speichertanks und Rohrleitungen notwendig zu machen.

Flüssigsalz:

Als sensibles Speichermedium kommen Salze oder eutektische Salzmischungen in der Regel bei Temperaturen über 400 °C zum Einsatz, da bei diesen Temperaturen eine Speicherung mittels Thermoölen unmöglich ist. Diese Salze verfügen über hohe volumenbezogene Wärmekapazitäten, hohe Siedepunkte sowie hohe thermische Stabilität. Solche Salzspeicher sind derzeit das beliebteste Speichermedium in CSP Anlagen.

Ein großer Nachteil dieser Speichermaterialien ist jedoch durch ihre hohe Schmelztemperatur gegeben, welche in der Regel über 200 °C liegt. Bei fehlender Wärmezufuhr kann diese zur Erstarrung in den Rohrleitungen führen. Aus diesem Grund werden in der Regel nur Salze und Salzmischungen mit Schmelztemperaturen unter 250 °C für die Anwendung in sensiblen Wärmespeichern herangezogen.

Flüssige Metalle:

Manche Metalle und ihre Legierungen besitzen eine Reihe von Eigenschaften, welche sie für den Einsatz als Wärmespeicher interessant macht. Neben Schmelztemperaturen im Bereich von Umgebungstemperatur oder darunter bieten sie trotzdem sehr hohe Siedepunkte. Diese Eigenschaften machen solche Medien aber auch für die Anwendung als Heat Transfer Fluid (HTF) bei sehr hohen Temperaturen, wie sie etwa bei CSP Anlagen mit Turmbauweise vorkommen, interessant, siehe Abbildung 9. Ein weiterer großer Vorteil besteht in der außerordentlich guten Wärmeleitfähigkeit von Metallen. Neben diesen Vorteilen weisen solche Flüssigmetalle mit schlechtem Korrosionsverhalten, potentieller Entzündlichkeit (vor allem bei Natrium) und Toxizität einige schwerwiegende Nachteile auf.

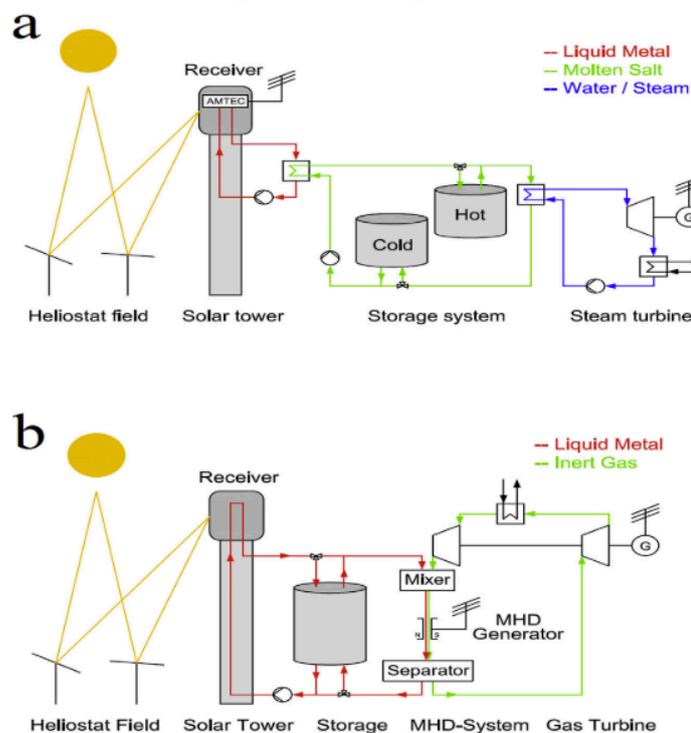


Abbildung 9: Konzeptionelle CSP Anlage mit a) Flüssig Metall als HTF und Flüssigsalzspeicher und b) Flüssigmetall als HTF und Speichermedium [9]

Natürlich vorkommende Feststoffe:

Natürlich vorkommende Feststoffe wie Gestein [20] und Sand [21] werden üblicherweise in Tanks als Speichermaterial verwendet. Diese Tanks werden vom HTF durchströmt und erwärmen dabei im direkten Kontakt das Speichermaterial. Natürliche vorkommende Feststoffe sind billig, leicht verfügbar, ungiftig und nicht entflammbar.

Beton:

Beton verfügt über ähnliche Eigenschaften wie Gestein mit der Ausnahme, dass es in Form gegossen keinen Behälter benötigt, was die Kosten im Vergleich zu natürlichen Feststoffen etwas senkt.

Für einen Vergleich der stofflichen Eigenschaften wurden ausgewählte Speichermedien zur sensiblen Wärmespeicherung in Tabelle 1 gegenübergestellt.

Tabelle 1: Eigenschaften ausgewählter Speichermedien zur sensiblen Wärmespeicherung (Stoffwerte sind in speicherrelevanten Temperaturbereichen angegeben) nach [9]

	Speichermaterial	Dichte [kg/m ³]	Spezifische Wärmekapazität [kJ/kgK]	Wärmeleitfähigkeit [W/mK]	Sensible Wärmespeicher- kapazität [kJ/m ³ K]
	Wasser	997	4,184	0,6	4171,5
	Therminol VP-1	904	2,075	0,11	1875,8
Salze	HITEC	1640	1,561	0,6	2560
	Solar Salt	1899	1,5	0,55	2800
Metalle	Na	1042	1,3	64,9	1354
	Na-K	780	0,89	26,3	694
	Pb-Bi	10300	0,14	14,9	1440
Feststoffe	Granit	2530-2630	0,6-1,2	2,8	1440-2880
	Basalt	2610-2670	1,47	3,2	1680-2520
	Quarzite	2210-2770	0,8-0,9	2	1750-2500
	Beton	2000-2600	0,7	0,5	1400-1820

2.3.3 Latente Wärmespeicher

Da es sich bei dem, in der hier vorliegenden Arbeit, untersuchten Wärmespeicher um eine Latentwärmespeicher handelt, wird dieser Speicherart in Abschnitt 0 ein ganzes Kapitel gewidmet in dem diese genauer behandelt werden.

2.3.4 Thermochemische Speicher

Die thermochemische Energiespeicherung nutzt reversible chemische Zustandsänderungen zweier Stoffe. Die Richtung in der diese Zustandsänderung stattfindet hängt im Allgemeinen von Umgebungsdruck und -temperatur ab und kann mit dem Konzept der Gibb'schen freien Energie wie folgt beschrieben werden [9]:

Die Änderung der Gibb'schen freien Energie ist durch Gleichung (2) gegeben

$$\Delta G(T^*) = \Delta H(T^*) - \Delta S(T^*) T^* \quad (2)$$

Im Thermodynamischen Gleichgewicht ist die Änderung der Gibb'schen freien Energie gleich null, vgl. Gleichung (3).

$$\Delta G(T^*) = 0 \quad (3)$$

Daraus lässt sich der, in Gleichung (4), beschriebene Zusammenhang für die Gleichgewichtstemperatur T^* herleiten:

$$T^* = \frac{\Delta H(T^*)}{\Delta S(T^*)} \quad (4)$$

Ist nun die Temperatur des Systems größer als die Gleichgewichtstemperatur ($T > T^*$), kommt es zu einem Abscheidevorgang. Ist die Temperatur des Systems jedoch kleiner ($T < T^*$), kommt es zur umgekehrten Reaktion.

Der dann stattfindende Vorgang kann wie in Gleichung (5) beschrieben werden [22].



Die Speicherkapazität ist hier also durch die Reaktionsenthalpie gegeben und ist bei weiterer Zerlegung von zwei Faktoren abhängig, der Speichermasse und der spezifischen Reaktionsenthalpie, vgl. Gleichung (6).

$$Q = \Delta H_R = m \Delta h_R \quad (6)$$

Thermochemische Speicher weisen von allen thermischen Speichern die höchste Energiedichte auf, sowohl massen- als auch volumenbezogen. Ein weiterer Vorteil thermochemischer Speicher besteht in vernachlässigbar kleinen sensiblen Wärmeverlusten, da die thermische Energie in Form eines chemischen Potentials gespeichert ist. [9,22]

Im Allgemeinen kann bei thermochemischen Speichern zwischen Sorptionsspeichern und Speichern mit chemischer Reaktion unterscheiden werden.

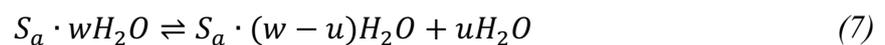
Speicher mit chemischer Reaktion

Bei diesen Speichern kommt es beim Ladevorgang in einer endothermen Reaktion (unter Wärmezufuhr) zur Aufspaltung eines Stoffes in zwei Bestandteile, welche anschließend getrennt voneinander gelagert werden. Soll die gespeicherte Wärme wieder freigesetzt werden müssen lediglich die vorher getrennten Stoffe zusammengeführt werden.

Sorbtionsspeicher

Bei diesen Energiespeichern wird der reversible Vorgang der Sorption ausgenutzt. Sorption bezeichnet die Anreicherung an der Oberfläche (Adsorption) oder Lösung (Absorption) eines Stoffes in einem Anderen. Beim Einspeichervorgang wird ein Gas vom Feststoff unter Wärmezufuhr abgeschieden, es wird desorbiert. Beim Ausspeichern wird das Gas vom Feststoff wieder aufgenommen was wiederum zur Abgabe der zuvor zugeführten Wärme führt.

Sorbtionsspeicher in Form von Salzhydraten werden auch oft in einem Zug mit Latentwärmespeicher PCM aufgelistet, da das Verhalten dieser Stoffe einem Aufschmelzvorgang ähnelt. In Wahrheit findet jedoch ein Abscheidevorgang, wie in allgemeiner Form in Gleichung (7) beschrieben, statt. Es kommt zu einem Aufbrechen des Salzhydrates in ein wasserfreies Salz ($w = u$) und Wasser, oder in ein niedrigeres Salzhydrat ($w - u$) und Wasser [23].



Für einen Vergleich der Eigenschaften unterschiedlicher Stoffkombinationen wurden ausgewählte Speichermedien zur thermochemischen Wärmespeicherung in Tabelle 2 gegenübergestellt. Besonders hervorzuheben ist die hohe Energiedichte der Speichermedien.

Tabelle 2: Vergleich ausgewählter chemischer Speichermaterialien [9,22]

Speichermaterial	Mischungsformel	Fester Reaktant	Arbeitsfluid	Gleichgewichtstemp. bei 1 bar [°C]	Energiedichte [MJ/m ³]
Magnesiumsulfat	MgSO ₄ · 7H ₂ O	MgSO ₄	H ₂ O	122	3300
Eisenhydroxid	Fe(OH) ₂	FeO	H ₂ O	150	2200
Calciumhydroxid	Ca(OH) ₂	CaO	H ₂ O	512	2900
Calciumsulfat	CaSO ₄ · 2H ₂ O	CaSO ₄	H ₂ O	89	1400

3 Latentwärmespeicher

Im direkten Vergleich mit thermochemischen Wärmespeichern weisen latente Wärmespeicher kleinere erreichbare Energiedichten auf und verfügen über nicht vernachlässigbar kleine Wärmeverluste, welche lange Speicherzeiten erschweren sowie eine gute Dämmung notwendig machen. Im direkten Vergleich mit sensibler Wärmespeicherung liegt die erreichbare Energiedichte jedoch um den Faktor 50-100 höher, was zu kompakteren Speichern bei gleichen Kapazitäten führt.

Großes Potential wird dieser Art der Wärmespeicher vor allem im Bereich der CSP Anlagen zugeschrieben, wo in relativ planbaren Zyklen Wärme ein- und ausgespeichert werden muss. Die Umsetzung und Einbindung solcher Speicher ist jedoch mit einigen Herausforderungen verbunden, weshalb sie derzeit noch nicht im großen Maßstab Einsatz finden.

3.1 Physikalische Grundlagen

Wie das Wort „Latent“ (lat. versteckt) bereits erahnen lässt, wird Wärme bei dieser Form der Energiespeicherung in nicht fühlbarer (sensibler) Form gespeichert. Dies gelingt durch Ausnutzung der sogenannten Phasenwechselenthalpie. Dabei handelt es sich um die Menge an Energie, welche ein Stoff benötigt um seinen Aggregatzustand oder seine innere Struktur zu ändern. Während dieses Vorgangs erhöht sich die Temperatur des Stoffes nicht, da sämtliche zugeführte Energie für den Phasenwechsel aufgewendet werden muss. In Abbildung 10 ist der Unterschied zwischen sensibler und latenter Wärme schematisch dargestellt.

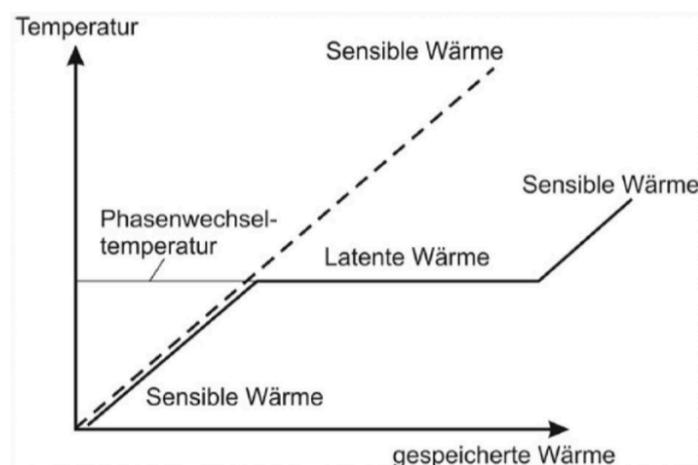


Abbildung 10: Gespeicherte Wärme in Abhängigkeit zur Speichertemperatur: Vergleich sensibler Wärmespeicher gegenüber Latentwärmespeicher [11]

Der Anteil an Energie, welcher während der Erwärmung für den Wechsel des Aggregatzustandes aufzuwenden ist, sowie das deutlich niedrigere Temperaturniveau, sind dabei besonders hervorzuheben.

Es ist leicht erkennbar, dass die Phasenwechselenthalpie sehr hoch im Vergleich zur speicherbaren sensiblen Wärme ist, was eine deutlich höhere gespeicherte Wärmemenge bei niedrigerer Speichertemperatur ermöglicht. Die Energiemenge, welche für einen Phasenwechsel benötigt wird, ist durch Gleichung (8) gegeben:

$$\Delta H_{PW} = m \Delta h_{PW} \quad (8)$$

Da in einem Latentwärmespeicher jedoch nicht ausschließlich Energie in Form von latenter Wärme gespeichert ist, müssen zur Berechnung der gesamt gespeicherten Wärmemenge auch sensible Anteile miteinbezogen werden. Die während eines Speichervorgangs aufgenommene Wärmemenge, lässt sich mit Gleichung (9) bestimmen. [24]. Darin wird die sensible Wärme, welche vor dem Phasenwechsel aufgenommen wird, durch den ersten Term und die sensible Wärme, welche nach dem Phasenwechsel aufgenommen wurde, durch den letzten Term beschrieben. Die aufgenommene Phasenwechselwärme ΔH_{PW} wird durch den mittleren Term ausgedrückt.

$$\begin{aligned} Q &= \int_{T_1}^{T_{PW}} m c_p(T) dT + m \Delta h_{PW} + \int_{T_{PW}}^{T_2} m c_p(T) dT \\ &= m \left[\overline{c_{p1}} (T_{PW} - T_1) + \Delta h_{PW} + \overline{c_{p2}} (T_2 - T_{PW}) \right] \end{aligned} \quad (9)$$

3.2 Phasenwechselmaterialien

Materialien, welche in Latentwärmespeichern den Phasenwechsel durchlaufen, um die zu speichernde Energie aufzunehmen, werden als Phasenwechselmaterialien bzw. im englischen als Phase Change Material (PCM) bezeichnet. Diese Materialien können auf drei Arten von Phasenwechseln basieren: fest-fest, flüssig-gasförmig und fest-flüssig [24].

fest-fest

Diese Form der PCM macht sich den Wechsel der inneren Struktur eines Materials zu Nutze. Es kommt also nicht zum Wechsel des Aggregatzustandes. Im Gegensatz zu den anderen beiden Formen von PCM entfällt bei dieser Art folglich die Notwendigkeit eines Behältnisses um Auslaufen zu verhindern, was diese PCMs leicht handhabbar und kosteneffektiv macht, sowie eine große Designflexibilität ermöglicht.

Da bis jetzt jedoch nur sehr wenige fest-fest PCMs entdeckt wurden, welche das richtige Eigenschaftsprofil für praktische Anwendungen aufweisen, wird diese Art der PCM noch kaum verwendet. Des Weiteren muss angemerkt werden, dass die Phasenwechselenthalpie bei

einem fest-fest Übergang in der Regel um eine Größenordnung kleiner ist als bei einem Wechsel des Aggregatzustandes. Derzeit wird an Metalllegierungen geforscht welche potentiell wegen ihres großen Speichervermögens, bezogen auf das Volumen, in Zukunft Anwendung finden könnten. [23,24]

flüssig-gasförmig

Der Übergang vom flüssigen in den gasförmigen Zustand weist die größte Phasenwechselenthalpie aller Latentwärmespeicher auf. Wegen der enormen Volumenzunahme ist die Handhabung dieses Phasenwechsels leider äußerst komplex und impraktikabel, weshalb er zum Zweck der Energiespeicherung nicht intensiv weiterverfolgt wird. [23,24]

fest-flüssig

Diese Form der latenten Wärmespeicherung ist die derzeit am besten untersuchte. Obwohl die Phasenwechselenthalpie dieses Aggregatwechsels niedriger ist als die von flüssig auf gasförmig, haben sich diese PCM als ökonomisch attraktiv für die thermische Energiespeicherung erwiesen. Eine im Allgemeinen überschaubare Volumenänderung, welche je nach PCM um die 10 % im Vergleich zum ursprünglichen Volumen beträgt, macht diese PCM grundsätzlich leicht handhabbar, muss aber beim Behälterdesign berücksichtigt werden.[23,24]

3.2.1 Eigenschaftsanforderungen an Phasenwechselmaterialien

Um als PCM für den Entwurf eines thermischen Energiespeichersystems in Frage zu kommen, müssen solche Materialien gewisse thermodynamische, kinetische und chemische Eigenschaften aufweisen. Des Weiteren sollten auch ökonomische Aspekte nicht außer Acht gelassen werden.

Solche Eigenschaftsprofile wurden von [19,23,25,26] zusammengefasst. Wichtig zu erwähnen ist, dass kein bekanntes PCM alle Anforderungen erfüllt. Es gilt für den jeweiligen Fall das gewünschte Anforderungsprofil zu bestimmen und in weiterer Folge das geeignetste Speichermaterial auszuwählen.

Thermische Eigenschaften:

- Passende Phasenwechseltemperatur
- Hohe spezifische Phasenwechselenthalpie
- Gute Wärmeleitfähigkeit
- Hohe spezifische Wärmekapazität

Je nach Anwendungsfall muss das PCM passend zum jeweilig vorliegenden Temperaturniveau abgestimmt werden. Während des Phasenwechsels ist eine möglichst hohe spezifische Phasenwechselenthalpie wünschenswert um möglichst viel latente Wärme aufnehmen zu können. Um eine gewünschte Speicherdynamik zu gewährleisten, ist auch auf eine möglichst gute Wärmeleitfähigkeit zu achten.

Da, wie bereits erwähnt, in Latentwärmespeichern auch sensible Wärme gespeichert ist, kann durch eine möglichst große spezifische Wärmekapazität des PCMs, die Speicherkapazität zusätzlich erhöht werden.

Physikalische Eigenschaften

- Hohe Dichte
- Kleine Volumenänderung
- Niedriger Dampfdruck
- Günstiges Phasengleichgewicht bei PCM Mischungen

Eine hohe Dichte ermöglicht geringere Volumen bei gleicher Speicherkapazität. Geringe Volumenänderung sowie niedriger Dampfdruck machen die technische Umsetzbarkeit einfacher, da die Anforderungen an Behälter verringert werden. Bei PCM Mischungen ist ein für den Anwendungsfall günstiges Phasengleichgewicht gut, da es kongruente Phasenwechsel, ohne Entmischungsvorgänge, im Speicher ermöglicht.

Kinetische Eigenschaften

- Keine Neigung zur Unterkühlung
- Hohe Kristallisationsrate

Bei manchen PCM kommt es während des Abkühlens zu einem verzögerten Erstarren. Der Phasenwechsel findet, nicht wie beim Aufschmelzen bei der Schmelztemperatur, sondern darunter statt. Dieses Verhalten ist höchst unerwünscht, da es die Wärmeabfuhr stark beeinträchtigt bzw. sogar ganz verhindern kann.

Eine hohe Kristallisationsrate trägt wiederum zu einem guten dynamischen Verhalten des Speichers bei.

Chemische Eigenschaften

- Chemische Langzeitstabilität
- Kompatibilität mit Konstruktionsmaterialien
- Geringe Toxizität
- Schwere Entflammbarkeit

Für eine lange Lebensdauer und maximal erreichbare Zyklenzahl ist die chemische Stabilität des PCMs ausschlaggebend. Des Weiteren ist auf die Verträglichkeit des PCMs mit den im Speicher verbauten Materialien zu achten. Besonders im Hinblick auf Korrosion.

Eigenschaften wie geringe Toxizität und schwere Entflammbarkeit ermöglichen eine sichere Wechselwirkung des Speichers und seiner Umwelt.

Ökonomische Aspekte

- Reichlich vorhanden
- Leicht verfügbar
- Kosteneffektiv

Da bei der Wahl des richtigen Speicherkonzepts vor allem wirtschaftliche Aspekte ausschlaggebend sind, sollten diese schon bei der Auswahl des PCM nicht außer Acht gelassen werden. Große Rohstoffreserven sowie leichte Verfügbarkeit senken den Preis und ermöglichen kosteneffektive Speicher.

3.2.2 Klassifikation von Phasenwechselmaterialien

Wie bereits beschrieben, können PCM nach Art des Phasenwechsels eingeteilt werden. Jene mit einem Phasenwechsel von fest auf flüssig können, wie in Abbildung 11 dargestellt, weiter aufgeteilt werden [9,24].

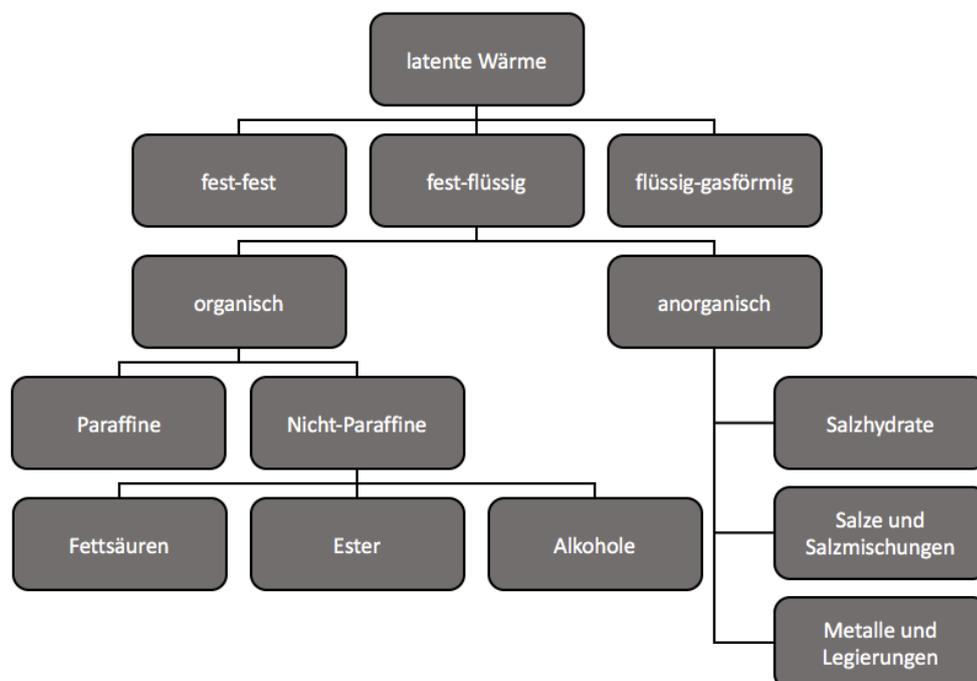


Abbildung 11: PCM Klassifikation nach [24]

In erster Instanz unterscheidet man zwischen organischen und anorganischen Verbindungen. Zu den organischen Verbindungen zählen die Paraffine sowie die Nicht-Paraffine wie Fettsäuren, Ester oder Alkohole. Zu den anorganischen Verbindungen gehören Salzhydrate, Salze und Salzmischungen sowie Metalle und ihre Legierungen. Wie bereits beschrieben handelt es sich bei Salzhydraten streng genommen eigentlich um thermochemische Speicher. Wegen der, in der Literatur üblichen, Zuordnung zu latenten Wärmespeichermedien werden sie hier jedoch miteingeschlossen.

Mit Ausnahme der Alkohole, welche Phasenwechseltemperaturen von bis zu 250 °C aufweisen können, werden organische Verbindungen, wegen ihrer niedrigen Phasenwechseltemperatur, nur für Anwendungen in Temperaturbereichen bis maximal 100 °C verwendet [9].

Für Anwendungen, welche höhere Phasenwechseltemperaturen fordern, kommen folglich nur anorganische PCM in Frage. Diese Hochtemperatur-Speichermedien verfügen über Phasenwechseltemperaturen von bis zu 500°C.

Für Temperaturbereiche unter 100°C werden anorganische PCM in Form von Salzhydraten verwendet. Die typischen Eigenschaften aller PCM Kategorien wurden aus [9,23,24,27] zusammengefasst.

3.2.2.1 Organische PCM

Organische Substanzen verfügen über eine Phasenwechseltemperatur, welche üblicherweise im Bereich von 18-30 °C liegt. Wegen ihrer nicht vorhandenen Toxizität, ihrer Korrosionsfreiheit, chemischen Stabilität und einem Phasenwechsel im Wohlfühltemperaturbereich des Menschen, bieten sich diese Stoffe vor allem zur Temperaturregelung von Gebäuden oder Textilien an. Nachteile bestehen jedoch in der Zersetzung bei sehr hohen Temperaturen sowie der schlechten Wärmeleitfähigkeit.

Paraffine

Paraffine sind kommerziell die meist genutzten organischen Stoffe zur thermischen Energiespeicherung. Chemisch betrachtet handelt es sich um Kohlenwasserstoffverbindungen der Form $(\text{CH}_3-(\text{CH}_2)_{n-2}-\text{CH}_3)$, mit n =Anzahl der Kohlenstoffatome, deren Phasenwechseltemperatur mit steigender Kohlenstoffatomzahl ansteigt. Liegt die Phasenwechseltemperatur bei $n=15$ bei nur 10 °C so steigt sie mit $n=30$ auf 65 °C an. Paraffine sind chemisch inert und stabil bis 500 °C.

Da die Herstellung reiner Paraffine sehr aufwändig und kostspielig ist, werden in der Praxis meist Paraffinmischungen eingesetzt, welche als Nebenprodukt der Ölraffination anfallen. Sie sind mit Phasenwechseltemperaturen in einem Bereich zwischen -5 °C und 100 °C erhältlich. Paraffine durchlaufen eine geringe Volumenänderung während dem Phasenwechsel und verfügen über einen geringen Dampfdruck. Nachteilige Eigenschaften von Paraffinen sind schlechte Wärmeleitfähigkeit, Unverträglichkeit mit Plastik sowie mäßiger Entflammbarkeit.

Nicht-Paraffine

Nicht-Paraffine vergrößern den Einsatztemperaturbereich organischer PCM Verbindungen weiter. Im Gegensatz zu den Paraffinen, welche alle sehr ähnliche Eigenschaften aufweisen, verfügen Nicht-Paraffine teils über sehr unterschiedliche. Das bedeutet, dass jeder dieser Stoffe seine eigenen Vor- und Nachteile aufweist.

Zu dieser Gruppe gehören die Fettsäuren, die Ester sowie Alkohole.

Gesättigte Fettsäuren verfügen über eine chemische Struktur der Form $(\text{CH}_3-(\text{CH}_2)_{n-2}-\text{COOH})$, wobei n wieder die Zahl der Kohlenstoffatome des Moleküls angibt. Phasenwechseltemperaturen steigen, wie bei den Paraffinen, mit zunehmender Kohlenstoffzahl. Fettsäuren mit $n=8$ weisen eine Phasenwechseltemperatur von 16 °C auf, Fettsäuren mit $n=18$ schmelzen bei 69 °C . Besondere Vorteile der Fettsäuren bestehen in ihrem exakten Erstarrungsverhalten ohne Unterkühlung.

Ungesättigte Fettsäuren verfügen über eine Doppelbindung in der Molekülkette was sie chemisch instabiler macht als gesättigte Fette, weshalb sie bis auf einige Ausnahmen weitaus niedrigere Schmelztemperaturen besitzen. Fettsäuren können zur weiteren Verbesserung ihrer Eigenschaften gemischt werden. Besonders eutektische Mischungen bieten großes Potential.

Ester verfügen über eine chemische Struktur der Form $\text{R}-\text{COO}-\text{R}^I$, wobei R sowie R^I Alkylgruppen der Form $(\text{CH}_3-(\text{CH}_2)_{n-1})$, mit n =Anzahl der Kohlenstoffatome, beschreiben. Ähnlich wie bei den Fetten, bietet sich auch hier die Möglichkeit mit Gemischen die Eigenschaften zu verändern. Ihr Schmelzbereich liegt meist zwischen 30 °C und 70 °C .

Neben ähnlichen Stärken wie Fette, verfügen sie jedoch mit niedriger Dichte, starkem Geruch, schlechter Wärmeleitfähigkeit sowie hohen Preisen über einige Nachteile.

Die letzte Gruppe welche zu den Nicht-Paraffinen zählt, sind die Alkohole zu denen etwa Zuckeralkohole aber auch Glykol zählen. Alkohole weisen die höchsten Phasenwechseltemperaturen sowie die höchsten spezifischen Phasenwechselenthalpien aller organischen Verbindungen auf. Mit Schmelztemperaturen im Bereich von 90 °C – 250 °C sind sie auch für Solarkollektoren oder Wärmerückgewinnungszwecke von Interesse. Alkohole sind nicht-toxisch, billig sowie leicht verfügbar. Es sollte jedoch darauf geachtet werden den Kontakt mit Sauerstoff zu vermeiden, da Oxidation die Phasenwechseltemperatur sowie die chemische Stabilität beeinflussen kann.

Im Gegensatz zu den Zuckeralkoholen kann Glykol mit Sauerstoff in Kontakt treten, mit einer großen Neigung zur Unterkühlung weist es jedoch einen großen Nachteil auf. Je nach Verbindung kann der Unterschied zwischen Schmelz- und Erstarrungstemperatur bis zu 40 °C betragen.

3.2.2.2 Anorganische PCM

In Temperaturbereichen in denen organische Substanzen zerfallen, werden anorganische PCM eingesetzt. In Phasenwechselbereichen zwischen 300 °C und 500 °C sind sie besonders für solarthermische Kraftwerke oder für Wärmerückgewinnungsanlagen industriellen Maßstabes von großem Interesse. Aber auch in niederen Temperaturbereichen finden sie Anwendung. Die großen Vorteile dieser Substanzen bestehen in der über die Betriebszyklen konstante Schmelzenthalpie sowie der eher geringen Neigung zur Unterkühlung.

Salzhydrate

Salzhydrate sind die am meisten Verwendeten PCM im kommerziellen Gebrauch. Wie bereits in Abschnitt 2.3.4 beschrieben, handelt es sich bei diesen Materialien eigentlich um Sorbtionsspeicher, welche streng genommen zu den thermochemischen Speichermaterialien zählen, deren Abscheidvorgang aber einem Schmelzvorgang ähnelt. Sie arbeiten als einzige der anorganischen Materialien im unteren Temperaturbereich zwischen 28 °C und 30 °C.

Salze und Salzmischungen

Mit ihren hohen Schmelztemperaturen bieten sich Salze besonders gut zur Hochtemperaturwärmespeicherung an. Wie bereits in Abschnitt 2.3.2 beschrieben, werden Salze und Salzmischungen mit niedrigeren Schmelztemperaturen zur sensiblen Wärmespeicherung genutzt. Mit genauerer Abstimmung des Schmelzpunktes des verwendeten Salzes oder Salzmischungen auf den jeweiligen Anwendungsfall, kann die Speicherkapazität eines Salzspeichers jedoch deutlich vergrößert werden.

Als Beispiel sei an dieser Stelle ein Anwendungsfall mit Betriebstemperaturbereich zwischen 300 °C und 500 °C genannt. Wird LiNO_3 mit einer Schmelztemperatur von 250 °C als Speichermaterial gewählt, so beträgt die rein sensible speicherbare volumenbezogene Wärmemenge 440 MJ/m^3 . Entscheidet man sich jedoch für einen Speicher mit KNO_3 als Speichermaterial, welches eine Schmelztemperatur von 335 °C besitzt, kann die volumenbezogene Speicherkapazität dank Ausnutzung der latenten Wärme auf 935 MJ/m^3 erhöht werden. Aus diesem Grund ist bei der Wahl von Salz oder Salzmischungen als PCM eine Speicherausführung als Latentwärmespeicher sicherlich eine gute Option. Grundsätzlich werden Salze und ihre Mischungen ab einer Schmelztemperatur von 250 °C als PCM zur latenten Wärmespeicherung herangezogen. Zu diesen Salzen zählen:

- Nitrate (Schmelzpunkte von 250 °C – 600 °C)
- Hydroxide (Schmelzpunkte von 250 °C – 600 °C)
- Chloride (Schmelzpunkte >600 °C)
- Carbonate (Schmelzpunkte >600 °C)
- Sulfate (Schmelzpunkte >600 °C)
- Fluoride (Schmelzpunkte > 600 °C)

Nachteile weisen anorganische Salze vor allem durch ihre schlechte Wärmeleitfähigkeit von $0,5 \text{ W/mK} - 1 \text{ W/mK}$ auf. Für die praktische Umsetzung von Latentwärmespeichern mit Salzen als Speichermedien ist besonders darauf zu achten den Wärmeübergang in das Speichermedium zu optimieren.

Um die vorbestimmten thermo-physikalischen Eigenschaften reiner Salze zu umgehen, bietet es sich an diese miteinander zu kombinieren. Durch solche Mischungen können gezielt Eigenschaften positiv beeinflusst und auf die jeweilige Anwendung abgestimmt werden. Um Entmischung vorzubeugen werden solche Mischungen grundsätzlich als eutektische Gemenge verwendet.

Metalllegierungen

Metalllegierungen weisen die höchsten volumenbezogenen Speicherkapazitäten aller PCM auf. Einen weiteren großen Vorteil bietet die hohe Wärmeleitfähigkeit. Metalle sind zwar teure PCM, ist jedoch das Volumen der entscheidende Faktor sind sie die beste Wahl. Da ihre massenbezogene Speicherkapazität jedoch eher gering ist, eignen sich solche PCM nur für den stationären Gebrauch und nicht für den Transport von Wärme. Metalle und ihre Legierungen sind mit Schmelztemperaturen in einem sehr großen Bereich verfügbar. Natrium weist zum Beispiel eine Schmelztemperatur von 97 °C , Kupfer liegt bei 1084 °C .

Wie bei Salzen und ihren Mischungen, lassen sich die festgelegten thermo-physikalischen Eigenschaften reiner Metalle durch Legieren beeinflussen und auf die jeweilige Anwendung abstimmen. Problematisch bei der Verwendung von Metallen und Legierungen als PCM ist jedoch ihre komplizierte Handhabung. Bei der Konstruktion von Wärmespeichern mit diesen Speichermedien ist auf eine inerte Atmosphäre zu achten, da Metalle während der Erwärmung oxidieren können, was zu Änderungen ihrer thermo-physikalischen Eigenschaften führen kann. Dazu zählt etwa eine potentielle Veränderung des Schmelzpunktes. Problematisch ist auch, dass eine Absorption der, zur Erzeugung der inerten Atmosphäre, verwendeten Gase stattfinden kann, was wieder zu Veränderungen thermo-physikalischer Eigenschaften führen kann. Als letzten Mechanismus, welcher zu ähnlichen Einflüssen führen kann, sind Abscheidevorgänge in Legierungen genannt, welche während wiederholenden thermischen Zyklen auftreten können.

3.2.3 PCM im Vergleich

Um die thermo-physikalischen Eigenschaften organischer sowie anorganischer Speichermedien anschaulich zu vergleichen, sind in Abbildung 12 die unterschiedlichen PCM Klassen ihren typischen Schmelzenergien und Einsatztemperaturen zugeordnet. Detaillierter vergleicht Abbildung 13 ausgewählte PCM anhand ihrer Schmelzenergien und entstehenden Kosten.

Tabelle 3 und Tabelle 4 listen Stoffwerte ausgewählter PCM zusammengefasst auf.

Zu beachten ist, dass, aufgrund fehlender internationaler Normen, für ein und das selbe Material, der Literatur teilweise unterschiedliche Stoffdaten zu entnehmen sind.

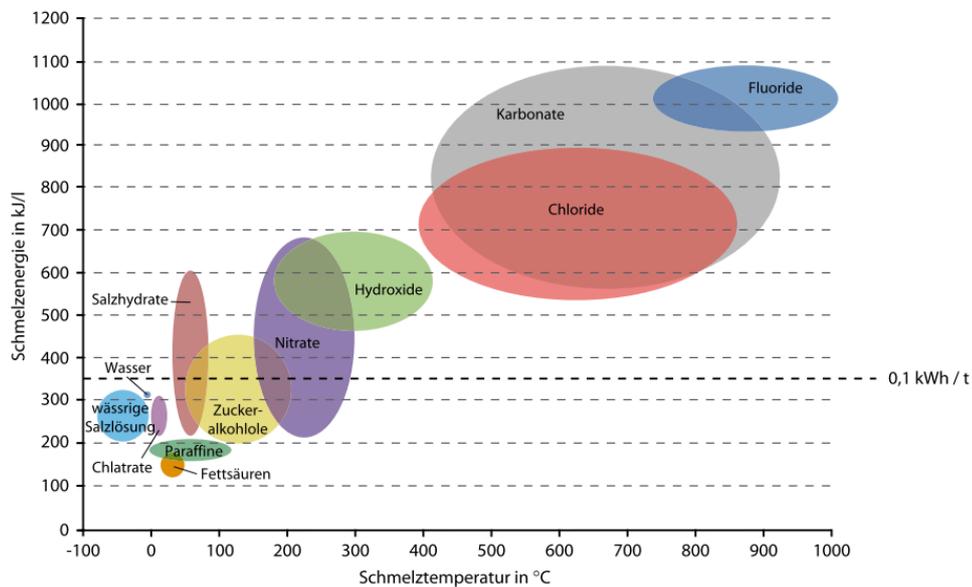


Abbildung 12: PCM Klassen nach spezifischen Schmelzenthalpien sowie Schmelztemperaturen [19]

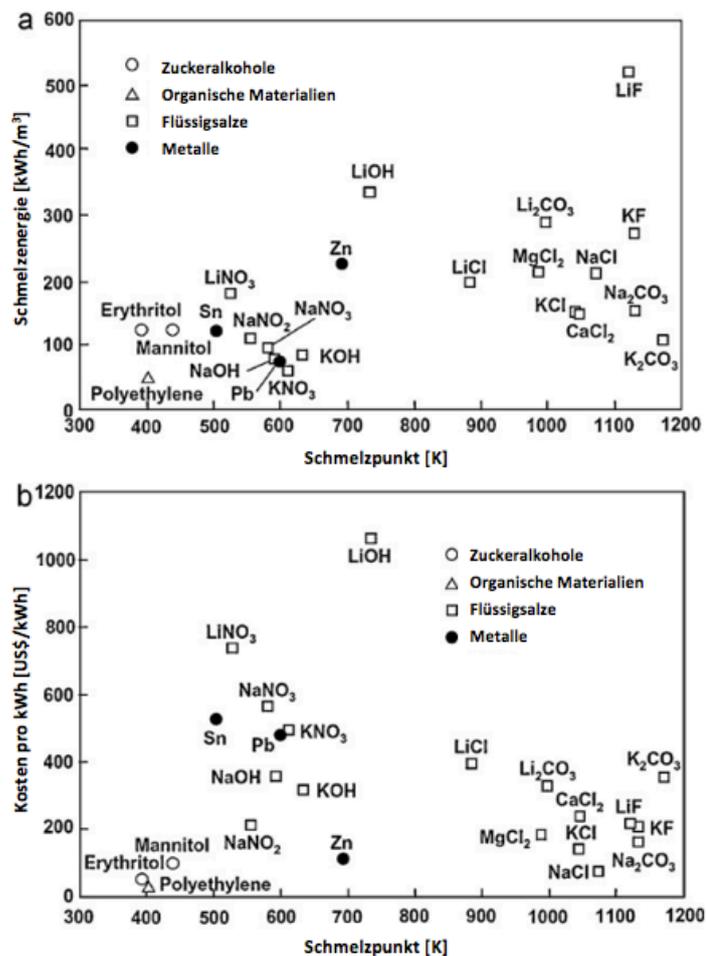


Abbildung 13: (a) Schmelzenergie und (b) Materialkosten ausgewählter PCM aufgetragen über deren Schmelzpunkt [27]

Tabelle 3: Phase Change Materials Auszug aus [9]

Typ	Kasse	Speichermaterial	Schmelz- temperatur [°C]	Schmelz- enthalpie [kJ/kg]		Dichte [kg/m ³]		Wärmeleit- fähigkeit [W/mK]	Latente Speicherkapazität [MJ/m ³]
				fest	flüssig	fest	flüssig		
organisch	Paraffin	n-Tetradekanon (Kohlenstoffatome 12)	6	229		760		0,21 (fest)	
		n-Hexadecan (Kohlenstoffatome 16)	20	236		773		0,21 (fest)	182,4
		n-Eicosan (Kohlenstoffatome 20)	36,6	247		788			194,6
		Rubitherm RT-5	5	180	880 (-15 °C)				158,4
	Fettsäuren	Caprinsäure (Kohlenstoffatome 10)	32	152,7	1004 (24 °C)	878 (45 °C)		0,153 (38,5 °C)	153,3
		Laurinsäure (Kohlenstoffatome 12)	42	171		870		0,149	148,8
		Myristinsäure (Kohlenstoffatome 14)	54	190		860			163,4
		Palmitinsäure (Kohlenstoffatome 16)	64	185,4	989 (24 °C)	850 (65 °C)		0,162 (68,4 °C)	183,4
	Ester	Methylpalmitat	27	163,2					
		Methylstearat	39	160,7					
		Methyl-12hydroxystearat	43	126					
		Ethylen-glykol-distearat	63,2	215,8					
	Alkohole	Xylithol	93	280	1520				425,6
		D-Sorbitol	97	110	1490				163,9
		Meso-Erythritol	117	344	1450				498,8
		Glykol PEG400	4,2	117,6	1128				132,7
anorganisch	Salzhydrate	CaCl ₂ ·6H ₂ O	29	190,8	1802 (24 °C)	1562 (32 °C)		1,088 (23 °C)	343,8
		Ba(OH) ₂ ·8H ₂ O	78	265,7	2070 (24 °C)	1937 (84 °C)		1,225 (23 °C)	550
		Mg(NO ₃) ₂ ·6H ₂ O	89	162,8	1639 (25 °C)	1550 (94 °C)		0,611 (37 °C)	266,3
		MgCl ₂ ·6H ₂ O	117	168,6	1569 (20 °C)	1450 (120 °C)		0,694 (90°C)	264,5
		Mg(NO ₃) ₂ ·6H ₂ O/ MgCl ₂ ·6H ₂ O (58,3/41,7)	58	106					
		CaCl ₂ ·6H ₂ O/ MgCl ₂ ·6H ₂ O (66,6/33,3)	25	127					
		Ca(NO ₃) ₂ ·4H ₂ O /Mg(NO ₃) ₂ ·6H ₂ O (47/53)	30	136					

Tabelle 4: Phase Change Materials Auszug aus [9,24,25]

Typ	Kasse	Speichermaterial	Schmelz- temperatur [°C]	Schmelz- enthalpie [kJ/kg]		Dichte [kg/m ³]		Wärmeleit- fähigkeit [W/mK]	Latente Speicherkapazität [MJ/m ³]	
				fest	flüssig	flüssig	flüssig			
anorganisch	Metalle	Kupfer	1084	208	8960	8020		401	1863,7	
		Zink	419	113	7140			116	806,8	
		Aluminium	660	397	2707	2375		204	1074,7	
		Cu/Al/Si (49,1/46,3/4,6)	571	406	5560				2257,4	
		Cu/Si/Mg (56/27/17)	770	420	4150				1743	
	Salze	NaNO ₃	306	172	2261	1908		0,5	388,9	
		KNO ₃	335	266	2109	1890		0,5	561	
		Ca(NO ₃) ₂	560	145	2113			0,5	306,4	
		Na ₂ CO ₃	854	276	2533	1972			699,1	
		K ₂ CO ₃	897	236	2290				540,4	
		Li ₂ CO ₃	732	509	2110				1074	
		NaCl	802	420	2160				907,2	
		LiCl	610	441	2070	1502			912,9	
		LiF	850	1044	2640	1810			2756,3	
		KF	858	468	2558	1948			1109,2	
		K ₂ SO ₄	1069	212	2660				563,9	
		Li ₂ SO ₄	858	84	2220	2003			186,5	
		NaOH	318	165	2100			0,92	346,5	
		KOH	380	150	2040			0,5	306	
		Salzeutektika	MgCl ₂ /NaCl (52/48)	450	430	2230			0,95 (flüssig)	958,9
			MgCl ₂ /KCl (64/36)	470	388	2190			0,83 (flüssig)	849,7
			KNO ₃ /KCl (95,5/4,5)	320	74	2100			0,5 (fest)	155,4
	CaCl ₂ /NaCl (67/33)		500	281	2160			1,02 (flüssig)	607	
	BaCl ₂ /KCl/NaCl (53/28/19)		542	221	302			0,86 (flüssig)	667,4	

3.3 Speicheroptimierung

Der Wärmeaustausch, welcher zwischen einem System und seiner Umgebung über dessen Grenzfläche stattfindet, kann allgemein mittels Gleichung (10) beschrieben werden.

$$\dot{Q} = k A_B \Delta T \quad (10)$$

Betrachtet man Gleichung (10), welche den Wärmetransport zwischen einem System und seiner Umgebung beschreibt und betrachtet man, im Falle thermischer Energiespeicher, das Speichermaterial als das System und das Wärmeträgermedium als seine Umgebung, kann man daraus Ansätze zur Optimierung eben dieser ableiten.

Es ist offensichtlich, dass der Wärmestrom mit steigendem Wärmedurchgangskoeffizient, vergrößerter Wärmeaustauschfläche, sowie steigender Temperaturdifferenz zunimmt. Aus dieser Erkenntnis lassen sich nun die in Abbildung 14 aufgelisteten Optimierungsstrategien für thermische Energiespeicher ableiten.

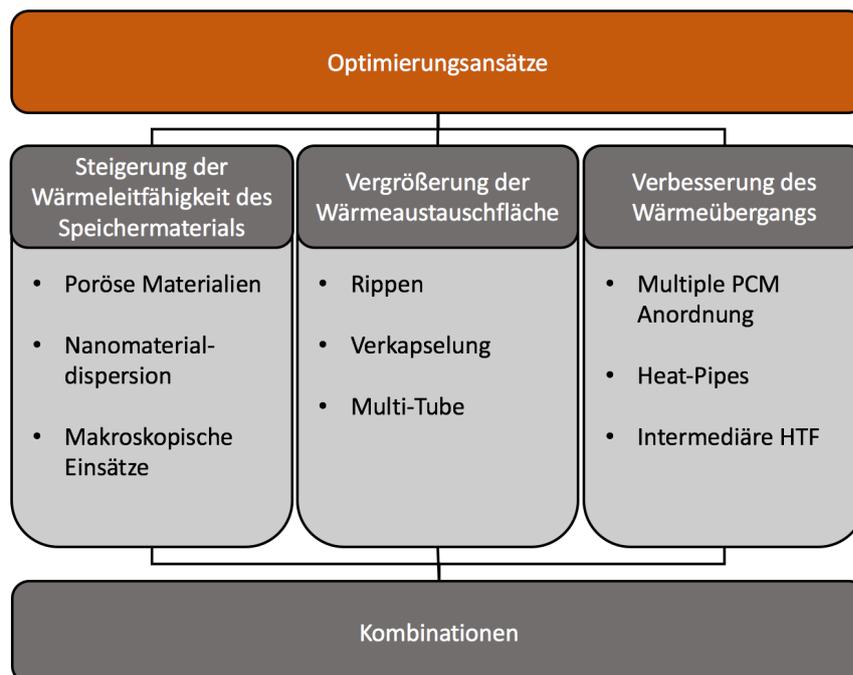


Abbildung 14: Optimierungsstrategien latenter Speichersysteme nach [26–28]

3.3.1 Steigerung der Wärmeleitfähigkeit des Speichermaterials

Laut Gleichung (10) ist der Wärmedurchgangskoeffizient der erste Faktor, welcher Optimierungspotential bietet. Der Zusammenhang zwischen Wärmedurchgangskoeffizient für den Wärmetransport durch ein n-schichtiges Rohr, kann, wie in Gleichung (11) gezeigt, beschrieben werden.

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} \frac{r_n}{r_i} + \sum_{s=1}^n \frac{r_n}{\lambda_s} \ln \frac{r_s}{r_{s-1}} + \frac{1}{\alpha_a}} \quad (11)$$

Wie Gleichung (11) zeigt, setzt sich der Wärmedurchgangskoeffizient aus zwei Teilen zusammen, welche den konvektiven Wärmeübergang beschreiben und einem, welcher die Wärmeleitung durch die Feststoffschichten beschreibt. Der Wärmetransport durch Konvektion wird durch die beiden äußeren Terme des Nenners von (11), mittels Wärmeübergangskoeffizienten α beschrieben. Der Wärmetransport durch Wärmeleitung wird durch den mittleren Term der Gleichung (11) beschrieben. Im Falle eines Latentwärmespeichers erfolgt der Wärmetransport vom HTF in den Speicher zufolge erzwungener Konvektion. Im Speicher erfolgt der Wärmetransport durch die flüssige Phase hauptsächlich durch freie Konvektion und in der festen Phase durch Wärmeleitung.

Um nun den Wärmedurchgangskoeffizienten zu erhöhen, können sowohl Wärmeübergangskoeffizienten als auch Wärmeleitkoeffizient erhöht werden. Auf Grund der äußerst schlechten Wärmeleitfähigkeit der meisten PCM, werden solche Systeme meist auch durch den thermischen Widerstand dieser dominiert, weshalb in erster Instanz die Wärmeleitfähigkeit des PCMs verbessert werden sollte.

Derzeit existieren dafür hauptsächlich drei Ansätze: Erstens können gut wärmeleitende poröse Materialien mit PCM imprägniert werden, zweitens besteht die Möglichkeit der Dispersion feiner Materialien in das PCM, und drittens können gut wärmeleitende Körper in das PCM integriert werden. [24–26,28,29]

3.3.1.1 Imprägnierung poröser Materialien

Bei dieser Methode sorgt ein hoch wärmeleitendes poröses Material, welches in das PCM eingebettet wird, für eine verbesserte Wärmeübertragung. Zu diesem Zweck werden meist Metallschäume eingesetzt, vgl. Abbildung 15. Als Metallschaumwerkstoffe kommen üblicherweise Kupfer, Aluminium, Nickel oder Edelstahl zu Einsatz, welche Wärmeleitfähigkeiten von jeweils 398 W/mK, 237 W/mK, 91,4 W/mK und 16,3 W/mK aufweisen. Da diese Materialien jedoch nicht über die Speichereigenschaften des PCMs verfügen, gilt es, deren Massenanteil im Komposit so gering wie möglich zu halten, was mit hoher Porosität gelingt. Metallschäume weisen mit Porengrößen von 0,1 mm bis 5 mm in der Regel Porositäten zwischen 85 % und 98 % auf. [29]

Mit dieser Methode konnten sehr hohe Steigerungen der Wärmeleitfähigkeit erreicht werden. Xiao et al. [30] erreichte durch die Imprägnierung eines Nickelschaums, mit Paraffin, eine Steigerungen um mehr als das Vierfache, von 0,305 W/mK auf bis zu 1,3 W/mK und mit der Verwendung eines Kupferschaums sogar eine Steigerung um das 16-fache, auf eine Wärmeleitfähigkeit des Komposits von 5 W/mK.

Die Steigerung dieser Eigenschaft war jedoch auch mit geringen Einbußen der latenten Wärme verbunden. Der Massenanteil des Kupferschaums von 3,5 %, verringerte die latente Wärme des Komposits von 189,4 kJ/kg auf 132,5 kJ/kg.

Neben Metallschäumen kommen auch Kohlenstoffschäume zum Einsatz mit denen noch höhere Wärmeleitfähigkeiten erreicht werden können. Ghaib [29] berichtet von erreichten Wärmeleitfähigkeiten von Paraffin/Blähgraphitschaum Kompositen von bis zu 164,7 W/mK. Dies wurde jedoch mit großen Einbußen der latenten Wärme erkaufte. Sie verringerte sich von 149,27 kJ/kg auf 64,81 kJ/kg.

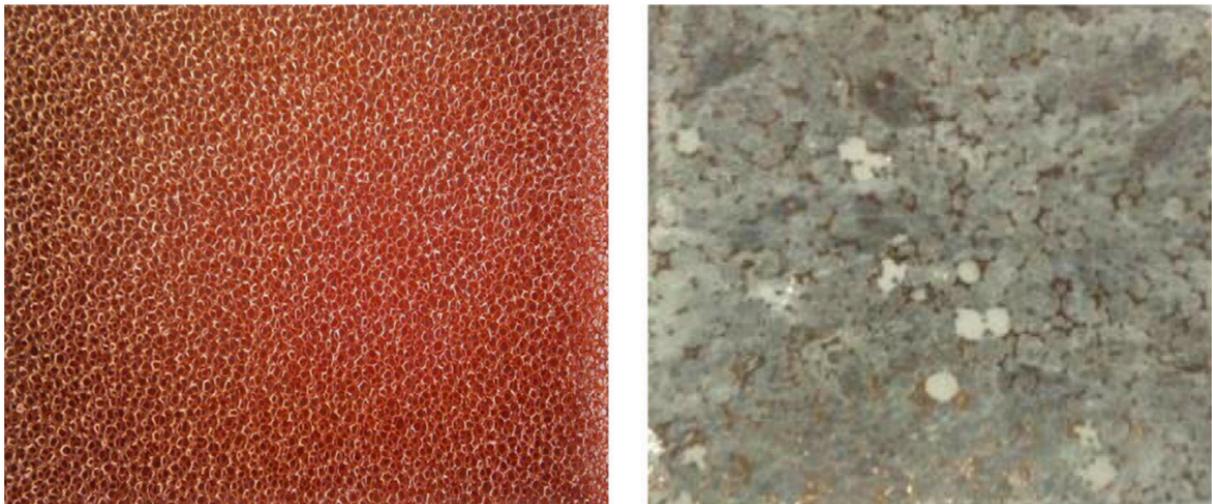


Abbildung 15: Beispiel eines Kupferschaums: links unbehandelt; rechts mit PCM imprägniert

3.3.1.2 Nanomaterialdispersion

Eine weitere Möglichkeit die Wärmeleitfähigkeit von Speichermaterialien zu erhöhen, ist die Zugabe hochwärmeleitender Nanopartikel. Für diesen Zweck werden Metalle, Metalloxide, sowie Kohlenstoffpulver am häufigsten verwendet, wobei Kohlenstoff mit seiner hohen Stabilität gegen Korrosion besonders interessant für den Einsatz in Salzen und Salzhydraten ist [29].

Xiao et al. [31] untersuchte zum Beispiel die Auswirkung von Blähgraphitpulver in $\text{KNO}_3/\text{NaNO}_3$ -Gemischen verschiedener Zusammensetzung. Bei einem Graphitmassenanteil von 5 % wurden Steigerungen der Wärmeleitfähigkeit zwischen 20 % und 30 % beobachtet und bei einem Massenanteil von 10 % erzielte das Graphit eine Steigerung um 30 % bis 40 %. Jedoch ist diese Steigerung auch hier mit einer sinkenden latenten Wärmekapazität verbunden. Bei einem Graphitanteil von 5 % fiel sie um 2 % - 13 % und bei einem Graphitanteil von 10 % um 5% - 18 %.

Im Gegensatz zu Metallen und Metalloxiden ist der Einsatz von Kohlenstoff jedoch nicht an die Pulverform gebunden. Er wird auch in Form von Singlewalled- (SWCNT) und Multiwalled (MWCNT) Carbon Nanotubes, Graphene und C60 eingesetzt [28,32]. Tao et al. [33] verglich die Auswirkungen einer Zumischung dieser Materialien auf eine binäre Salzmischung von 62 mol.% Li_2CO_3 zu 38 mol.% K_2CO_3 und stellten eine um bis zu 56 % höhere Wärmeleitfähigkeit des Komposits fest, vgl. Abbildung 16.

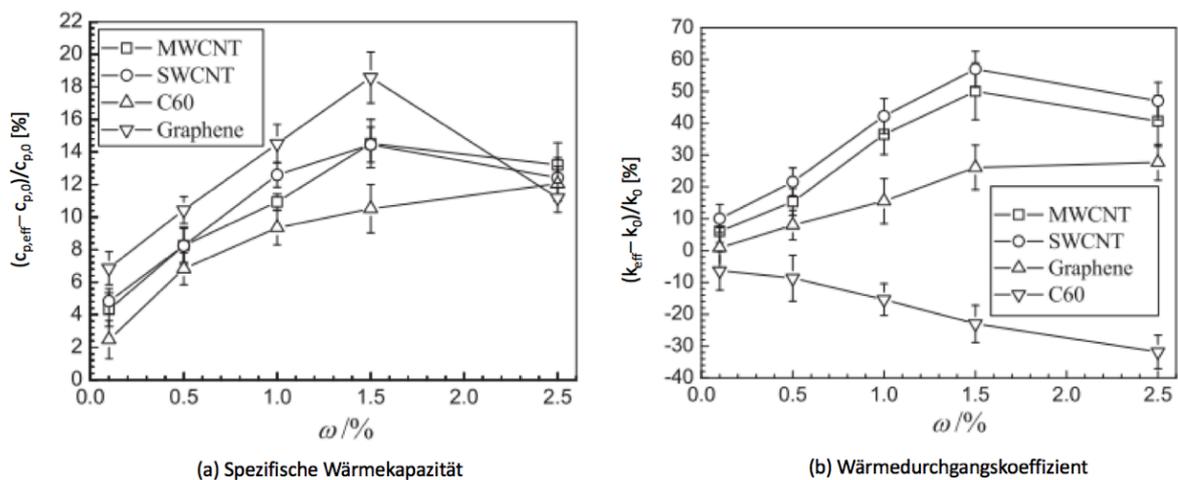


Abbildung 16: Einfluss von Kohlenstoff-Nanomaterialien auf thermo-physikalische Eigenschaften von Salz [28]

3.3.1.3 Makroskopische Einsätze

Um die Wärmeleitfähigkeit des Speichermaterials zu verbessern wurden Versuche mit dem Einsatz makroskopischer Körper, wie Kohlefasern, Kohlenstoffgeweben, -bürsten oder Metallstrukturen unternommen. Diese werden im PCM eingebracht und sollen dort für einen verbesserten Wärmetransport zwischen den Speicherregionen sorgen. [29]

Als Beispiele seien hier, Velraj et al. [34], welcher mit Hohlzylindereinsätzen, sogenannten Lessingringen, eine deutliche Verkürzung der Erstarrungsdauer erreichte, sowie Nakaso et al. [35] welcher mittels Kohlenstoffgewebe eine Beschleunigung der Entladezeit um 20 % erzielte, genannt.



Abbildung 17: Von Velraj verwendetes Füllmaterial, sogenannte Lessingringe [34]

3.3.2 Vergrößerung der Wärmeaustauschfläche

Laut Gleichung (10) besteht die Möglichkeit den Wärmestrom zwischen einem System und seiner Umgebung durch Vergrößerung der Grenzfläche zu erhöhen. Im Falle eines thermischen Energiespeichers, kann eine solche Änderung der Oberfläche bei gleichbleibendem Volumen durch drei Strategien erreicht werden. Zum ersten können, wie bei Wärmetauschern auch, Rippen oder Rohrbündel verwendet werden, zum anderen kann eine Verkapselung des PCMs vorgenommen werden, wobei je nach Kapselgröße zwischen Makro- und Mikroverkapselung unterschieden wird.

3.3.2.1 Vergrößerte Wärmetauscherflächen durch Berippung

Die gängigste Methode um die Wärmetauscherfläche zwischen dem PCM des Speichers und dem HTF zu vergrößern, besteht in der Berippung der Wärmeübertragerrohre.

Die Wahl des Rippenmaterials erfolgt auf Basis von Wärmeleitfähigkeit, Materialdichte, Korrosionseigenschaften und Kosten. In Tabelle 5 sind die gängigen Rippenwerkstoffe Graphitfolie, Aluminium, Kupfer und Stahl, vergleichend gegenübergestellt. Graphitfolie weist den Vorteil einer sehr geringen Dichte auf und Kupfer den der höchsten Wärmeleitfähigkeit. Ein großer Nachteil von Kupfer sind aber die hohen Materialkosten. Einen guten Kompromiss, zwischen geringer Dichte, guter Wärmeleitfähigkeit und den Kosten, bietet Aluminium.

Tabelle 5: Eigenschaften gängiger Rippenwerkstoffe [26]

	Graphitfolie	Aluminium	Edelstahl	Stahl	Kupfer
Wärmeleitfähigkeit [W/mK]	150	200	20	30	350
Dichte [kg/m³]	1000	2700	7800	7800	8800
Geschätzte Kosten [\$/m³]	10000	7000	20000	15000	40000

Ein wichtiger Aspekt bei der Wahl des Rippenwerkstoffes ist auch die Verträglichkeit mit den HTF-Rohren hinsichtlich galvanischer Korrosion. In erster Instanz wird natürlich sofort an eine Berippung aus dem Rohrwerkstoff gedacht, da die Materialverträglichkeit in jedem Fall gegeben ist. Besonders bei Stahlrohren ist diese Wahl wegen der geringen Wärmeleitfähigkeit des Materials jedoch nicht die beste Wahl. Um mit Stahlrippen die gleichen Effekte zu erzielen wie mit Graphit, wären weitaus höhere Rippenvolumen nötig, was neben einer geringeren relativen Speichermasse auch mit höheren Kosten verbunden wäre, vgl. Abbildung 18. Als besonders korrosionsresistent in Verwendung mit Stahl haben sich Graphitfolie als auch Aluminium erwiesen. Beim Einsatz in besonders korrosiven Nitraten als Speichermasse und Stahl als Rohrmaterial, wurde bis Temperaturen von 250 °C bzw. 330 °C, keine galvanische Korrosion festgestellt. [36]

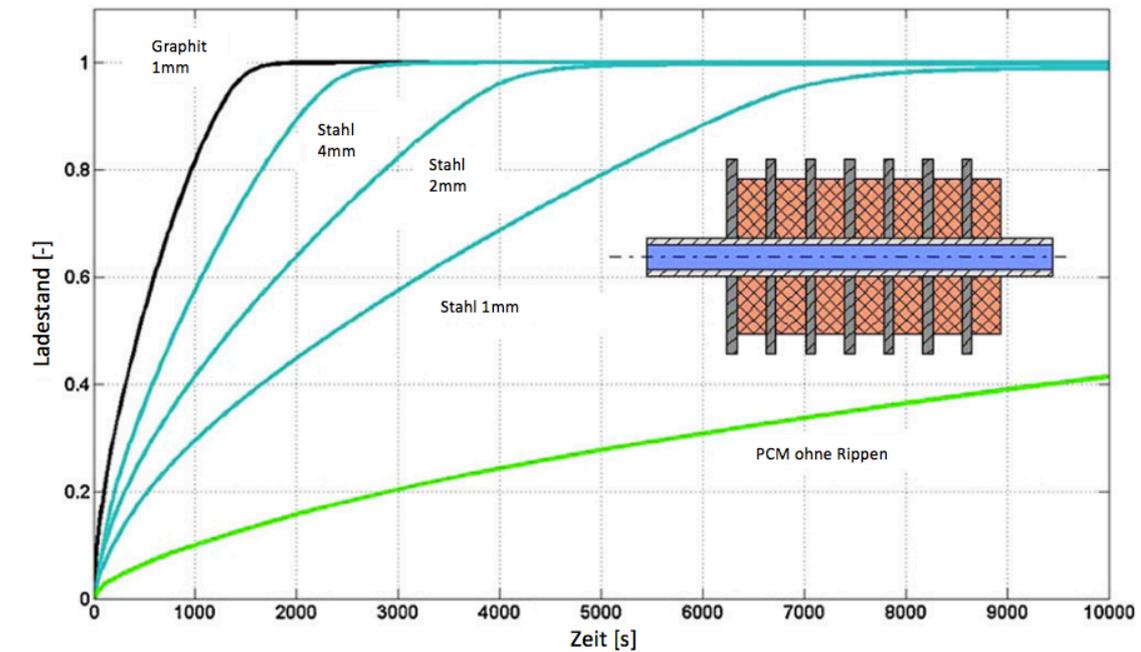


Abbildung 18: Ladezeiten bei unterschiedlichen Rippen. [36]

Rippen werden je nach Speicherkonfiguration unterschiedlich eingesetzt. Die zwei gängigen Konfigurationen, für die Anwendung in Latentwärmespeichern, sind Systeme welche zur Energie- ein- und -ausspeicherung mit einem HTF verwendet werden und Systeme, welche als Wärmesenken zur Kühlung verschiedenster Bauteile dienen und kein HTF benötigen. Während Berippungen bei Wärmesenken immer PCM-seitig angebracht sind, werden Rippen bei Speichern mit HTF immer an der Seite mit geringerer Wärmeleitfähigkeit angeordnet. Zwar ist dies in den meisten Fällen auch die PCM-Seite, bei der Verwendung von Metallen oder Metalllegierungen als Speicher material ist das jedoch nicht mehr so eindeutig. [26,37]

Bis dato wurde in einer großen Anzahl von Studien versucht den Wärmetransport mittels Rippen zu verbessern, was auch erfolgreich gelang. Rathod et al. [38] erzielte etwa mit der Verwendung von Längsrippen einen um 12,5 % bzw. um 24,52 % beschleunigten Schmelzvorgang, bei HTF Temperaturen von 80 °C bzw. 85°C, sowie eine Verringerung der Erstarrungszeit um 43,6 %. Auch Velraj et al. [34] erreichte eine deutliche Verringerung der Erstarrungszeit. Der Einsatz von Rippen ermöglichte eine Verringerung auf ein Viertel der Zeit welche ohne Rippen benötigt wurde.

Die große Forschungsbewegung auf diesem Gebiet hat zu einer Vielzahl möglicher Rippengeometrien geführt. Gängige Rippenprofile sind Längsrippen, Querrippen, Schraubrippen, Plattenrippen, Pinrippen oder Rippen in Y-Form. Eine Auswahl üblicher Rippengeometrien ist in Abbildung 19 dargestellt.

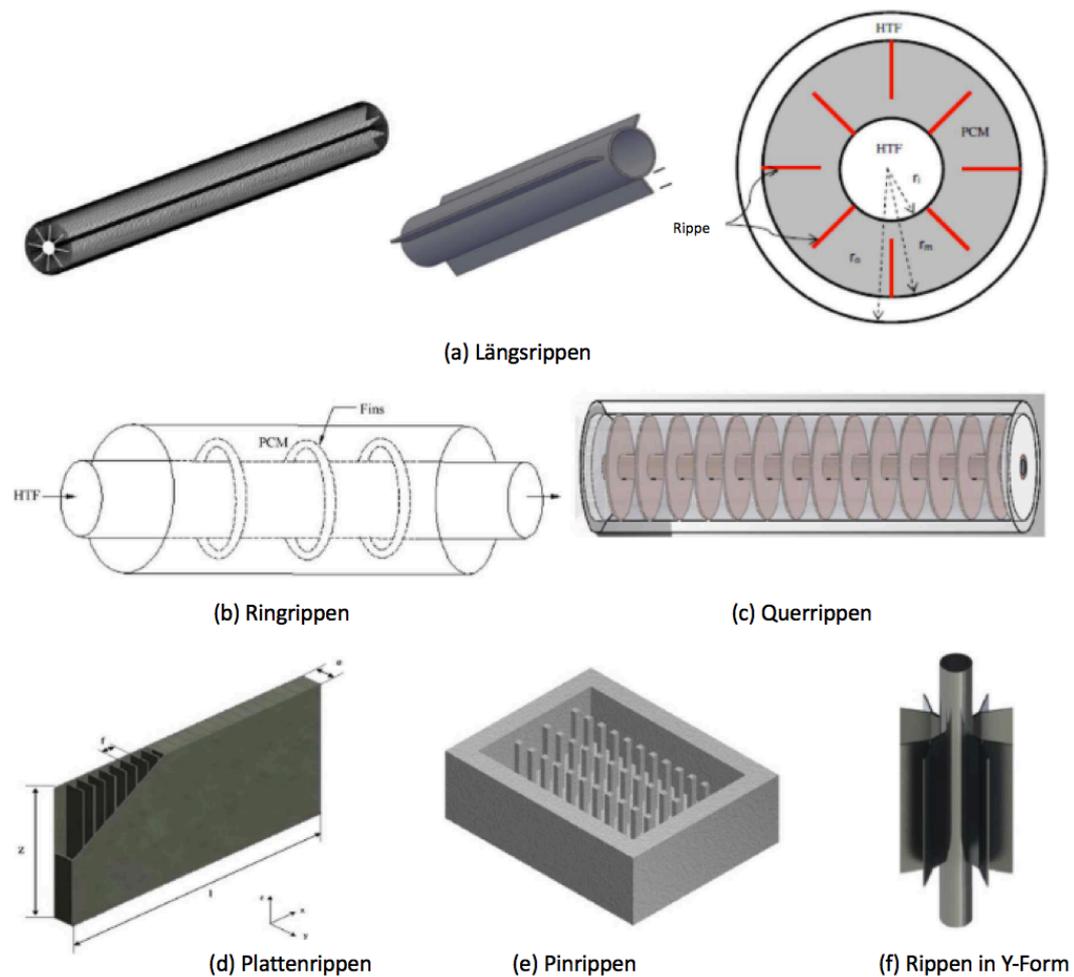


Abbildung 19: diverse Rippenkonfigurationen für die Verwendung in PCM-LHTES Systemen [37]

Die Wahl der Rippengeometrie kann einen großen Einfluss auf die Performance des Speichers haben. Sciacovelli et al. [39] wies zum Beispiel, neben einer 24 % Steigerung der Speichereffizienz bei Verwendung einer optimalen Rippengeometrie in Y-Form, auch eine Abhängigkeit der optimal Rippengeometrie von der Speicherzykluszeit nach. Bei kürzeren Zykluszeiten erwiesen sich weit gespreizte, bei längeren Zykluszeiten enger gespreizte Geometrien als vorteilhaft.

3.3.2.2 PCM Verkapselung

Eine weitere Möglichkeit das Verhältnis von Speichermassenvolumen und Speichermassenoberfläche günstiger zu gestalten ist durch Verkapselung gegeben. Je nach Größe der Kapseln wird zwischen Makro- und Mikrokapseln unterschieden, vgl. Abbildung 20 und Abbildung 21.



Abbildung 20: PCM-Makrokapsel mit Stahl (links) und Polyolefin (rechts) Hülle [25]

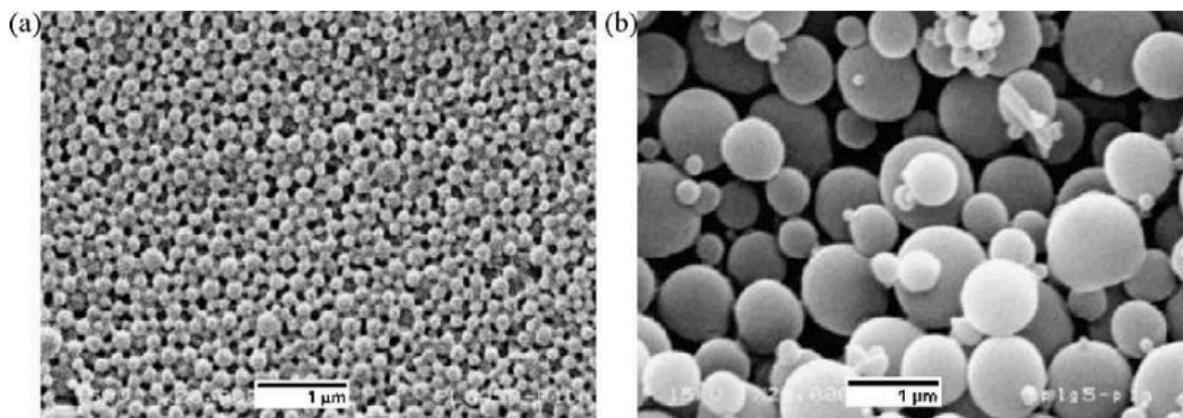


Abbildung 21: Mikroverkapselungen unter dem Mikroskop [40]

Während Makrokapsel als Kugel oder Zylinder in der Größenordnung von ein paar bis zu ein paar Hundert Millimetern rangieren, weisen die kugelförmigen Mikroverkapseln Durchmesser von ein paar Nanometern bis zu hunderten Mikrometern auf. [28]

Da mit kleineren Durchmessern auch die Oberflächenvergrößerung steigt, steigt auch das Verbesserungspotential direkt proportional an. Aus diesem Grund ist auch bei Mikroverkapselung das Steigerungspotential des Wärmestroms höher als bei Makroverkapselung. Als Schalenmaterial von Mikroverkapseln werden meist organische Stoffe wie Methylmethakrylat, Polystyrol oder Alginat verwendet. Die am weitest verbreitete Methode Mikroverkapselungen herzustellen ist die Polymerisation in verschiedenen Varianten, wie Emulsionspolymerisation, Kondensationspolymerisation oder Suspensionspolymerisation. Bei der Emulsionspolymerisation werden das PCM, das Hüllenmaterial in Monomer-Form und Benetzungsmittel in Wasser vermischt. Dieses Gemisch wird anschließend in einem Mixer zu einer homogenen Emulsion verrührt in der das PCM in feine Tropfen gespalten ist. Um diese Tröpfchen kommt es anschließend zur Polymerisation der Monomere um die Mikroverkapseln zu formen [41]. In Abbildung 22 ist dieser Prozess schematisch dargestellt.

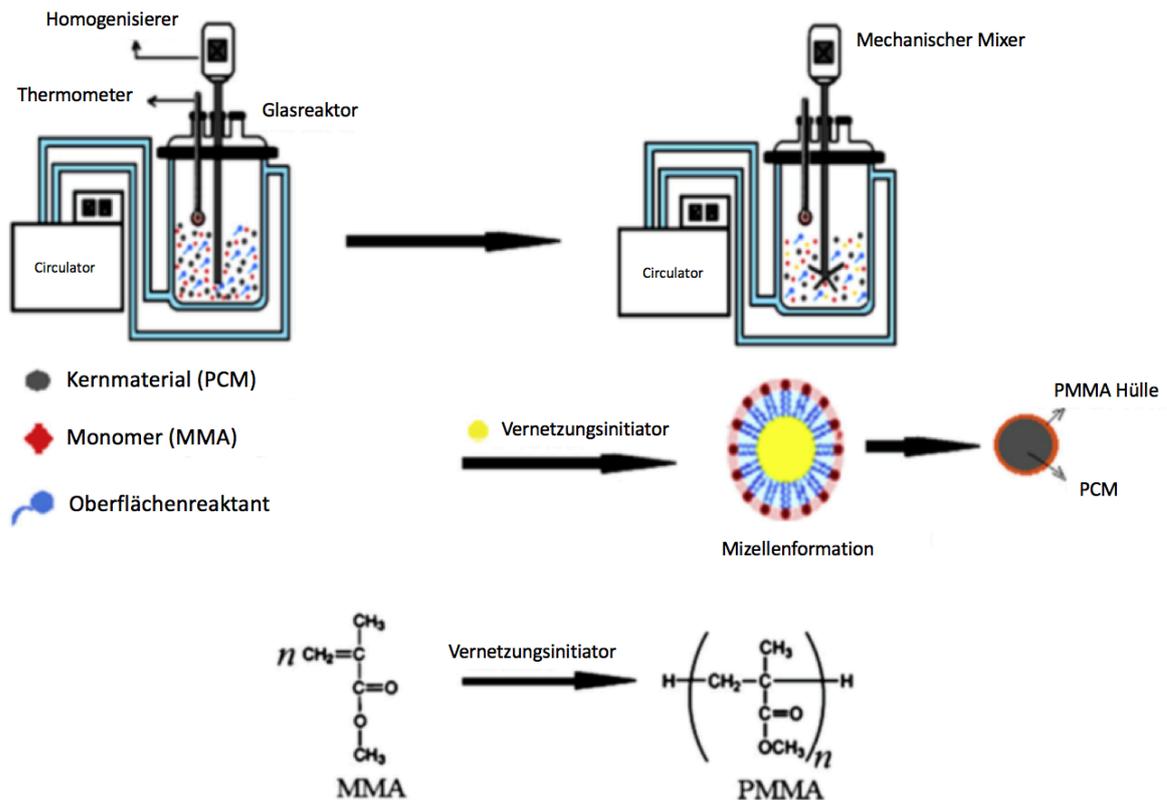


Abbildung 22: Schematischer Ablauf der Emulsionspolymerisation und der Hüllenformation [41]

Wegen der unzureichenden Temperaturbeständigkeit der Hüllstoffe werden Mikro kapseln mit Füllstoffen wie Paraffin oder Fettsäuren hauptsächlich im Niedrigtemperaturbereich verwendet [28,40]. Will man die Verkapselung für höhere Temperaturbereiche verwenden, werden Makrokapseln benötigt, bei denen das PCM in metallische Hüllen gepackt wird. Wenn bei dieser Art der Verkapselung die Hülle den, durch die Volumenänderung des PCM während des Phasenwechsels, entstehenden Druck nicht kompensieren kann, müssen geeignete Maßnahmen getroffen werden um ein Bersten der Hülle zu vermeiden. Zu diesem Zweck werden Luftkammern in die Kapseln integriert, welche die Volumenänderung kompensieren. [19]

Zur Integration in eine Anlage, werden solche Kapseln meist in einem Behälter gefüllt, durch den, ähnlich wie bei einem Festbettregenerator vgl. Abschnitt 2.3.2, der HTF-Fluss geleitet wird. Ein solcher Aufbau ist schematisch in Abbildung 23 dargestellt. Durch diese Anordnung bietet die Methode der Verkapselung neben der großen Wärmeaustauschfläche noch den Vorteil, dass PCM und Behältermaterial nicht direkt in Kontakt kommen, was gerade bei hoch korrosiven Speicher materialien wie zum Beispiel Salzen insofern vorteilhaft ist, als dass in der Regel günstigere Behältermaterialien verwendet werden können. [9]

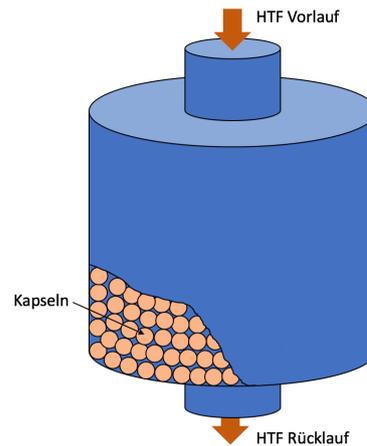


Abbildung 23: Schematische Darstellung eines Wärmespeichers mit Verkapseltem PCM als Speichermedium nach [42]

3.3.2.3 Multi-Tube Speicher

Als letzte Möglichkeit die Wärmeaustauschfläche im Speicher zu vergrößern, soll an dieser Stelle das Multi-Tube Konzept genannt sein. Bei dieser Ausführung wird der HTF-Fluss anstatt durch ein zentrales Rohr, durch mehrere im Tank verteilte Rohre geleitet. Da bei größeren Speichern die Verwendung dieser Ausführung ohnehin angewendet werden muss, um ausreichende Ein- und Ausspeicherzeiten zu erzielen, stellt diese Ausführung eigentlich nicht wirklich eine Optimierungsmethode dar, verbessert aber dennoch das Verhältnis zwischen Speichermassenoberfläche und -volumen und ist deshalb hier der Vollständigkeit halber angeführt. Diese Ausführung wird auch gerne mit Rohrrippen oder leitenden Einsetzen, wie Kohlenstoffbürsten oder Kohlefasereinlagen, ausgestattet um den Wärmetransport noch weiter zu verbessern.

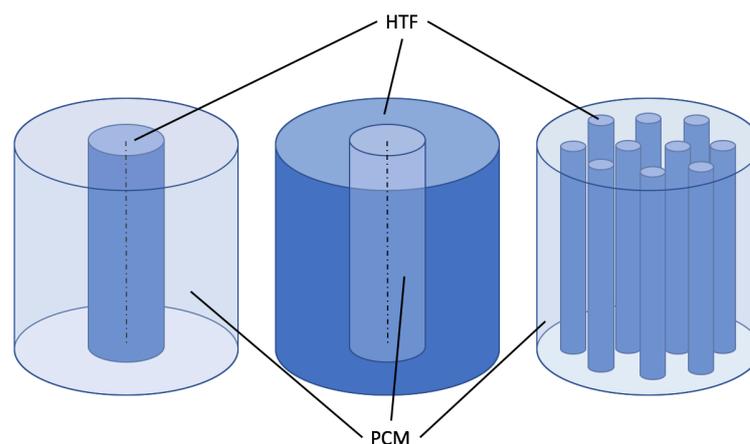


Abbildung 24: Vergleich zwischen Shell-and-Tube Speichern mit HTF-Fluss außen und innen sowie in Multi-Tube Ausführung mit HTF Fluss durch die Innenrohre nach [42]

3.3.3 Verbesserung des Wärmübergangs

Aus physikalischer Sicht existieren noch zwei mögliche Ansätze den Wärmeübergang zwischen HTF und PCM zu verbessern. Zum einen besteht die Möglichkeit die Speichermasse besser auf den Temperaturverlauf des HTF abzustimmen, zum anderen kann der Wärmeübergang durch Verdampfung und Kondensation intermediärer HTF verbessert werden.

3.3.3.1 Multiple PCM Anordnung

Wie aus Gleichung (10) hervorgeht, kann der Wärmestrom zwischen System und Umgebung neben der Erhöhung des Wärmedurchgangskoeffizienten und der Vergrößerung der Wärmeaustauschfläche noch auf eine dritte Art beeinflusst werden, nämlich anhand seiner treibenden Kraft, dem Temperaturunterschied zwischen HTF und Speichermasse. Nun ist in der Praxis diese Temperaturdifferenz aber meistens schon durch HTF-Vorlauftemperatur und Phasenwechseltemperatur gegeben. Folglich ist es sehr schwierig diese Temperaturdifferenz zu verändern.

Trotzdem gibt es eine Möglichkeit an dieser Stellschraube zu drehen, indem man den Verlauf der Temperaturdifferenz über den gesamten Speicher optimiert. Um dies zu tun wurde vorgeschlagen mehrere unterschiedliche Phasenwechselmaterialien in Serie zu verbinden und so den Temperaturunterschied zwischen Phasenwechseltemperatur und der, über die Speicherlänge abfallenden, HTF-Temperatur möglichst konstant zu halten.

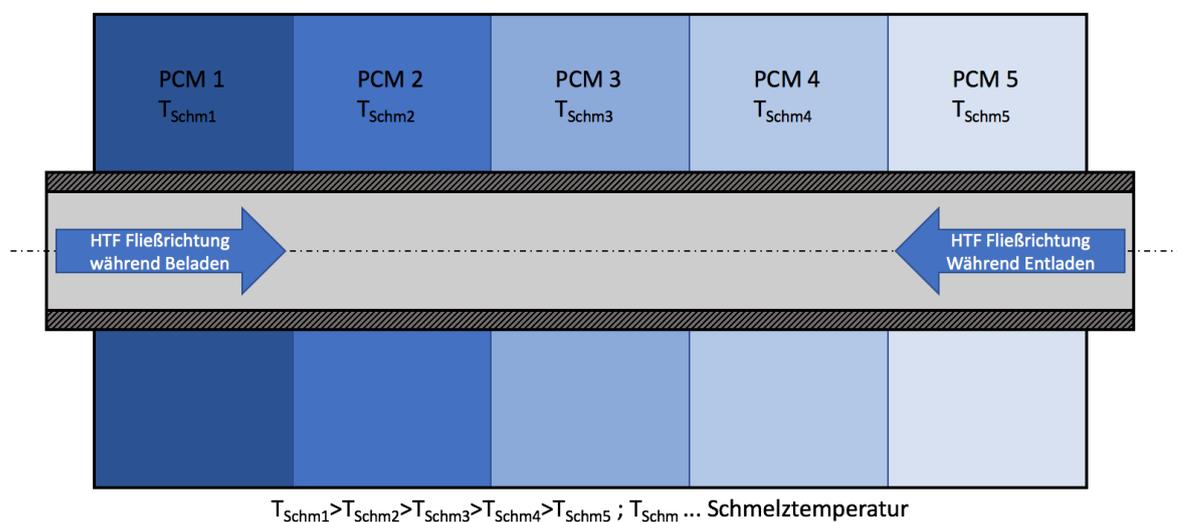


Abbildung 25: Schematische Anordnung mehrerer PCM in einem Shell and Tube Speicher nach [27]

Dieses Ziel wird dadurch erreicht, dass die Phasenwechseltemperaturen der einzelnen PCM möglichst gut auf den Verlauf des HTF in der Art abgestimmt wird, dass beim Ladevorgang die Schmelztemperaturen der PCM in HTF-Fließrichtung abnehmen und beim Entladevorgang zunehmen, vgl. Abbildung 25.

In Abbildung 26 ist schematisch der Temperaturverlauf des HTF über die Speicherlänge während der Be- und Entladung dargestellt. Zwischen diesen Temperaturverläufen sind die Schmelztemperaturen der Speichermaterialien in Farbe eingezeichnet. Man erkennt deutlich, dass bei Verwendung mehrere PCM ein Abfallen des Temperaturunterschieds über die Speicherlänge verringert bzw. verhindert werden kann, um so den Wärmestrom über die gesamte Speicherlänge aufrecht zu erhalten.

Durch diese Schaltung der PCM wird wegen dem, über die Speicherlänge, konstanteren Wärmestrom, nicht nur die HTF-Rücklauftemperatur konstanter gehalten, sondern auch der Exergieverlust enorm verringert. [24,26–28,40]

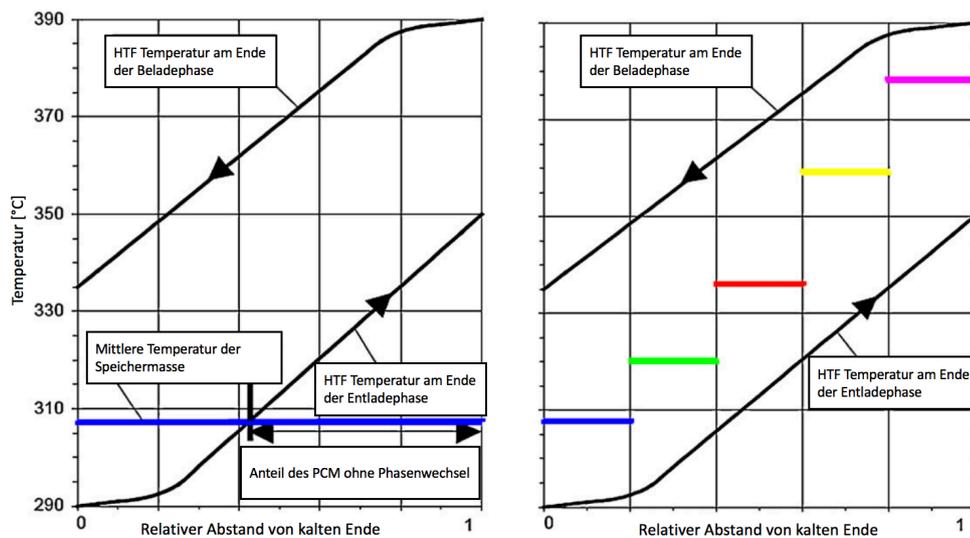


Abbildung 26: Theoretischer Temperaturverlauf in einem Wärmespeicher aus einem PCM (links) und aus fünf verschiedenen PCM (rechts) [27]

Die Anwendung von Multiplen PCM ist jedoch nicht nur auf Speicher mit innenliegendem, HTF-Fluss beschränkt (Abbildung 24 links), sondern kann auch für Speicher mit umströmten zylindrischen PCM Kapseln verwendet werden. In diesem Fall werden die Kapseln mit PCM mit nach außen steigenden Schmelztemperaturen gefüllt.

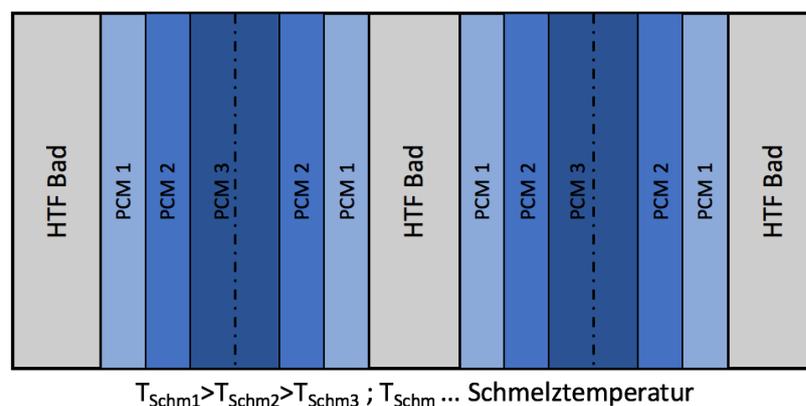


Abbildung 27: Schematischer Ausschnitt zweier Zylindrischer Kapsel mit Multiple PCM Anordnung nach [27]

3.3.3.2 Heat-Pipes

In Abschnitt 3.3.1 wurde bereits mit Gleichung (11) beschrieben, welche Faktoren Einfluss auf den Wärmedurchgangskoeffizienten haben. In diesem Abschnitt wurden jedoch nur Methoden erläutert, welche die Wärmeleitfähigkeit oder den Wärmeübergangskoeffizienten des Speichermediums beeinflussen.

Als dritte Möglichkeit bietet sich noch an, den Wärmeübergangskoeffizienten des Wärmeträgermediums zu erhöhen. Eine Möglichkeit dies zu tun besteht im Einsatz sogenannter Heat-Pipes. In diesen Heat-Pipes wird ein Wärmeträgerfluid verdampft zu einer Wärmesenke befördert und dort auskondensiert. Das Kondensat rinnt anschließend wieder zur Wärmequelle zurück und schließt so den Kreislauf. Mit dieser Funktionsweise machen sich diese Bauteile die enorme Erhöhung des Wärmeübergangs bei Phasenwechseln zu Nutze um Energie schneller vom warmen zum kalten Medium zu transportieren [26,27]. In Abbildung 28 ist die Funktionsweise einer Heat-Pipe schematisch dargestellt.

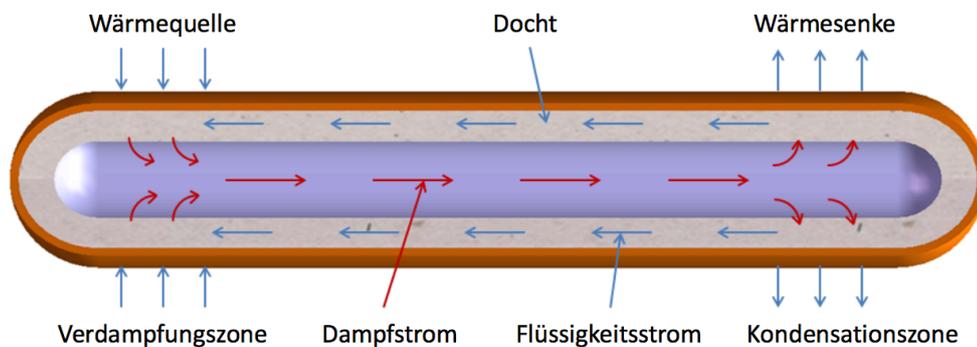


Abbildung 28: Heat-Pipes Funktionsschema Quelle: <https://www.myheatsinks.com/heat-pipe-solutions/standard-heat-pipes/>

In Wärmespeichern werden Heat-Pipes, wie in Abbildung 29 schematisch dargestellt, eingesetzt. Sie werden in Abständen in die Speicherrohre integriert und sorgen dort für einen verbesserten Wärmefluss zwischen HTF und PCM. [43]

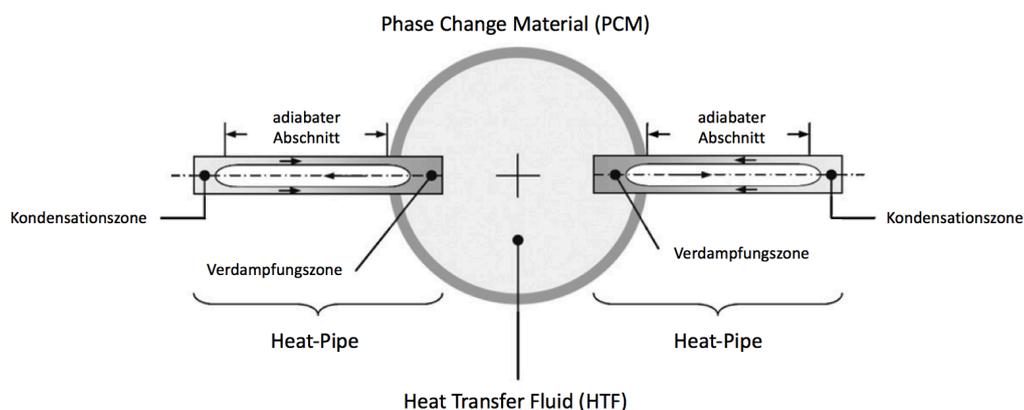


Abbildung 29: Wärmetransport zwischen HTF und PCM mit Hilfe von Heat-Pipes [43]

3.3.3.3 Intermediäre HTF

Im Prinzip entspricht die Funktionsweise thermischer Energiespeicher mit intermediären HTF der von Heat-Pipes. Auch hier macht man sich die massive Erhöhung des Wärmeübergangs bei Verdampfung und Kondensation zu Nutze. Dieses System wurde erstmals als Reflux Heat Transfer Storage (RHTS) von Adinberg et al. [44] zur Bereitstellung überhitzten Dampfes vorgestellt.

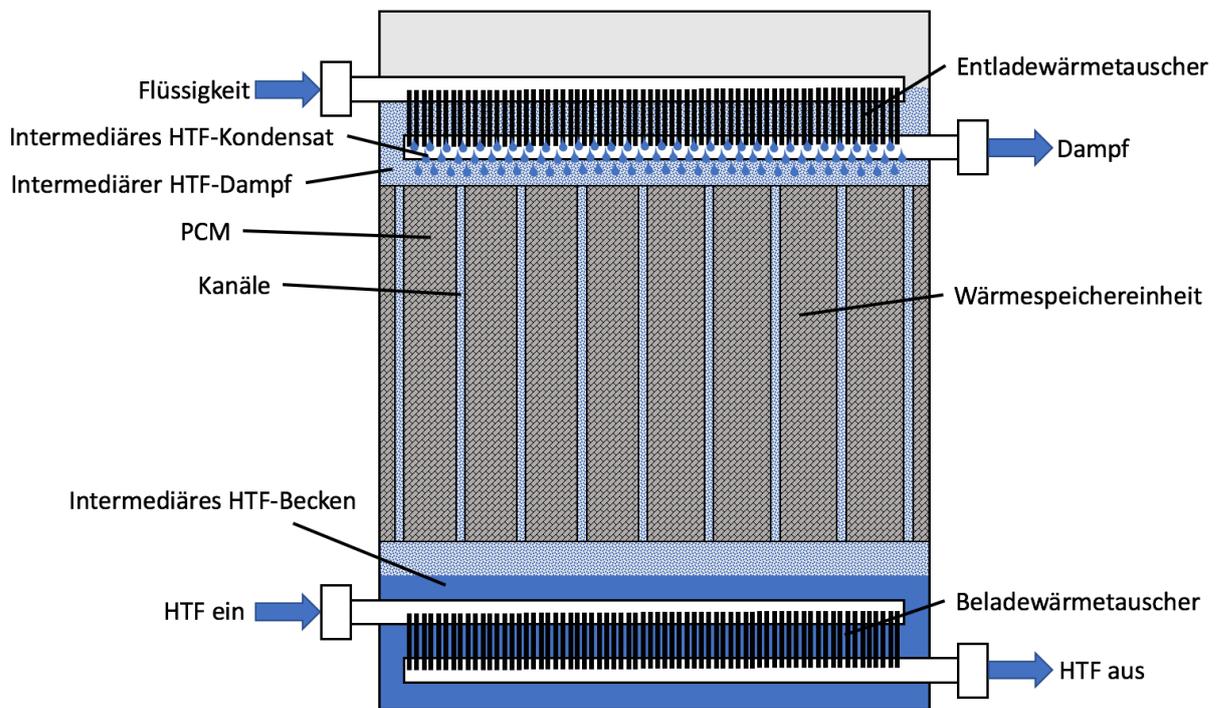


Abbildung 30: Schematische Darstellung eines Wärmespeichers mit intermediärem HTF nach [44]

Wie in Abbildung 30 dargestellt, sind Wärmetauscher für Ein- und Ausspeichervorgänge PCM-extern oben und unten im Speicher platziert. Da der Einspeicherwärmetauscher in einem HTF-Becken eingetaucht ist, wird dieses beim Einspeichern verdampft und durch Kanäle, welche im PCM verteilt sind, geleitet. Beim Einspeichervorgang kondensiert das intermediäre HTF an den Kanalwänden aus und gibt so seine Wärme an das Speichermaterial ab. Beim Ausspeicher wird das flüssige HTF an den Kanalwänden des warmen Speichers verdampft und durch diese Kanäle zum Ausspeicherwärmetauscher befördert, an welchem es auskondensiert. Das Kondensat läuft anschließend wieder in das HTF-Becken zurück.

Adinberg et al. [44] verwendete in seinem Speicher eine Zink/Zinn-Legierung (70/30 wt%) als PCM und ein eutektisches Diphenyl- und Diphenyloxid Gemisch als HTF um überhitzten Dampf im Temperaturbereich von 350-400 °C zu erzeugen.

3.4 Speichersysteme und Anwendungen

Bei thermischen Energiespeichersystemen wird im Allgemeinen zwischen aktiven und passiven Systemen unterschieden. Passive Speicher benötigen zur Wärmeübertragung im Speichermaterial keinerlei Pumpleistung, sondern nutzen physikalische Phänomene wie thermische Trägheit und natürliche Konvektion aus. Der Wärmetransport erfolgt über definierte Oberflächen (Wärmetauscher), sodass Wärmeträgermedium und Speichermaterial nie in direkten Kontakt treten. Bei dieser Art der Wärmespeicherung kann es zur Bildung von Erstarrungsfronten kommen, welche den Wärmeübergang stark beeinträchtigen können. Durch geeignete Speicheroptimierung, vgl. Abschnitt 3.3, kann diesem Phänomen jedoch entgegengewirkt werden. Während bei passiven Systemen das Speichermedium in Ruhe gelagert wird, wird es in aktiven Speichersystemen bewegt, um dem System Konvektion aufzuzwingen. Durch die erzwungene Konvektion ist der Wärmeübergang in aktiven Speichern in der Regel besser.

Die für erzwungene Konvektion notwendige Materialbewegung kann im Speichersystem durch verschiedene Methoden realisiert werden. Das Speichermedium kann etwa Mittels Rührwerke durchmischt oder durch ein durchströmendes HTF in Bewegung versetzt werden. In Mehrtankssystemen kann das Speichermaterial aber auch direkt als HTF verwendet werden. In diesem Fall wird durch Pumpen und den dadurch erzeugten Zu- und Abfluss von HTF aus bzw. in die Wärmespeicher eine ständige Umwälzbewegung des Speichermaterials erzeugt. [19,45]

3.4.1 Passive Systeme

Die ersten Anwendungen fanden passive LHTES-Systeme als Wärmesenken in der Klimatechnik. Bei dieser Anwendung werden Wärmespeicher in das Gebäude integriert, um die Temperatur in diesem zu regulieren. Tagsüber wird, bei höheren Außentemperaturen, ein Teil der einfallenden Wärme vom PCM aufgenommen und gehalten, was eine zu starke Erwärmung des Innenraumes verhindert. Fällt nachts die Temperatur wieder ab, wird die aufgenommene Wärme wieder freigesetzt. Dies verhindert zum einen ein zu starkes Abkühlen des Innenraumes und ermöglicht eine erneute Wärmeaufnahme am nächsten Tag.

Dieser Mechanismus bewirkt eine Dämpfung der täglichen Temperaturschwankungen im Gebäude und trägt zur Senkung der, für ein angenehmes Raumklima nötigen, Heiz- bzw. Kühlleistung bei. In Abbildung 31 ist die Wirkung von in Gebäuden integrierten PCM-Wärmesenken schematisch dargestellt. Vergleichend sind Temperaturverlauf mit und ohne PCM Wärmesenke über eine Periode dargestellt. Die dämpfende Wirkung des PCMs ist deutlich erkennbar.

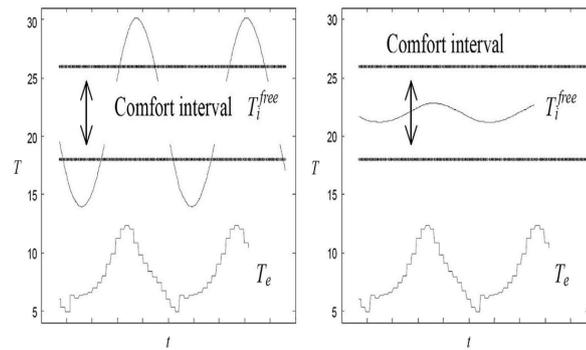


Abbildung 31: Verlauf der Gebäudeinnentemperatur ohne Wärmesenken (links) und mit Wärmesenken (rechts) in Abhängigkeit vom Verlauf der Außentemperatur (unten) [9]

Anwendung finden solche latenten Wärmespeichersysteme auch in der Automobilindustrie. Es existieren bereits Konzepte wo PCM-Speicher als Wärmesenken in Fahrzeugen eingesetzt werden um, ähnlich wie bei Gebäuden, die Fahrzeuginnentemperatur zu regulieren. Jamekhorshid et al. [46] haben beispielsweise 755g PCM in einem Fahrzeugdach untergebracht. Während die Spitzentemperatur eines Vergleichsfahrzeuges im Verlauf eines Tages 68,5 °C erreichte, konnte die maximale Temperatur des Fahrzeugs mit Wärmesenke auf 35 °C begrenzen werden. Wärmespeicher in Fahrzeugen werden auch zur Motorvorwärmung verwendet um Kaltstarts zu vermeiden und so den Schadstoffausstoß zu verringern [47].

Passive Energiespeicher finden mittlerweile auch als Wärmesenken in elektronischen Komponenten Anwendung. Da moderne Computerchips bereits Wärmemengen von bis zu 50 W/cm² freisetzen können [9], ist Überhitzung bei solchen Bauteilen bereits zu einem der häufigsten Ausfallursachen geworden. Wie unter anderen Hosseinizadeh et al. [48] zeigte, können auch hier latente Wärmespeichersysteme Abhilfe schaffen.

Weiteres Potential erschließt sich in der Verwendung als Wärmesenken in Photovoltaikanlage. Da die von PV-Modulen abgegebene Leistung mit steigender Temperatur abfällt, könnten PCM Wärmespeicher zu steigenden Wirkungsgraden beitragen. Die während des Tagesbetriebs aufgenommene Wärme könnte dabei auch potentiell als Niedrigtemperatur Wärmequelle herangezogen werden, vgl. Abbildung 32. [49,50]

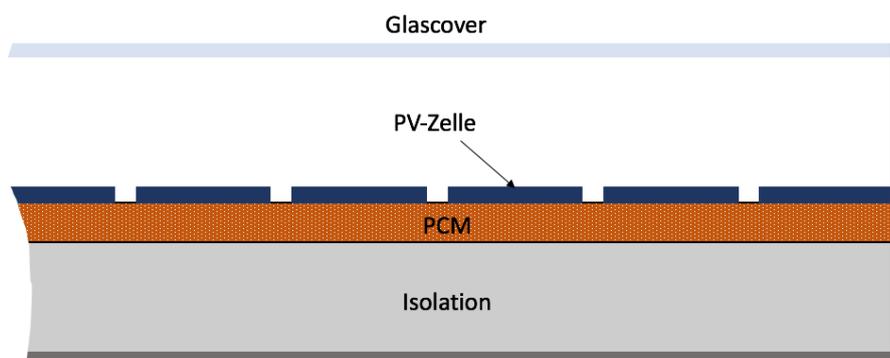


Abbildung 32: Schema eines PV-Moduls mit integrierter PCM-Wärmesenke

Neben dem Einsatz als Wärmesenke im Niedrigtemperaturbereich können passive Wärmespeicher auch für höhere Temperaturniveaus eingesetzt werden. In diesen Temperaturbereichen ergeben sich vor allem Einsatzperspektiven in Anlagen industriellen Maßstabs, wo sie durch geeignete Systemintegration zur Abwärmenutzung diverser Prozesse, oder zur Betriebsflexibilisierung solarthermischer Kraftwerke herangezogen werden können. Speichersysteme können aber auch zur Generierung zusätzlicher Flexibilitätsoptionen in konventionellen kalorischen Kraftwerken dienen.

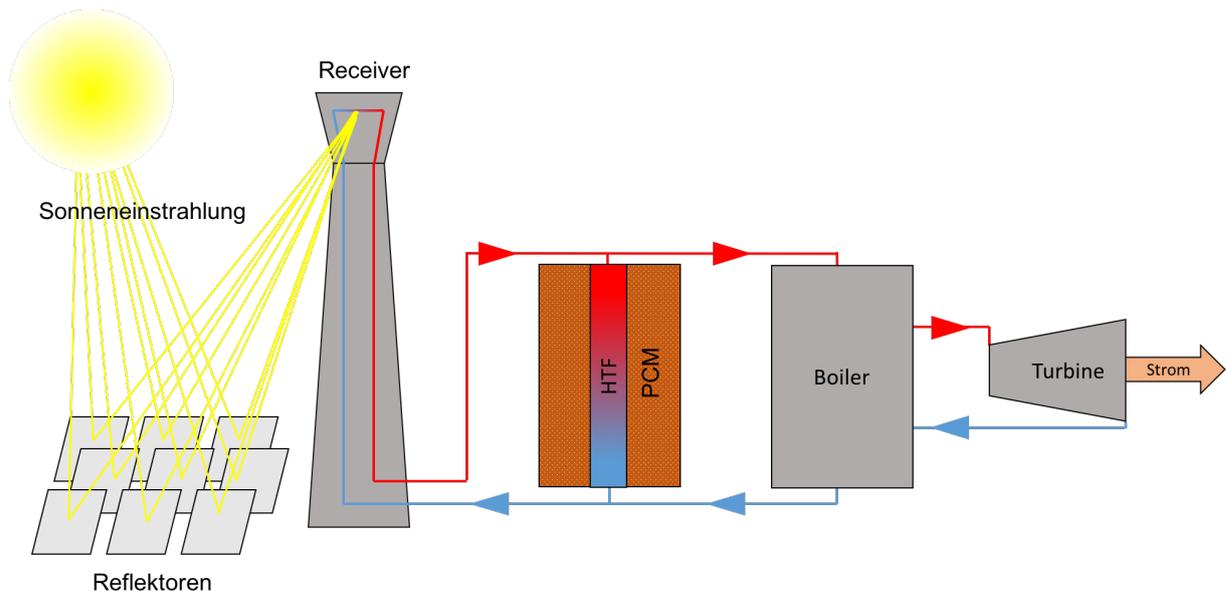


Abbildung 33: Schema eines passiven Latentwärmespeichers integriert in eine CSP-Anlage nach [45]

Besonders die Anwendung in solarthermischen Anlagen wurde, von der Energiewende getrieben, in jüngerer Vergangenheit sehr interessant [45,51]. Da die einfallende Sonnenstrahlung diese Kraftwerke nur tagsüber mit Energie versorgt. Um die Stromproduktion ganztägig zu ermöglichen, werden Speichersysteme benötigt, welche nachts bzw. bei unzureichender Einstrahlung die benötigte Energie liefern. Wegen der Form der genutzten Primärenergie dieser Kraftwerke bieten sich Wärmespeicher für diese Aufgabe besonders gut an. Dieses Vorgehen ermöglicht einen flexiblen Betrieb einer solarthermischen Anlage und gewährleistet somit die Konkurrenzfähigkeit zu konventionelle Kraftwerken. Die Einbindung eines passiven Wärmespeichers ist in Abbildung 33 schematisch dargestellt. Da die Entwicklung für diese Anwendung noch im Anfangsstadium steckt und im Bereich der Speicheroptimierung (Abschnitt 3.3) noch viel Forschungsarbeit nötig ist, finden latente Wärmespeicher derzeit noch keine große Anwendung in industriellen Anlagen. Bei diesen Anwendungen wird noch sensiblen Wärmespeichern der Vorzug gegeben. [45,51]

3.4.2 Aktive Systeme

Aktive Speichersysteme finden vor allem in großen Anlagen Anwendung wo sie durch geeignete Systemintegration ebenfalls zur Abwärmenutzung industrieller Prozesse, oder zur Betriebsflexibilisierung solarthermischer Kraftwerke herangezogen werden können.

Da bei diesen Anwendungen hohe Druckverluste durch lange Rohrleitungen auftreten und hohe Wärmestromdichten sowie hohe Temperaturniveaus, höhere, als durch natürliche Konvektion mögliche, Wärmeübertragungsgeschwindigkeiten nötig machen, wird in diesen Anlagen das Speichermedium selbst zirkuliert, um durch erzwungene Konvektion den Wärmeübergang zu erhöhen. [45]

Im Falle der aktiven Energiespeicher kann zwischen direkten und indirekten Systemen unterschieden werden. Zeichnen sich indirekte Systeme mit der strikten Trennung von HTF und PCM aus, kommen bei direkten Systemen beide Medien in Kontakt. Es wird also kein Wärmetauscher eingesetzt. [9]

3.4.2.1 Indirekte aktive Systeme

Bei indirekten aktiven Speichersystemen werden im Allgemeinen sensible Speichermedien verwendet, es können aber auch latente Speichermedien genutzt werden.

Indirekte aktive Wärmespeicher können als Ein- bzw. Zwei-Tank-System ausgeführt werden. Bei einem Zwei-Tank-System wird, wie in Abbildung 34 (a) gezeigt, das Speichermedium zwischen zwei Tanks hin und her bewegt. Die Wärmeübertragung zwischen Speichersystem und Anlage findet dabei über einen Wärmetauscher statt, sodass Speichermedium und HTF nicht in Kontakt treten.

In einem Ein-Tank-System, oder Thermocline-System, wird der Dichteunterschied zwischen warmen und kaltem Speichermedium ausgenutzt, vgl. Abbildung 34 (b).

In einem solchen Speichertank befindet sich das Speichermedium geschichtet auf unterschiedlichen Temperaturniveaus. Zum Einspeichern wird Speichermedium vom kalten Tankende durch einen Wärmetauscher zum warmen Tankende gepumpt. Beim Ausspeichern läuft dieser Prozess umgekehrt ab. Solche Thermocline-Systeme können auch mit Füllstoffen ausgeführt werden. Bei dieser Form dient dieser Füllstoffen als Hauptwärmespeicher. Durch das Füllmaterial wird ein sekundäres HTF geleitet um Wärme ab- bzw. zuzuführen. Bei solchen Speichern wäre auch der Einsatz von PCMs als Füllstoffe denkbar [52].

Als Weiteres indirektes aktives Speichersystem sind Latentwärmespeicher mit integriertem Rührwerk zu nennen. Dieses Rührwerk kann auch gleichzeitig als Wärmetauscher verwendet werden und verhindert durch ständiges umwälzen des Speichermediums die Bildung einer Erstarrungsfront. Mit Rührwerken können auch Separationsvorgänge, wie sie beispielsweise bei Salzhydraten auftreten, unterdrückt werden. Solche Rührwerkspeicher können aber auch mit sensiblen Speichermedien ausgestattet sein. [19]

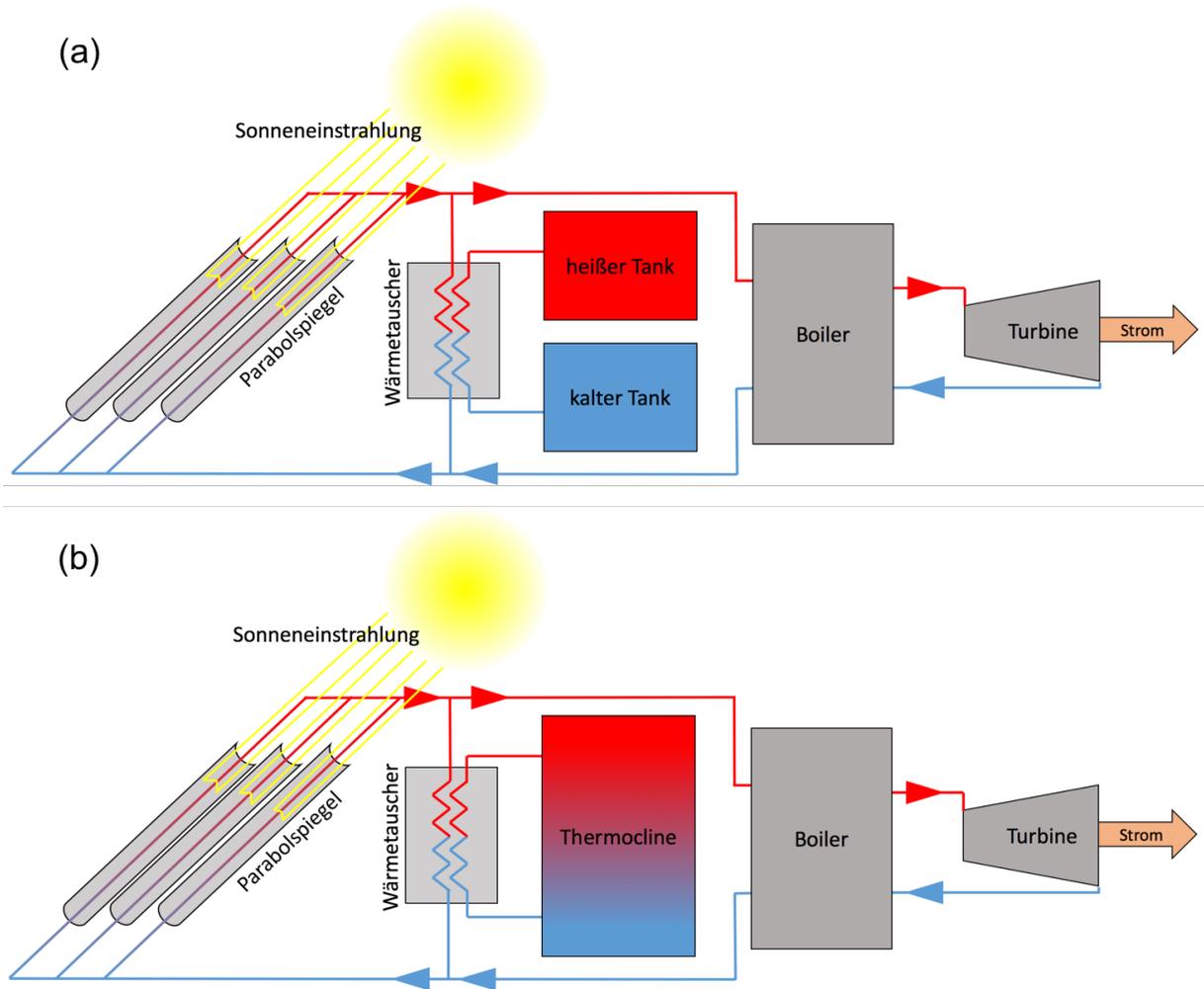


Abbildung 34: Aktive Speichersysteme integriert in eine CSP-Anlage nach [9,45]: (a) indirektes Zwei-Tank System und (b) indirektes Ein-Tank (Thermocline) System

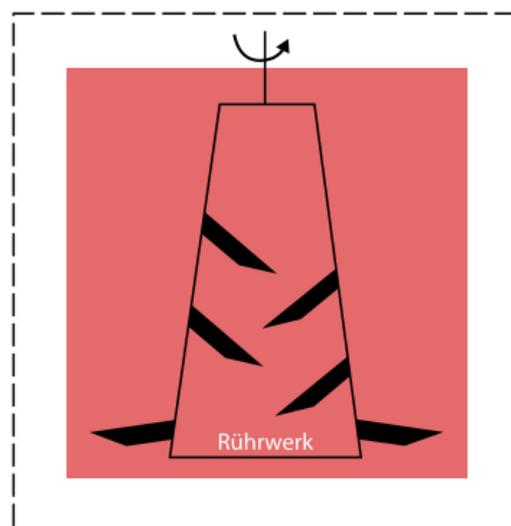


Abbildung 35: Schema eines Wärmespeichers mit integriertem Rührwerk [19]

3.4.2.2 Direkte aktive Systeme

Im Gegensatz zu indirekten Speichern kommen bei direkten Speichern HTF und Speichermedium in direkten Kontakt. Typischerweise übernimmt bei direkten Systemen das verwendete HTF auch die Funktion des Speichermaterials. Abbildung 36 zeigt schematisch den Aufbau eines, in eine CSP-Anlage integrierten, direkten Speichersystems. Das HTF wird bei dieser Anordnung ständig durch die Wärmequelle als auch die beiden Speichertanks gepumpt.

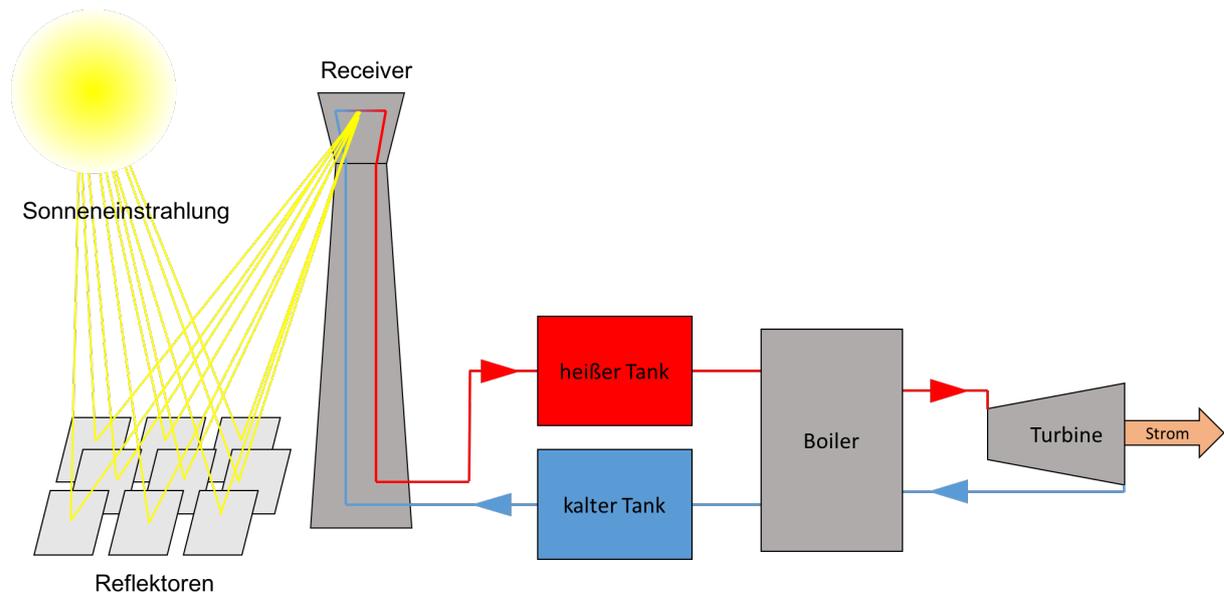


Abbildung 36: direktes-aktives-Speichersystem ausgeführt als Zwei-Tank-System in eine CSP Anlage integriert nach [9,45]

Neben sensiblen Speichermedien können bei diesen Systemen auch PCM, durch Verwendung sogenannter Slurries, zur Anwendung kommen. Bei Slurries handelt es sich um PCMs, welche auch nach Erstarrung pumpfähig bleiben und so potentiell auch die Funktion als HTF erfüllen können. Slurries können durch unterschiedliche Methoden realisiert werden. Es können sogenannte „Eis-Slurries“ verwendet werden, welche als HTF und Speichermedium eingesetzt werden. Des Weiteren können Emulsionen mit Substanzen unterschiedlicher Hydrophilie, welche mit Emulgatoren kombiniert sind, zum Einsatz kommen. Als letztes besteht noch die Möglichkeit ein Gemisch von HTF und mikroverkapselten PCM zu realisieren welches pumpfähig bleibt, vgl. Abbildung 37 (a). Der Anteil an mikroverkapselten PCM liegt dabei üblicherweise zwischen 20 % und 40 %. Bei solchen Mischungen ist besonders darauf zu achten, dass die Kapseln der Pumpe standhalten und nicht aufplatzen. [19]

Bei direkten Wärmespeichern müssen HTF und Speichermedium jedoch nicht immer ident sein. Denkbar sind auch Ausführungen in denen das Speichermedium vom HTF durchströmt und so durchmischt wird, vgl. Abbildung 37 (b).

Besonders bei Salzhydraten als Speichermaterial kann hier einer Separation der Komponenten vorgebeugt werden. Durch geeignete Wahl des Dichteunterschieds von Speichermaterial und HTF kann hier die Verweilzeit des HTF auf die Wärmeübertragungsgeschwindigkeit abgestimmt werden. Werden in solchen Systemen PCM als Speichermaterial verwendet, kann natürlich keine vollständige Erstarrung erfolgen, da sonst der HTF-Fluss unterbrochen werden würde. Um eine vollständige Erstarrung zu ermöglichen und das vollständige Speicherpotential auszuschöpfen kann ein Bypass verwendet werden, welcher den weiteren HTF-Fluss nach vollständiger PCM Erstarrung ermöglicht. Ein solcher Bypass hat jedoch eine Reduktion der Leistung zur Folge [19].

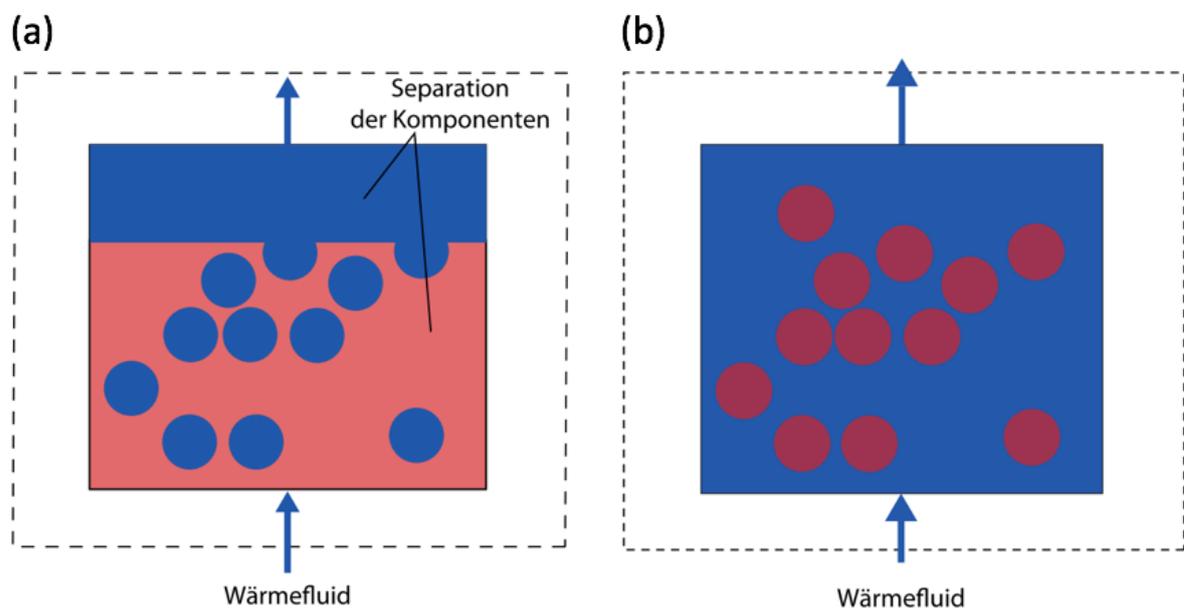


Abbildung 37: Schematische Darstellung von (a) Speichermaterial welches vom HTF durchströmt wird und (b) einem Slurrie-Speicher [19]

Eine andere Möglichkeit eine vollständige Erstarrung zu ermöglichen besteht darin das PCM porös erstarren zu lassen und den HTF-Fluss durch diese Poren zu ermöglichen. Martin et al. [53] erreichte dies zum Beispiel durch die tropfenförmige HTF-Zufuhr während des Ausspeicherprozesses. Das PCM erstarrt um die HTF-Tropfen herum und bildet feste PCM Kugeln, welche sich, aufgrund des Dichteunterschieds, an der Grenzschicht zwischen flüssigem PCM und HTF ansammeln, wodurch, an dieser Grenzschicht, eine poröse Schicht festen Speichermaterials entsteht.

4 Versuchsaufbau

Die im Zuge dieser Arbeit durchgeführten Messungen wurden an einer Versuchsanlage der Technischen Universität Wien durchgeführt. Dieses Kapitel soll einen detaillierten Überblick über den verwendeten Wärmespeicher, den Versuchsaufbau sowie die eingesetzte Messtechnik geben.

4.1 Der Wärmespeicher

Im Jahr 2012 wurde an der Technischen Universität Wien die erste Versuchsanlage zur Erforschung latenter Wärmespeicherung im Zuge einer Diplomarbeit von Prötsch [54] ausgelegt und in Betrieb genommen. Prötsch führte Untersuchungen an einem Multitube-Latentwärmespeicher mit sieben parallel angeordneten Wärmetauscherrohren durch. Er wählte 1400 kg Natriumnitrat (NaNO_3) als Speichermaterial. 2013 wurde von Urschitz [11] ein weiterer Latentwärmespeicher gebaut und in Betrieb genommen. Wie der Name LESY (Latentwärmespeichereinrohrsystem) verdeutlicht wurde dieser Speicher als Single-Tube-Speicher, also mit einem einzelnen zentralen Wärmetauscherrohr, ausgeführt. Durch die Verwendung eines einzelnen Rohres wurden Wechselwirkungen der Wärmetauscherrohre untereinander, wie sie bei Prötsch beobachtet wurden, eliminiert und eine qualitativ bessere Beobachtung des Schmelz- und Erstarrungsvorgangs ermöglicht.

Der in dieser Arbeit zum Einsatz gekommene Wärmespeicher wurde von Illyès im Jahr 2017 gebaut und kann als verbesserte Variante des ursprünglichen LESY (LESY 1) von Urschitz betrachtet werden und wird im Folgenden als LESY 2 bezeichnet. Im nachfolgenden Teil soll ein kurzer Überblick über die technische Ausführung dieses Speichers gegeben werden. Für eine detailliertere Beschreibung sei an dieser Stelle aber auf die Arbeit von Illyès [12] verwiesen.

4.1.1 Wärmetauschergeometrie

Wie in Abschnitt 3.3.2 ausführlich erläutert wurde, hat die Geometrie der Wärmetauscherfläche großen Einfluss auf das dynamische Verhalten eines thermischen Speichers. Aus diesem Grund ist mit der Optimierung dieses Parameters erhebliches Verbesserungspotential geboten. Die für diese Arbeit eingesetzte Wärmetauschergeometrie wurde erstmals von Walter et al. [55] in numerischen Simulationen untersucht und später von Urschitz [11] im LESY 1 in praktischer Anwendung getestet. Bei den durchgeführten Versuchen im LESY 1 wurde die Bildung einer asymmetrischen Schmelzfront beobachtet. Dieses Phänomen entsteht zufolge der im Tank auftretenden natürlichen Konvektion, welche im Zuge des Schmelzvorgangs, zu einer Ansammlung warmen Materials am oberen Ende des Speichertanks führt.

Das aufgestiegene warme Speichermaterial führt an den Sammelstellen zu verringerten Temperaturgradienten und folglich zu einem erheblich gehemmten Wärmeübergang, vgl. Abbildung 38. [10,11].

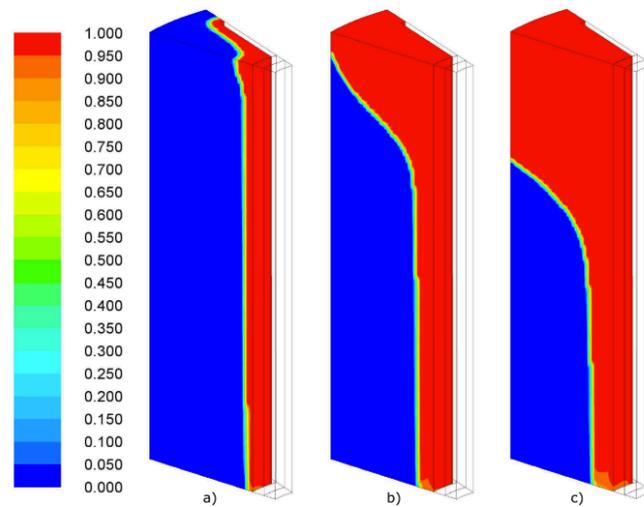


Abbildung 38: Flüssiganteil beim Aufschmelzvorgang eines Speichers mit Längsrippen [56] nach a) 115s, b) 400s und c) 600s

Böswarth [56] verglich mittels numerischer Simulationen in seiner Bachelorarbeit das dynamische Verhalten eines Wärmespeichers mit Längsberrippung mit jenem eines Wärmespeichers mit Längs- und Querberippung. Er errechnete eine um bis zu 33 % verkürzte Beladezeit. Die zusätzlichen Querrippen erzeugen eine axiale Sperre und verhindern eine Ansammlung aufgeschmolzenen Materials am oberen Speicherende. Die dadurch erzeugte gleichmäßigere Verteilung der Konvektion über die Wärmetauscherlänge hat eine gleichmäßigere Temperaturverteilung zur Folge und führt somit zu einem verbesserten Wärmeübergang.

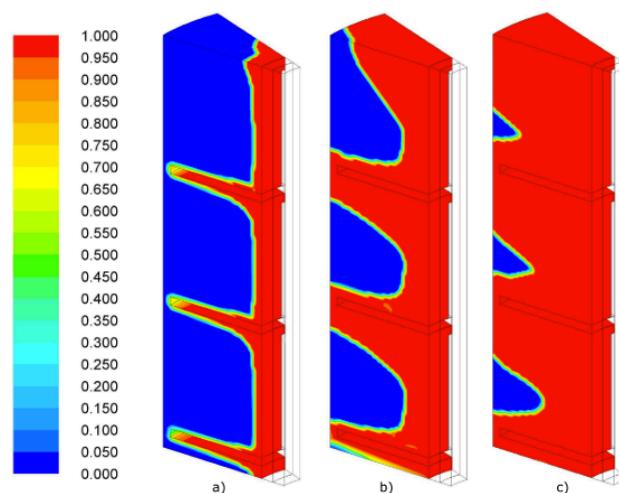


Abbildung 39: Flüssiganteil beim Aufschmelzvorgang eines Speichers mit Längs- und Querrippen [56] nach a) 115s, b) 400s und c) 600s

Obwohl der Einfluss der Konvektion während des Entladevorgangs eher nachrangig ist, wurde auch beim Erstarrungsprozess eine um 25 % verkürzte Entladezeit ermittelt. Dies lässt sich durch die vergrößerte Wärmetauscheroberfläche erklären. Mit der Ambition, dieses verbesserte Eigenschaftsprofil auch im LESY zu realisieren, wurde im LESY 2 das Wärmetauscherprofil von LESY 1 von Illyés mit fünf Querrippen in fünf Abschnitte unterteilt. In Abbildung 40 sind die verwendete Rippengeometrie von LESY 1, der von LESY 2 gegenübergestellt

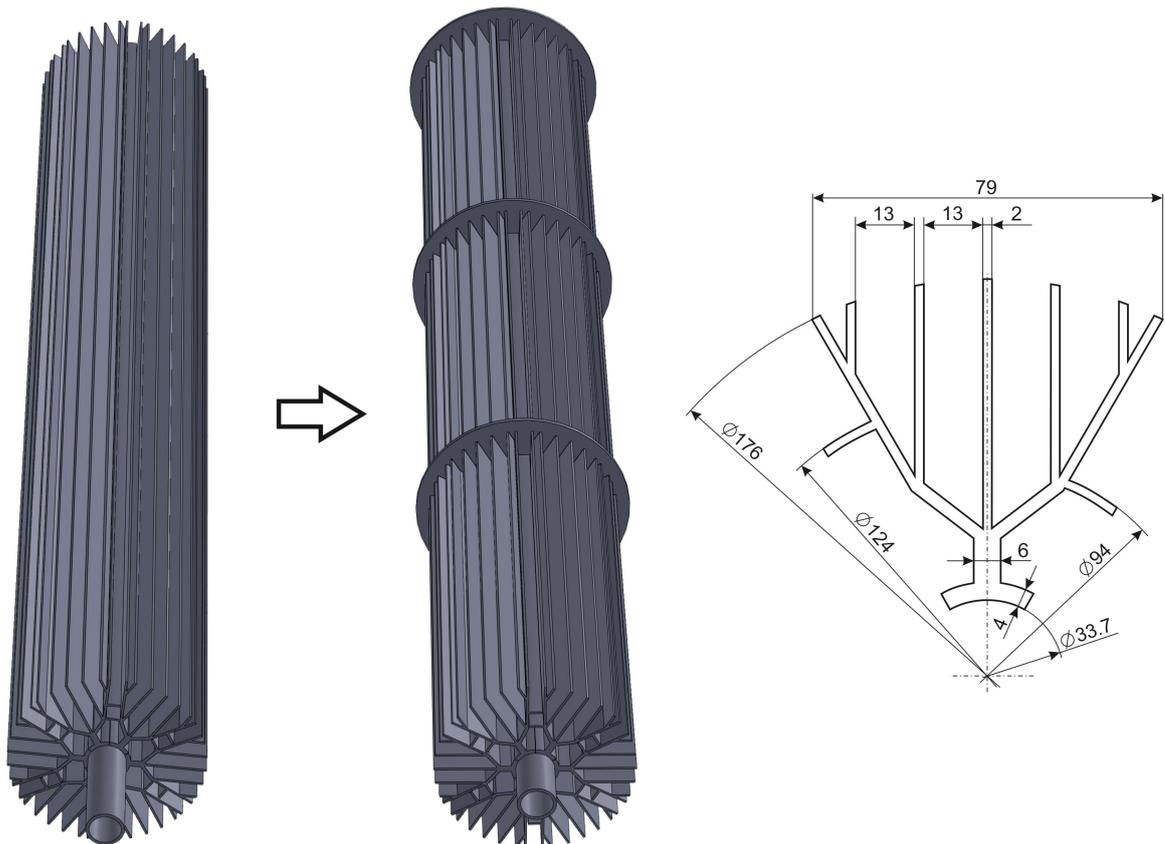


Abbildung 40: Ausschnitt der Rippengeometrie des Wärmetauscherrohres von LESY 1 (links) und LESY 2 (mitte), sowie die Maße der verwendeten Längsrippengeometrie (rechts), Grafik von Georg Scharinger-Urschitz 2018 TU Wien

Als Rippenwerkstoff wurde beim LESY 2, wie auch schon beim LESY 1, wegen seiner guten Wärmeleitfähigkeit von 235 W/mK (bei 20 °C) [57], Aluminium verwendet.

Die verwendeten Rippen wurden im Stranggussverfahren gefertigt und auf das innen liegende Stahlrohr mit Gelenkbolzenschellen befestigt, wobei auf die unterschiedlichen Wärmeausdehnungskoeffizienten dieser beiden Materialien zu achten war. Wie bereits erwähnt wurde das Wärmetauscherprofil mit Querrippen axial in fünf Bereiche unterteilt. Vier der fünf verwendeten Querrippen besitzen Außendurchmesser von 259 mm. Aufgrund der größeren Wandstärke des Klöpperbodens des Speichers besitzt die unterste Querrippe einen verringerten Durchmesser von 256,4 mm.

Alle Querrippen besitzen eine Wandstärke von 2 mm. Um die Ausdehnung des Speichermaterials während des Aufschmelzprozesses zu ermöglichen, wurde ein 2 mm Spalt zwischen Speichermantelinnenfläche und den Querrippen vorgesehen. Die verwendete Geometrie der Längsrippen ist in Abbildung 40 dargestellt. Die ersten vier Kammern des Speichers weisen eine Längsrippenlänge von 582 mm auf. Die oberste Kammer besitzt Längsrippen mit 662 mm Länge. Mit diesen Abmessungen wurde eine, mit LESY 1 idente, Axialausdehnung des Wärmetauscherprofils von insgesamt 3 m realisiert. Um bei der Montage des Wärmetauscherrohres die Flucht der einzelnen Längsrippenabschnitte zu gewährleisten wurden in den Querrippen Spannstifte vorgesehen welche in diese eingepresst wurden.

In Abbildung 41 ist die vorher beschriebene Anordnung der Längs- und Querrippen schematisch dargestellt. Ergänzend zeigt Abbildung 42 ein Foto des fertig zusammengebauten Wärmetauschers von LESY 2.

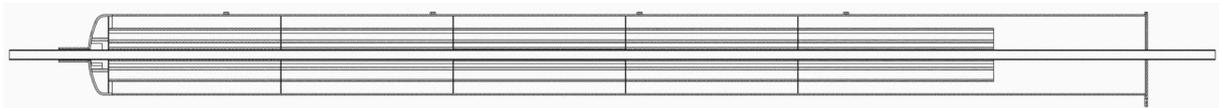


Abbildung 41: Schematische Darstellung der axialen Abschnitte von LESY 2



Abbildung 42: Foto des zusammengebauten Wärmetauschers von LESY 2, Foto von Viktoria Illyés 2018 TU

Wien

4.1.2 Temperaturfühler

Eine der größten Schwächen des LESY 1 bestand in der geringen Anzahl eingesetzter Thermofühler und der daraus resultierenden geringen Auflösung der gemessenen Temperaturverteilung. Des Weiteren waren die in LESY 1 verwendeten Sensoren auch mit gleichen Radialen Abständen platziert, was Rückschlüsse auf ein charakteristisches Schmelzverhalten des Wärmespeichers zwar grundsätzlich zuließ, eine genaue Beobachtung der Ausbreitung der Schmelz- oder Erstarrungsfront in radiale Richtung aber unmöglich machte.

Um diese Situation zu verbessern und somit eine genauere Beobachtung des Speichermassenverhaltens zu ermöglichen, wurden die vier ursprünglich im LESY 1 verwendeten Messstellen (Tc_1 bis 4, vgl. Abbildung 43) um 34 weitere ergänzt.

Die Erfassung der radialen Temperaturverteilung im Speicher wurde durch eine Sensorpositionierung an vier unterschiedlichen Messstellen ermöglicht. In Abbildung 43 werden die radialen Positionen, von innen nach außen mit a, b, c und d benannt, gezeigt. Sie weisen ausgehend vom Zentrum des Speichers Abstände von 47 mm, 72mm, 93 mm und 136,5mm auf. Somit sind die Messstellen a und b innerhalb der Wärmetauscherrippen, c außerhalb und d an der Außenseite des Speichertanks angeordnet.

Zur Erfassung der Temperaturverteilung in axialer Richtung, wurden an den Sensorpositionen a und b fünfzehn Messstellen vorgesehen, drei pro Speicherkammer, und für die Positionen c und d jeweils vier. Die axialen Abstände der Messpunkte in den Speicherkammern sind ausgehend von der Unterseite der unteren Querrippe der Kammer 100 mm, 294 mm und 488 mm. Die axialen Abstände der Messstellen c und d betragen, ausgehend von der Unterseite der untersten Querrippe, 400 mm, 1100 mm, 1800 mm und 2500 mm.

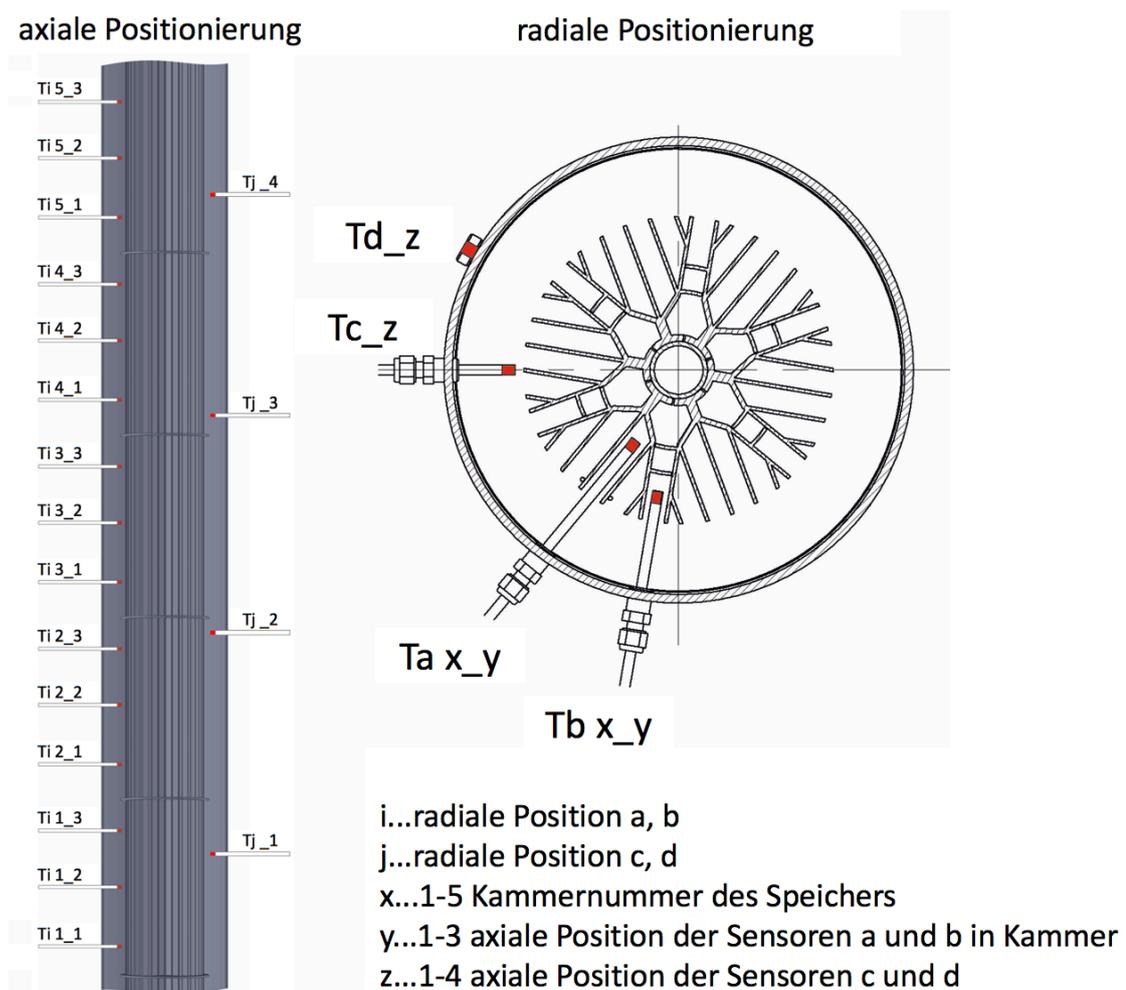


Abbildung 43: Radiale und axiale Positionierung der Thermofühler

Zur Messung der HTF Vor- und Rücklauftemperatur wurden ebenfalls zwei Thermofühler vorgesehen. Der HTF-Thermofühler am unteren Ende des Innenrohres wird als PT1, jener am oberen Ende als PT2 bezeichnet. Neben den zur Messung der Temperaturverteilung im Tank und HTF verwendeten Thermofühlern, wurde noch jeweils ein Sensor zur Aufzeichnung der Umgebungstemperatur sowie der äußeren Oberflächentemperatur der Tankisolierung (Abschnitt 4.1.4) verwendet.

Als Thermofühler zur Überwachung der Speichertemperatur an den Messstellen a, b und c wurden Mantel-Widerstandsthermometer des Typs PT 100 1/3 DIN verwendet, welche von der Firma Sensorshop 24 unter der Produktbezeichnung MWTG-6250-5.0-4L erworben wurden. Für die Messstellen d wurden Einschraubfühler des Typs PT 100 1/3 DIN verwendet, welche ebenfalls von der Firma Sensorshop 24 bezogen wurden. Ihre Produktbezeichnung lautet EF7G-PT100D-5.0-4L.

Abbildung 44 zeigt LESY 2 mit den montierten Thermofühlern der Messstellen a, b und c. Die Sensoren der Messstellen d werden vom Stahlträger, unten rechts im Bild, verdeckt.

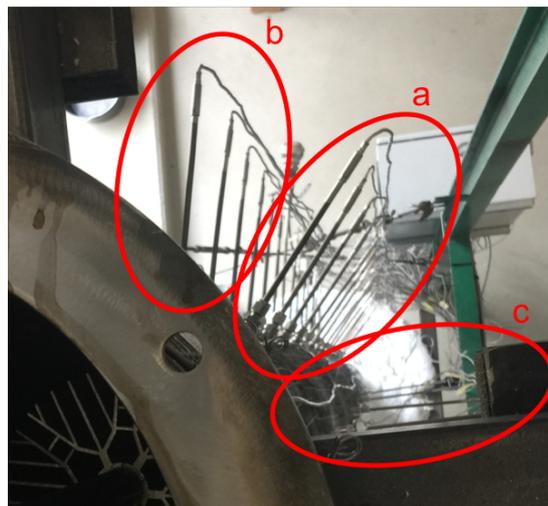


Abbildung 44: Foto von LESY 2 mit eingebauten Thermofühlern, Foto von Viktoria Illyés 2018 TU Wien

Als HTF Thermofühler kamen Widerstandsthermometer der Firma WIKA des Typs TR10-B der Genauigkeitsklasse A zum Einsatz. Diese wurden wie in Abbildung 45 dargestellt verbaut. Im Gegensatz zur dezentralen Positionierung, welche bei LESY 1 Verwendung fand, wurde bei der Konstruktion von LESY 2 darauf geachtet die Schutzhülsen der Thermofühler PT1 und PT2 (Pos. 5) so im Verbindungsstück (Pos. 3) zu platzieren, dass die Temperaturmessstelle genau in der Achse des HTF führenden Speicherinnenrohres (Pos. 4) steht. Durch diese Positionierung soll negative Einflüsse auf die Temperaturmessung durch ungünstige Strömungssituationen vorgebäugt werden. Mit dem Anschlussstück (Pos. 2) und dem Anschlussflansch (Pos. 1) ist der Speicher an die Thermoölanlage (vgl. Abschnitt 4.2), welche als Wärmequelle für die in dieser Arbeit durchgeführten Versuche dient, angeschlossen. [12]

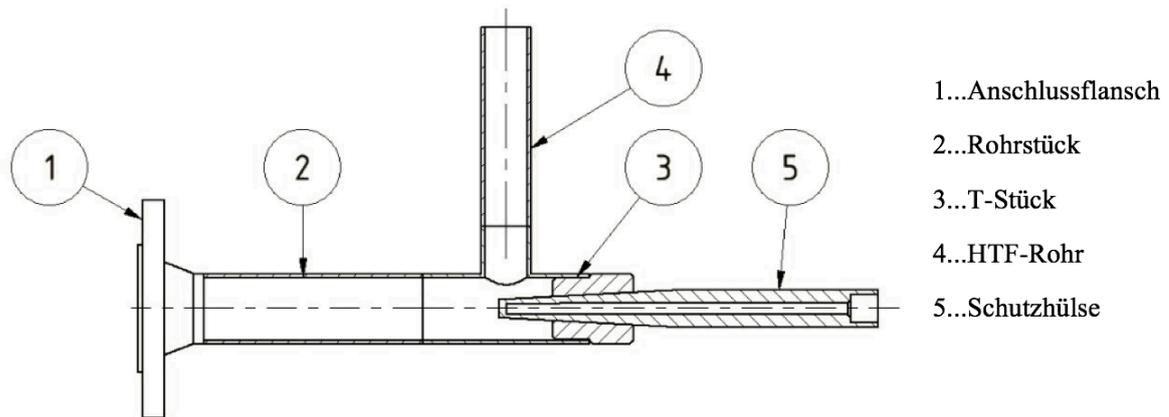


Abbildung 45: Schematische Darstellung der Platzierung des PT1 und PT2 Thermofühlers [12]

Nachkalibrierung der Thermofühler:

Obwohl die im Tank verbauten Thermofühler in einem Kalibrierofen kalibriert wurden, konnten während der durchgeführten Messungen Temperatursprünge festgestellt werden.

Als Grund für diese Temperatursprünge wurden die Lötstellen der verwendeten Thermofühler vermutet. Aufgrund ihrer Lage in der Isolierung, könnten die Lötstellen möglicherweise zu hohen Temperaturen ausgesetzt worden sein, was zu Kontaktbrüchen in der Lötstelle und folglich zu bleibenden Leitungswiderstandserhöhungen geführt haben könnte.

Die durch diese Widerstandsveränderungen verursachten Temperaturoffsets machten Nachkalibrierungen notwendig. Da ein Ausbau der, im Speicher verbauten Thermofühler nie geplant und deswegen unmöglich war, wurde zur Nachkalibrierung das Temperaturplateau beim Phasenwechsel des Speichermaterials genutzt. Mit dem Temperaturplateau des Phasenwechsels bei 306 °C konnte der Offset zum Sensor aufgezeichneten Plateau errechnet und die Sensorwerte um diesen korrigiert werden.

4.1.3 Speichermaterial

Wie bereits bei den von Prötsch [54] und Urschitz [11] errichteten Latentwärmespeichern, wurde auch in dem von Illyés [12] konstruierten Speicher, Natriumnitrat (NaNO_3) als Speichermaterial gewählt. Für die während dieser Arbeit durchgeführten Versuche wurden 280 kg NaNO_3 als Speichermasse verwendet.

Natriumnitrat wird hauptsächlich in natürlich vorkommenden Lagerstätten abgebaut, wird aber auch in kleineren, aber trotzdem nennenswerten Mengen synthetisch hergestellt. In Reinform kommt es als weißer Kristall vor, ist sehr gut wasserlöslich und besitzt eine molare Masse von 84,99 g/mol. Neben der Anwendung als HTF oder Wärmespeichermaterial in thermischen Anlagen, wird NaNO_3 heute als Düngemittel im landwirtschaftlichen Betrieb sowie in unterschiedlichen technischen Prozessen, wie zum Beispiel zur Herstellung von Glas, Porzellan, Email, Sprengstoffen und Feuerwerkskörpern, eingesetzt.

Natriumnitrat beginnt bei Temperaturen über dem Schmelzpunkt unter Abgabe von Sauerstoff Nitrite zu bilden, welche in größerer Konzentration den Schmelzpunkt verringern. Im Temperaturbereich bis 350 °C ist die Nitritbildung jedoch sehr gering, sodass NaNO_3 bedenkenlos eingesetzt werden kann. Erhöht man die Temperatur weiter kommt es verstärkt zur Nitritbildung.

In einem Temperaturbereich über 450 °C bis 700 °C findet die Bildung von Nitrit bei einer reversiblen chemischen Reaktion des Natriumnitrats unter Sauerstoffabgabe statt. Über 700 °C werden gasförmige Stickoxide abgeschieden. Die Verunreinigung mit Nitriten führt zu einem Abfall der Schmelztemperatur. Bereits ein Molanteil von 4 % senkt die Schmelztemperatur auf 302 °C. [58]

Tabelle 6: Physikalisches Eigenschaftsprofil von NaNO_3 nach ausgewählten Literaturen

Schmelztemperatur [°C]	Schmelzenthalpie [J/kg]	Dichte [kg/m ³]		Spez. Wärme c_p [kJ/kgK]		Wärmeleitfähigkeit λ [W/mK]		Ref.
		fest	flüssig	fest	flüssig	fest	flüssig	
306	172	2261		1,1		0,5		[59]
306	175			1,5	1,7			[36]
306	178	2260 @25 °C	1908 @30 °C		1,655 @306 °C		0,514 @306 °C	[58]
306	182			1,2	1,68			[60]
308	200	2257				0,5		[61]
310	174							[62]

Wie aus Tabelle 6 ersichtlich ist, variieren die in der Literatur verfügbaren Werte physikalischer Eigenschaften von NaNO_3 teils sehr stark. Obwohl in neueren Publikationen gleiche Schmelztemperaturen von 306 °C berichtet werden, werden immer noch uneinheitliche Aussagen zur Höhe der Schmelzenthalpie getroffen. Bauer et al. [58] fasste jedoch in seiner Arbeit zusammen, dass der durchschnittliche Betrag der Schmelzenthalpie bei 178 kJ/kg liege. Er stimmte auch mit einer Schmelztemperatur von 306 °C überein.

4.1.4 Speicherisolation

Zur Verringerung der Wärmeverluste an die Umgebung wurden bei dem hier vorliegenden Energiespeicher zweierlei Maßnahmen getroffen. Die erste Maßnahme besteht darin den Verlustwärmestrom über das Trägergerüst zu minimieren. Dies wird durch den Einsatz einer 40 mm dicken Schicht Foamglas [63] erreicht, welche zwischen Tank und Trägergerüst platziert wurde um einen direkten Kontakt der warmen und kalten Stahlbauteile zu verhindern. Ein Wärmeleitwert von nur 0,09 W/mK bei Einsatztemperaturen über 220 °C führt zu einer geeigneten Unterbrechung der sonst vorhandenen Wärmebrücke und folglich zu einer deutlich verringerten Verlustwärme.

Der Einsatz von Foamglas zur Verringerung der Verlustwärme ist in Abbildung 46 dargestellt.

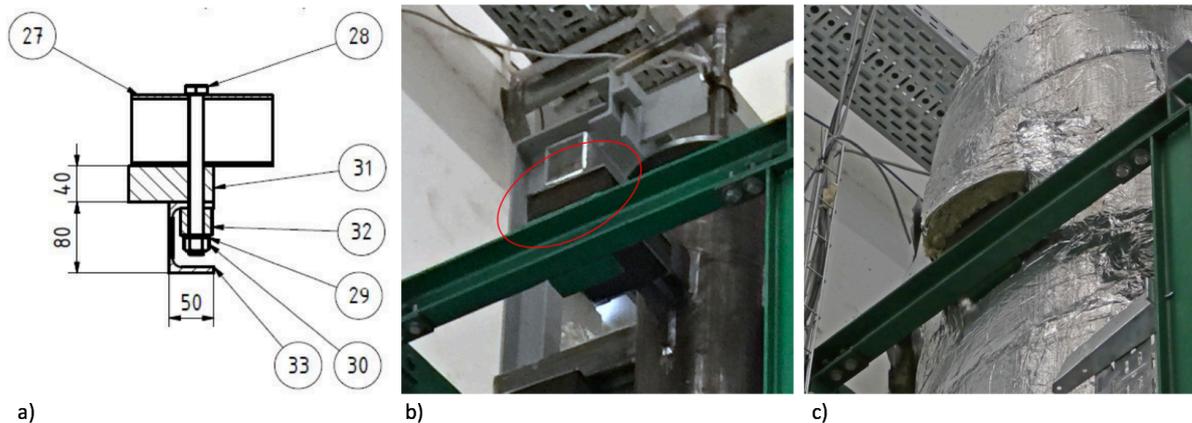


Abbildung 46: Einsatz von Foamglas zur Unterbrechung der Wärmebrücke über den Stahlbau: a) Konstruktionszeichnung (Foamglas Pos. 31), b) Foamglasplatte am Tank verbaut, c) Stahlträger in Wärmedämmung [12]

Die zweite Maßnahme den Verlustwärmestrom zur Umgebung zu verringern besteht in der Wärmedämmung des Speichertanks. Beim LESY 2 wurde eine Wärmedämmung mit insgesamt fünf Schichten Isoliermaterial vorgesehen, welche mit jeweils 50 mm Schichtdicke, eine insgesamt 250 mm dicke Dämmung ergeben. Die innersten vier Isolierschichten wurden mit dem Dämmstoff Isulfrax LTX [64], die äußerste Isolierschicht wurde mit nach außen aluminiumfolienkaschiertem Rockwool Klimarock [65] Dämmplatten ausgeführt.

Abbildung 47 zeigt LESY 2 ohne und mit Wärmedämmung und lässt erkennen welchen Anteil am Raumbedarf eines solchen Speichers die Isolierung einnimmt.

Zusammengefasst können die Eigenschaften der verwendeten Isoliermaterialien Tabelle 7 oder den angeführten Datenblättern entnommen werden.

Tabelle 7: Eigenschaften der verwendeten Isoliermaterialien

Isolierungsmaterial	Werkstoff	Anzahl Schichten	Schichtdicke [mm]	Wärmeleitfähigkeit [W/mK]	Datenblatt
Foamglas	>60 % Glas, Sand, Dolomit, Kalk	1	40	0,046 bei 40 °C	[63]
				0,070 bei 160 °C	
				0,085 bei 220 °C	
Isulfrax	Erdalkali-Silikatwolle	1	50	0,050 bei 200 °C	[64]
				0,080 bei 400 °C	
				0,120 bei 600 °C	
Rockwool Klimarock	Mineralwolle	4	50	0,047 bei 50 °C	[65]
				0,075 bei 150 °C	
				0,114 bei 250 °C	



Abbildung 47: LESY 2 (links) ohne und (rechts) mit Wärmedämmung [12]

4.2 Thermoölanlage

Wie bereits erwähnt, diente, bei den in dieser Arbeit durchgeführten Messungen, eine Thermoölanlage als Wärmequelle und -senke, in welche der Wärmespeicher integriert wurde. Im Folgenden soll ein Überblick über diese Anlage gegeben werden. Für weitere Einblicke in diese Anlage sei an dieser Stelle auf die Arbeit von Illyés [12] verwiesen.

4.2.1 Wärmeträgermedium

Als Wärmeträgermedium wurde für diese Anlage, das hochtemperaturstabile Therminol VP-1 gewählt. Bei diesem Thermoöl handelt es sich um eine eutektische Mischung aus 73,5 % Diphenyloxid und 26,5 % Diphenyl. Im Einsatz ist die Erwärmung dieses Thermoöls auf Durchschnittstemperaturen von bis zu 400 °C zulässig, wobei an vereinzelt Stellen auch Temperaturspitzen von bis zu 430 °C erlaubt sind.

Therminol VP-1 weist des Weiteren niedrige Dampfdrücke auf, welche bei Temperaturen von 310 °C, 330 °C sowie 350 °C Beträge von 2,86 bar, 4 bar sowie 5,5 bar aufweisen. In Tabelle 8 ist das Eigenschaftsprofil von Therminol VP-1 jenen, anderer ausgewählter Thermoöle, vergleichend gegenübergestellt. Genauere Angaben zu stofflichen Eigenschaften wie Viskosität, spezifische Wärmekapazität, Wärmeleitfähigkeit, Dampfdruck, Enthalpie oder Dichte und deren Abhängigkeit von der Temperatur, können dem Datenblatt [66] tabellarisch entnommen, oder über die dort angegebenen Gleichungen berechnet werden.

Tabelle 8: Eigenschaften ausgewählter Thermoöle [9]

Eigenschaften	Therminol VP-1	Xceltherm 600	Syltherm XLT	Dowtherm A	Speiseöl
Komponenten	Diphenyloxid/ Diphenyl	Paraffin- Mineralöl	Diphenyl- polysiloxane	Diphenyloxid/ Diphenyl	Triglyceride/ freie Fettsäuren
Max. Betriebstemperatur [°C]	400	316	260	400	-
Schmelzpunkt [°C]	12	-	-111	12	-
Siedetemperatur bei 1,013bar [°C]	257	301	200	257	295
Kinematische Viskosität bei 40 °C [mm ² /s]	2,48	15,5	1,1	2,56	30
Dichte bei 40 °C [kg/m ³]	1068	841	834	1043	926
Dichte bei 210 °C [kg/m ³]	901	736	660	897	802
Wärmeleitfähigkeit bei 210 °C [W/mK]	0,11	0,12	0,06	0,1083	0,11
spez. Wärmekapazität bei 210 °C [kJ/kgK]	2,075	2,643	2,171	1,63	2,509
Preis [€/t]	25000	-	29400	-	835

4.2.2 Anlagebaugruppen

Im Wesentlichen besteht die Thermoölanlage aus zwei getrennten Kreisläufen. Sie sind in Abbildung 48 schematisch dargestellt und sollen an dieser Stelle kurz beschrieben werden.

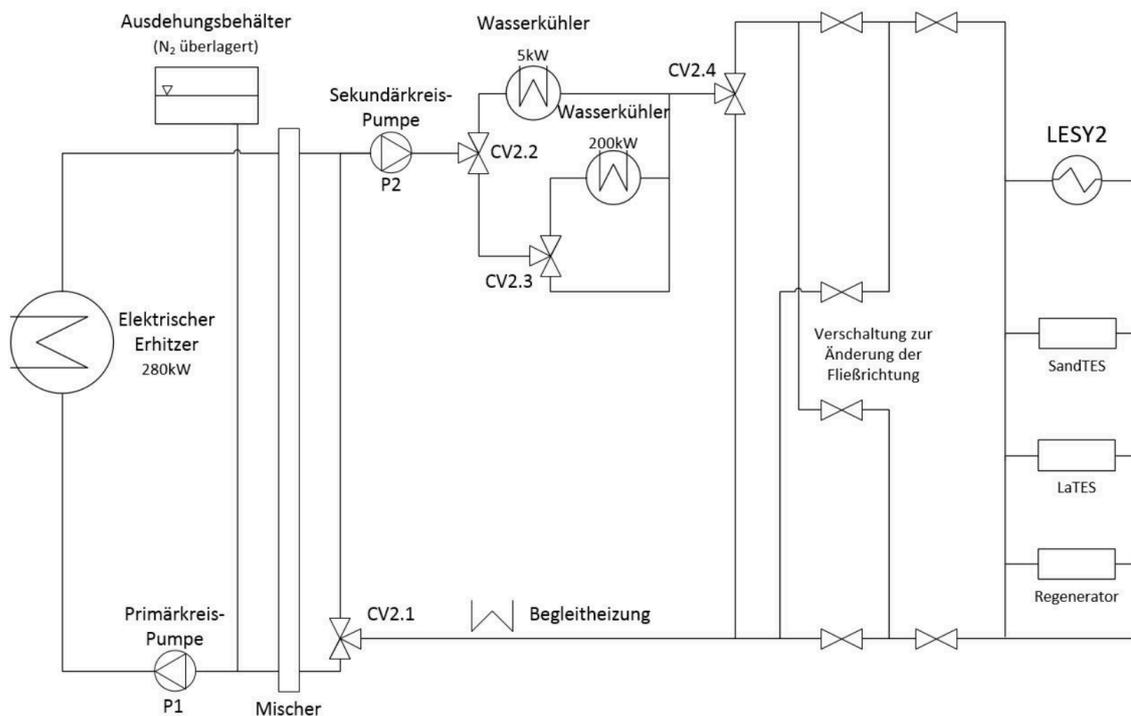


Abbildung 48: Schematische Darstellung der Thermoölanlage [12]

4.2.2.1 Primärkreis

Den ersten Teil dieser Anlage bildet der sogenannte Primärkreis, welcher in Abbildung 48 links vom Mischer dargestellt ist. In ihm findet die Erwärmung des Thermoöls statt. Als Wärmequelle dienen Heizstäbe eines elektrischen Erhitzers, mit einer Gesamtheizleistung von 280 kW_{th}. Um eine Überhitzung in diesem Kreislauf zu vermeiden, ist ein Mindestvolumenstrom von 17,6 m³/h gefordert, welcher von der Primärkreispumpe gefördert werden muss. Der vorhandene Volumenstrom wird mittels Differenzdruckmanometer bestimmt. Wird der Mindestwert unterschritten schaltet die Anlage sofort ab.

Ein weiteres Bauteil, welches direkt mit dem Primärkreis verbunden ist, ist der Ausdehnungsbehälter. Er dient zum einen der Kompensation von Thermoölvolumenschwankungen zufolge von Dichteunterschieden durch Temperaturänderungen und zum Zweiten der Unterdrückung einer Verdampfung in der Thermoölanlage. Um das Verdampfen des verwendeten Wärmeträgermediums zu verhindern, ist der Ausdehnungsbehälter mittels Stickstoff so druckbeaufschlagt, dass der eingestellte Druck im System ständig über dem Dampfdruck des Thermoöls liegt. Für die in dieser Arbeit verwendeten Temperaturniveaus (maximal 346 °C), wurde der Ausdehnungsbehälter mit einem Absolutdruck von 5,3 bar ± 0,3 bar beaufschlagt.

4.2.2.2 Sekundärkreis

Der Sekundärkreis besteht aus Kühlern, den Verbrauchern, sowie einem Verrohrungssystem zur Steuerung der Thermoöl-Fließrichtung durch die Verbraucher. Als Wärmesenken kommen bei dieser Anlage zwei Wärmetauscher mit 5 kW und 200 kW Kühlleistung zum Einsatz. Bei diesen Kühlern handelt es sich um Öl/Wasser-Rohrbündelwärmetauscher. Über die pneumatisch regelbaren Ventile CV2.2 und CV2.3 können diese je nach Bedarf durchströmt werden. Zur Rückkühlung des Kühlwassers dienen zwei Reihen Tischkühler, welche am höchsten Punkt der Anlage positioniert sind und die aufgenommene Wärme an die Umgebung abgeben.

An die hier beschriebene Thermoölanlage sind insgesamt vier Versuchsanlagen angeschlossen. Neben LESY 2 sind noch der von Prötsch gebaute Latentwärmespeicher (LaTES), ein System zur Speicherung sensibler Wärme mittels fluidisiertem Sand (SandTES) sowie ein Regenerator in die Anlage als Verbraucher integriert. Sie sind in Abbildung 48 ganz rechts schematisch dargestellt.

Zur Steuerung der Fließrichtung und folglich der Änderung von Vor- und Rücklauf des Thermoöls durch die Verbraucher, ist im Sekundärkreis ein Verrohrungssystem vorgesehen welches mit pneumatisch aktivierten Ventilen gesteuert wird. In Abbildung 48 ist dieses Verrohrungssystem mit seinen Ventilen im Bereich zwischen Ventil CV2.4 und den Verbrauchern dargestellt.

Zur Messung des Massenstroms ist im Sekundärkreislauf ein Durchflussmesser integriert.

Wie in Abbildung 48 ersichtlich ist, ist neben den bisher genannten Komponenten noch eine Begleitheizung installiert. Mit dieser Begleitheizung können bei Bedarf alle Rohrleitungen sowie die Verbraucher beheizt werden. Dies ist notwendig, da der Gefrierpunkt von Therminol-VP1 bei 12 °C liegt und die Thermoölanlage zwar nicht im Freien steht, die Halle selbst jedoch unbeheizt ist. Obwohl der Gefrierpunkt des verwendeten Wärmeträgermediums bei 12 °C liegt, wird eine Mindesttemperatur von 20 °C gehalten, da bei dieser Temperatur die Viskositätsgrenze der Pumpen erreicht ist.

4.2.2.3 Mischer

Als Verbindungsglied zwischen Primär- und Sekundärkreis dient der Mischer. In ihm kommen die Thermoölströme beider Kreisläufe in direkten Kontakt und werden durchmischt wodurch die Wärmeübertragung von Primär- zur Sekundärseite stattfindet.

Eine Trennung beider Kreisläufe ist durch das Ventil CV2.1 möglich.

5 Messungen

Im nachfolgenden Kapitel werden die Zielsetzung dieser Arbeit sowie das dafür ausgearbeitete Messkonzept näher erläutert.

5.1 Zielsetzung

Wie bereits erwähnt, wurden vor dem LESY 2 an der Technischen Universität Wien zwei LHTES Systeme [11,54] entwickelt und gebaut. Diese arbeiteten stets mit rein longitudinaler Rippengeometrie. Im direkten Anschluss an die numerischen Simulationen von Böswarth [56], welche den positiven Einfluss zusätzlich in die Wärmetauschergeometrie eingebrachter transversaler Rippen auf das dynamische Verhalten eines LHTES feststellte, wurde von Illyés das LESY 2 konstruiert, welches eben, im Vergleich zu LESY 1, über solch eine ergänzte Rippengeometrie verfügt.

Mit den durchgeführten Messungen am LESY 2 soll nun das dynamische Verhalten dieses Wärmespeichers ermittelt und im Vergleich mit Messergebnissen von LESY 1 die numerischen Simulationen von Böswarth validiert werden.

Neben diesem Vergleich, wurden noch die Einflüsse der Temperaturspreizung und des HTF Massenstroms auf das Speicherverhalten sowie wichtige Speicherparameter untersucht.

5.2 Messzyklus

Die im Zuge dieser Arbeit entstandenen Messungen wurden in Form sogenannter Messzyklen durchgeführt. Ein Messzyklus beinhaltet stets die einmalige Beladung sowie einmalige Entladung des Speichers und kann folglich in diese zwei Phasen unterteilt werden. In Phase eins, der Beladephase, wird dem Speicher Wärme durch das HTF zugeführt. In Folge der kontinuierlichen Wärmezufuhr kommt es zum Aufschmelzen des verwendeten Speichermaterials. In Phase zwei des Messzyklus, der Entladephase, wird der Speicher wieder entladen. Während dieser Phase gibt der Energiespeicher Wärme an das HTF ab. In Folge dieses Entladevorgangs erstarrt das Speichermaterial unter kontinuierlicher Wärmeabgabe.

Um während der durchgeführten Messzyklen für kontrollierte sowie reproduzierbare Messbedingungen zu sorgen, wurden bestimmte Parameter an der Thermoölanlage eingestellt und über die gesamte Dauer der Messung, kontinuierlich geregelt.

Im weiteren Verlauf, wurden diese in unterschiedlichen Messungen in ihrer Größe variiert, um auch ihren Einfluss auf das dynamische Verhalten des Wärmespeichers bestimmen zu können

Während der für diese Arbeit durchgeführten Messungen konnten folgende Parameter an der Thermoölanlage unabhängig voneinander eingestellt werden:

- Temperaturspreizung
- Zykluszeit
- Massenstrom des Thermoöls
- Fließrichtung des Thermoöls durch den Speicher

Temperaturspreizung

Während der Beladephase wird die HTF Vorlauftemperatur auf ein oberes (T_B) bzw. während der Entladephase auf ein unteres (T_E) Temperaturniveau eingestellt, welche jeweils um die Temperaturspreizung (ΔT) symmetrisch von der Schmelztemperatur (T_{PW}) des PCMs verschieden sind, vgl. Abbildung 49. Im engeren Sinn ist folglich nicht die Temperaturspreizung der eigentliche eingestellte Messparameter, sondern vielmehr die HTF Vorlauftemperatur.

Für diese Messungen kann die Temperaturspreizung als die Differenz zwischen Schmelztemperatur des verwendeten Speichermaterials und der HTF Vorlauftemperatur definiert werden und ist als Antriebskraft des Wärmetransports zwischen HTF und Speicher für die erreichbare Speicherleistung maßgebend.

Zykluszeit

Die Zykluszeit einer Messung gibt die Dauer einer vollständigen Be- sowie darauffolgender Entladephase an, wobei die Längen der einzelnen Phasen unabhängig voneinander eingestellt werden können.

In Abbildung 49 sind die Dauer des Beladevorgangs als t_B und die Dauer des Entladevorgangs als t_E dargestellt. Diese Zeiten können auch als Haltezeiten des oberen, bzw. unteren Vorlauftemperaturniveaus interpretiert werden und ergeben mit der HTF Vorlauftemperatur in einem Graph aufgetragen den in Abbildung 49 gezeigten Verlauf.

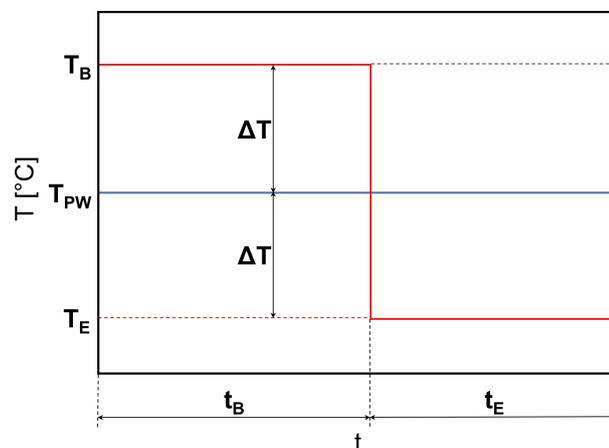


Abbildung 49: Schematische Darstellung des zeitlichen Verlaufs der HTF Vorlauftemperatur

HTF Massenstrom

Ein weiterer wichtiger Systemparameter ist durch den Massenstrom des Thermoöls gegeben. Der Massenstrom des HTF hat vor allem Einfluss auf den Wärmeübergang zwischen HTF und Speicher, aber auch auf die Temperaturdifferenz zwischen HTF Vor- und Rücklauf. Die Abhängigkeit des Wärmeübergangs, ist durch die Abhängigkeit der HTF Strömungsgeschwindigkeit im innen liegenden Stahlrohr vom HTF Massenstrom gegeben. Mit steigendem Massenstrom steigt auch die Strömungsgeschwindigkeit im thermoöldurchströmten Stahlrohr und folglich auch die Reynoldszahl dieser Strömung. Diese höhere Reynoldszahl hat eine höhere Nußeltzahl zur Folge, was zu einem höheren Wärmeübergangskoeffizienten führt und somit den Wärmetransport zwischen HTF und Speicher verbessert.

Aus messtechnischer Sicht ist jedoch der Einfluss auf die Temperaturdifferenz von HTF Vor- und Rücklauf bedeutender. Hohe Massenströme führen zu sehr geringen Temperaturveränderungen des HTF während der Speicherdurchquerung, welche für die Thermofühlerauflösung zu gering werden kann. Da diese Temperaturdifferenz aber entscheidend für die Berechnung der zu- bzw. abgeführten Wärmemenge ist (vgl. Abschnitt 6.3.1) gilt es den Massenstrom so zu wählen, dass das Thermoöl einen ausreichend großen Temperaturunterschied erfährt. Aus diesem Grund wurde versucht für die meisten Messzyklen den Massenstrom eher gering zu halten, weshalb diese meistens einen Durchfluss von 1 kg/s aufweisen. Nur zur Untersuchung des HTF Massenströmeinflusses auf den Wärmetransport wurde dieser Wert verändert.

HTF Fließrichtung

Als letzter Messparameter kann die HTF Fließrichtung eingestellt werden. Wie bereits in Abschnitt 4.2.2.2 erläutert, kann die Richtung in welche das Thermoöl den Wärmespeicher durchströmt verändert werden. Bei den in dieser Arbeit durchgeführten Messungen werden je nach Fließrichtung zwei Betriebsarten des Speichers unterschieden.

Befindet sich der HTF Vorlauf am oberen Ende des Wärmespeichers, sodass die Vorlauftemperatur vom Thermofühler PT2 erfasst wird (vgl. Abschnitt 4.1.2), spricht man vom Normalbetrieb (NB). Im Gegensatz dazu steht der Umkehrbetrieb (UB) bei dem der HTF Vorlauf am unteren Ende des Wärmespeichers angeordnet ist. In dieser Schaltung wird die HTF Vorlauftemperatur vom Thermofühler PT1 erfasst (vgl. Abschnitt 4.1.2). Vergleichend sind beide Betriebsarten in Abbildung 50 schematisch gegenübergestellt.

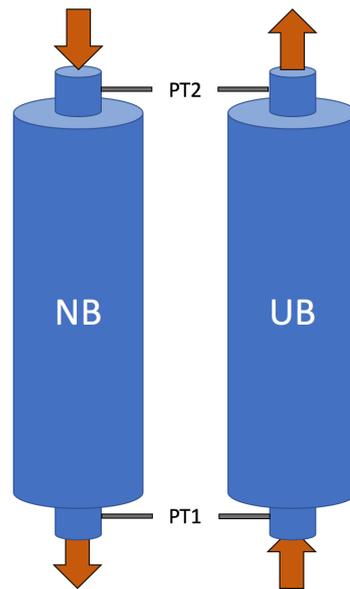


Abbildung 50: Schematischer Vergleich Normal- und Umkehrbetrieb

5.3 Messkonzept

Um die in Abschnitt 5.1 beschriebene Zielsetzung und die damit beschriebene Forschungsfrage dieser Arbeit beantworten zu können, wurde die Versuchsanlage verschiedensten Messreihen unterzogen, welche in nachfolgenden Abschnitt beschrieben werden.

5.3.1 Standardzyklus

Um die Aussagen zum Einsatz von Querrippen der numerischen Simulationen von Böswarth [56] zu validieren und den dazu notwendigen Vergleich mit Messungen am LESY 1 zu ermöglichen sowie eine grundsätzlichen Beurteilung des dynamischen Verhaltens des Speichers zu gewährleisten, wurde in dieser Arbeit ein Standardzyklus definiert. Die für diesen Zyklus festgelegten Parameter sind in Tabelle 9 aufgelisteten.

Tabelle 9: Parameter des Standardzyklus

Parameter	
Betriebsart [-]	UB
Temperaturspreizung ΔT [°C]	30
Beladetemperatur $T_B = T_{PW} + \Delta T$ [°C]	336
Entladetemperatur $T_E = T_{PW} - \Delta T$ [°C]	276
Beladezeit t_B [h]	6
Beladezeit t_E [h]	6
Massenstrom \dot{m} [kg/s]	1

5.3.2 Variation der HTF Durchflussrichtung

Während der Untersuchungen am LESY 1 konnten unterschiedliche Speicherverhalten zwischen NB und UB festgestellt werden, welche sich in Form einer langsameren Aufheizgeschwindigkeit im UB äußerten. In der Arbeit von Urschitz [11] wurde aus dieser Beobachtung der Schluss gezogen, dass Aufgrund der Ansammlung geschmolzenen Speichermaterials am oberen Ende des Speichers, der Wärmeübergang im NB, aufgrund gleichmäßigerer Temperaturunterschiede zwischen Speicher und HTF, effizienter abläuft.

Durch die Ergänzung der longitudinalen Rippengeometrie mit zusätzlichen Transversalrippen soll diesem Phänomen entgegengewirkt werden. Messzyklen in NB und UB sollten mit dieser Rippengeometrie gleich oder zumindest ähnlich verlaufen.

Um dies zu überprüfen und die Schlussfolgerung von Urschitz zu validieren, wurden Messungen mit einem Zyklus im NB, aber sonst mit dem Standardzyklus identen Parametern, durchgeführt und mit den Messungen des Standardzyklus verglichen.

5.3.3 Variation des Massenstroms

Wie bereits in Abschnitt 5.2 erwähnt wurde eine Serie an Messungen zur Untersuchung des Massenstromeinflusses durchgeführt. Genauer sollte der Einfluss des HTF Massenstroms auf den Wärmetransport zwischen Thermoöl und Energiespeicher untersucht werden.

Zusätzlich zur Messung mit dem Standardzyklus wurden vier weitere Messungen, mit Massenströmen, welche ausgehend von 1,5 kg/s mit einer Schrittweite von 0,5 kg/s sukzessiv auf bis zu 3 kg/s erhöht wurden, durchgeführt. Diese Messzyklen wiesen dabei, bis auf die Massenströme, mit dem Standardzyklus idente Parameter auf. Gemeinsam mit den Messungen mit Standardzyklus können diese Messungen vergleichend gegenübergestellt werden, um so den Einfluss des HTF Massenstroms auf das System zu untersuchen.

5.3.4 Variation der Temperaturspreizung

Da der Temperaturunterschied, wie bereits erwähnt, das treibende Potential eines Wärmetransportes darstellt, ist offensichtlich, dass diese Größe diesen maßgebend bestimmt. Um den genauen Einfluss dieses Faktors, auf das hier untersuchte Speichersystem, zu bestimmen, wurden Messungen mit unterschiedlichen Temperaturspreizungen vorgenommen. Für diese Messungen wurden, in Ergänzung zu jenen mit Standardzyklus, mit Temperaturspreizungen von ± 20 °C und ± 40 °C durchgeführt. Die restlichen Parameter der Messzyklen waren mit jenen des Standardzyklus ident. Durch den Vergleich dieser drei Messreihen kann der Einfluss der Temperaturspreizung untersucht werden.

5.3.5 Einschwingvorgang

Um die vorher genannten Messungen überhaupt durchführen zu können und vergleichbare Betriebsbedingungen zu schaffen, muss sich der Speicher in einem eingeschwungenen Zustand befinden. Darunter versteht man, dass die Speicherzyklen und somit die Temperaturen der Messpunkte, während vergleichbarer Perioden im Wesentlichen gleiche Verläufe aufweisen. Um den Speicher einzuschwingen reicht ein vollständiger durchlaufener Messzyklus aus. Ist dieser abgeschlossen, verändern sich die nachfolgenden Zyklen nur mehr unwesentlich und können für Auswertungszwecke herangezogen werden.

5.3.6 Hochfahren und Selbstentladung

Zusätzlich zu den zuvor beschriebenen Messungen wurden noch das Aufheizen beim Hochfahren der Anlage sowie der Abkühlprozess im Zuge der Selbstentladung nach Anlagenabschaltung beobachtet und aufgezeichnet.

5.4 Messprotokoll

Alle im Zuge dieser Arbeit durchgeführten Messreihen sowie die dafür eingestellten Parameter sind nochmals in Tabelle 10 zusammengefasst aufgelistet und können dieser entnommen werden.

Tabelle 10: Protokoll aller durchgeführten Messreihen

Messserie	Betriebsart	ΔT [°C]	T_B [°C]	T_E [°C]	t_B [h:mm]	t_E [h:mm]	\dot{m} [kg/s]	Bezeichnung
SZ	UB	30	336	276	6:00	6:00	1	SZ
UB/NB	NB	30	336	276	6:00	6:00	1	NB
MA	UB	30	336	276	6:00	6:00	1,5	m1,5
	UB	30	336	276	6:00	6:00	2	m2
	UB	30	336	276	6:00	6:00	2,5	m2,5
	UB	30	336	276	6:00	6:00	3	m3
TA	UB	20	326	286	6:00	6:00	1	ΔT_{20}
	UB	40	346	266	6:00	6:00	1	ΔT_{40}

SZ...Standardzyklus

UB/NB... Vergleich NB/UB

MA... Massenstromabhängigkeit

TA... Temperaturspreizungsabhängigkeit

UB...Umkehrbetrieb

NB...Normalbetrieb

ΔT ... Temperaturspreizung

T_B ... Beladetemperatur

T_E ... Entladetemperatur

t_B ... Beladezeit

t_E ... Entladezeit

\dot{m} ... Massenstrom

6 Auswertemethoden

Nach Durchführung des zuvor erläuterten Messkonzepts gilt es die gemessenen Daten auszuwerten. Für sämtliche Berechnungen sowie erstellte Grafiken, welche für Auswertungen der ermittelten Daten benötigt wurden, wurde ein Matlab Skript erstellt. Die diesem Skript zugrundeliegende Methodik wird im nachfolgenden Kapitel näher erläutert.

6.1 Stoffwerte

Als Erstes werden an dieser Stelle die Methoden zur Ermittlung der benötigten Stoffwerte der verwendeten Materialien näher erläutert. Vor allem zur Ermittlung des Wärmetransports und ferner zur Ermittlung der zu- bzw. abgeführten Wärmemenge, können diese Werte als maßgebend erachtet werden, da bereits kleine Ungenauigkeiten zu gravierenden Abweichungen der Ergebnisse führen können. Wie in nachfolgenden Abschnitt 6.3 näher erläutert, werden in dieser Arbeit Wärmemenge und Wärmestrom sowohl aus Perspektive des HTF als auch des Speichers ermittelt, wofür die Stoffdaten des verwendeten Therminol VP-1 und des Natriumnitrats benötigt werden.

6.1.1 Therminol VP-1

Zur Ermittlung der Stoffwerte des verwendeten HTF, Therminol-VP1, können die im Datenblatt [66] angeführten Gleichungen verwendet werden. Für die hier durchgeführten Auswertungen wurde die spezifische Wärmekapazität benötigt, welche mit Gleichung (12), in Abhängigkeit von der Temperatur T berechnet werden kann.

$$c_{p,HTF}(T) = 0,002414 T + 5,9591 \cdot 10^{-6} T^2 - 2,9879 \cdot 10^{-8} T^3 + 4,4172 \cdot 10^{-11} T^4 + 1,498 \quad (12)$$

$$h_{HTF}(T) = \int_{T_0}^T c_{p,HTF}(T) dT \quad (13)$$

Durch Integration mit Gleichung (13), zwischen T_0 und T , wurden die Werte der spezifischen Enthalpie des Therminol-VP1 ermittelt. Dabei ist durch T die aktuelle Temperatur des Therminols und durch T_0 die Temperatur des Enthalpie-Nullpunktes gegeben. Dieser kann frei gewählt werden und wurde hier für das Therminol bei seiner Schmelztemperatur $T_0=12$ °C gesetzt.

6.1.2 Natriumnitrat

Für die Berechnung der spezifischen Wärmekapazität von NaNO_3 wurde die von Carling [67] 1983 durchgeführte Messung verwendet. Die in dieser Literatur angegebenen Werte sind in J/molK aufgelistet und müssen mit der molaren Masse von NaNO_3 ($84,99 \text{ g/mol}$) auf kJ/kgK umgerechnet werden. Die Besonderheit der, in dieser Quelle präsentierten, $c_p(T)$ -Werte liegt in den inkludierten Werte des $c_p(T)$ -Peaks im Temperaturbereich des Phasenwechsels. Dieser Bereich wird von den meisten Quellen aufgrund der hohen c_p -Werte ausgelassen

Mit den von Carling publizierten Werten wurde durch stückweise Interpolation eine kontinuierliche $c_p(T)$ -Funktion im Temperaturbereich zwischen 0 und 400 °C errechnet.

Wie bereits in, Abschnitt 4.1.3 erwähnt, kann der Schmelzpunkt von Natriumnitrat von Literatur zu Literatur schwanken. Dies liegt unter anderem an eventuellen Nitritverunreinigungen, kann aber auch durch die, für die DSC Messung verwendete, Heizrate beeinflusst werden. Vor allem höhere Werte des letzteren Faktors tendieren dazu den Peak der $c_p(T)$ Messung zu höheren Werten hin zu verschieben. [68]

Der Peak der in [67] präsentierten $c_p(T)$ -Messung liegt bei 310 °C . Da neuere Publikationen jedoch überwiegend von einer Schmelztemperatur von 306 °C berichten, wurde die gesamte $c_p(T)$ -Funktion so verschoben, dass der neue $c_p(T)$ -Peak bei 306 °C liegt. Die für die Auswertung relevanten Werte der spezifischen Enthalpie des Natriumnitrats wurden, wie in Gleichung (14) angegeben, durch Integration der $c_p(T)$ -Funktion zwischen T_0 und T berechnet. Auch hier ist durch T die aktuelle Temperatur des Mediums und durch T_0 die Temperatur des Enthalpie-Nullpunktes gegeben. Für die Enthalpiewerte des Natriumnitrats wurde der Nullpunkt bei $T_0=0\text{°C}$ gesetzt.

$$h_{\text{NaNO}_3}(T) = \int_{T_0}^T c_{p,\text{NaNO}_3}(T) dT \quad (14)$$

Die von Carling publizierten Werte, die daraus ermittelte $c_p(T)$ -Funktion sowie der berechnete Enthalpieverlauf sind in Abbildung 51 dargestellt. Die Werte der Literatur sind darin mit blauen Kreuzen, die Funktion der Wärmekapazität als durchgezogene rote und der Enthalpieverlauf als strichpunktierte schwarze Linie dargestellt.

Ergänzend wurde mit Hilfe der $c_p(T)$ -Funktion die Schmelzenthalpie, durch Integration im Bereich $306 \text{ °C} \pm 4 \text{ °C}$, ermittelt. Sie weist einen Wert von $179,6 \text{ kJ/kg}$ auf, und liegt damit in dem von der Literatur berichteten Bereich, vgl. Abschnitt 4.1.3. In Abbildung 51 ist dieser Bereich gelb hinterlegt dargestellt. Wie der Verlauf der spezifischen Wärmekapazität erkennen lässt, beinhaltet diese noch einen zweiten Peak, welcher vor dem Phasenwechsel von fest auf flüssig auftritt. Diesem Peak liegt ein fest-fest Phasenwechsel zu Grunde der aus einer Änderung der Gitterstruktur des Natriumnitrats hervorgeht.

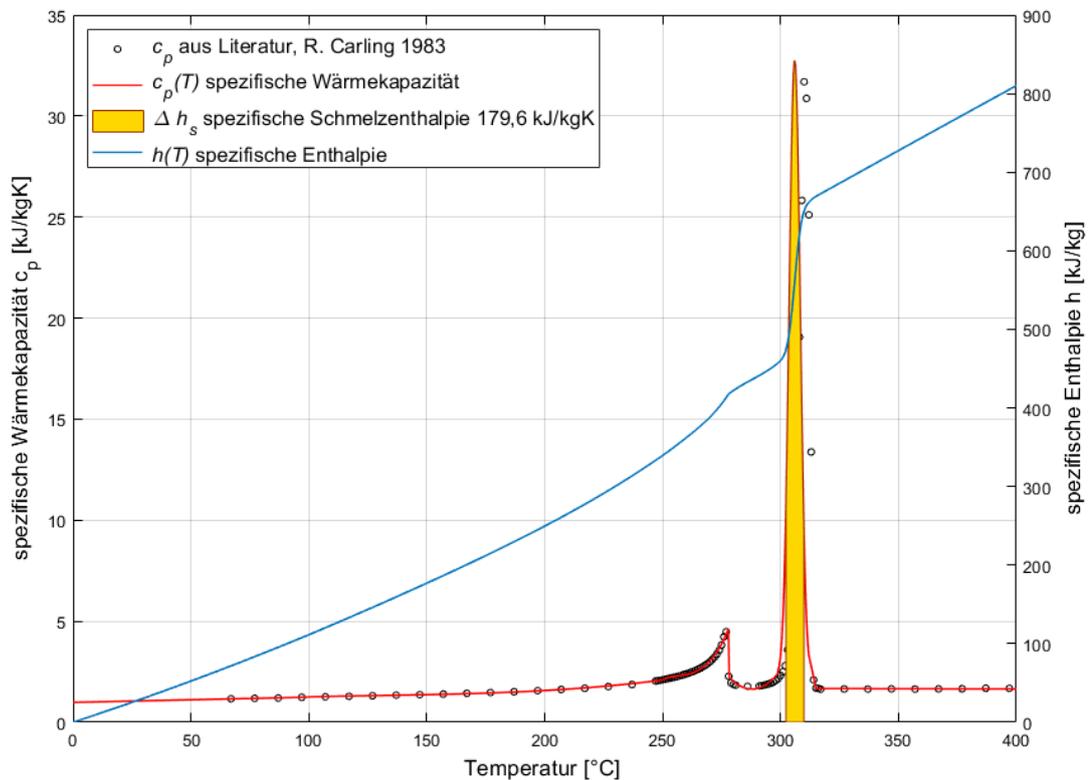


Abbildung 51: spezifische Wärmekapazität und spezifische Enthalpie von NaNO₃, Quelle: Georg Scharinger-Urschitz 2018 TU Wien

6.2 Mitteltemperaturen und Speicherdiskretisierung

Da die Messwerte einzelner Messpunkte in ihrem Zeitverlauf teils stark schwanken können, ist es sinnvoll Messwerte verschiedener Messstellen zu Mitteltemperaturen zusammenzufassen. Durch diese Methode werden Schwankungen der Messwerte reduziert, weshalb gemittelte Temperaturen geeigneter sind Aussagen zum Verhalten des Speichers zu treffen. Um eine gemittelte Temperatur berechnen zu können gilt es, Messstellen sinnvoll zusammenzufassen und den Speicher geeignet zu diskretisieren. Für die in dieser Arbeit präsentierten Auswertungen fanden unterschiedliche Mitteltemperaturen Anwendung, deren Definition sowie zugrundeliegende Speicherdiskretisierung in diesem Abschnitt näher erläutert werden.

6.2.1 Speicherdiskretisierung

Zur Berechnung der verschiedenen Mitteltemperaturen wurde der Speicher, wie in Abbildung 52 gezeigt, radial in vier sowie axial in fünf Abschnitte diskretisiert. Erfolgte die axiale Diskretisierung einfach auf Basis der physischen Trennung durch die verbauten Querrippen, mussten im Gegensatz dazu zur radialen Diskretisierung geeignete Grenzen definiert werden.

Zu diesem Zweck wurden die platzierten Thermofühler herangezogen, wodurch die an den Messstellen a-d gemessenen Temperaturen als Randtemperaturen der Sektoren interpretiert werden können. Die vorhandenen Messstellen reichen aus um die äußeren drei radialen Sektoren vollständig zu begrenzen. Um den innersten Sektor nach innen zu begrenzen wurde die Außenfläche des HTF führenden Stahlrohres als Grenze gewählt. Die Temperatur dieser Außenfläche kann, wegen der geringen Wandstärke des Stahlrohres und der guten Wärmeleitfähigkeit des Stahls, als mit der des HTF ident betrachtet werden. Die begrenzenden Temperaturmessstellen sind in Abbildung 52 als rote Bereiche dargestellt.

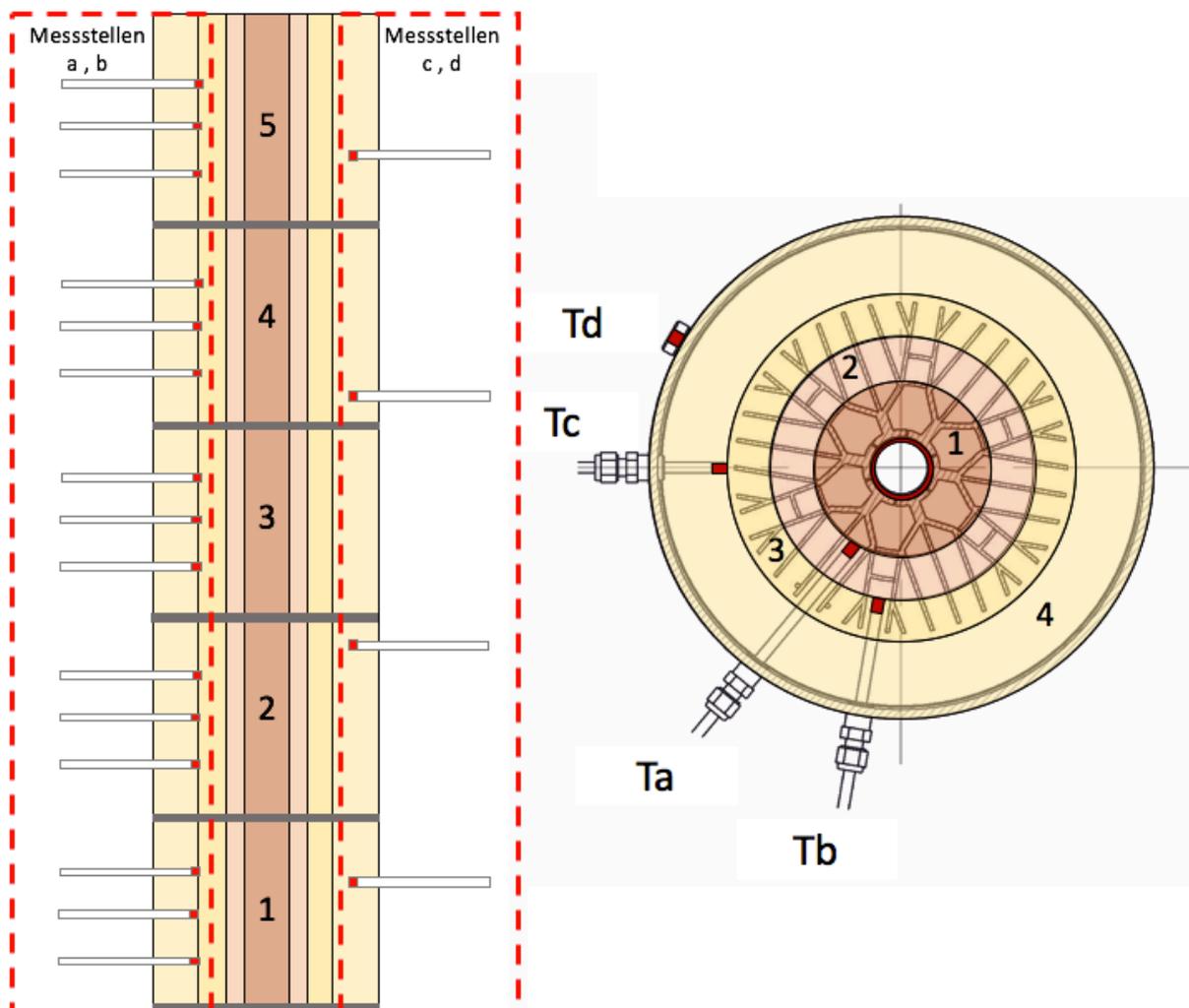


Abbildung 52: Schema der Speicherdiskretisierung: rechts Einteilung in vier radialen Sektoren; links Einteilung in die fünf axialen Kammern

6.2.2 Mitteltemperaturen der Messstellen

Die Mitteltemperaturen der Messstellen a-d, welche zugleich als Randtemperaturen der radialen Sektoren fungieren, werden durch arithmetisches Mitteln bestimmt und sind durch Gleichung (15) definiert, wobei $l \in \{a, b, c, d\}$ und $n_l = 15$ bei $l \in \{a, b\}$ und $n_l = 4$ bei $l \in \{c, d\}$.

$$T_{l,m} = \frac{\sum_{s=1}^{n_l} T_{l,s}}{n_l} \quad (15)$$

6.2.3 HTF Mitteltemperatur

Die gemittelte Temperatur des Thermoöls wurde mit Gleichung (16) definiert. Diese dient auch als Randtemperatur des innersten radialen Sektors.

$$T_{HTF,m} = \frac{T_{PT1} + T_{PT2}}{2} \quad (16)$$

6.2.4 Mitteltemperaturen der radialen Sektoren

Mit Hilfe der zuvor bestimmten Randtemperaturen können die gemittelten Sektortemperaturen bestimmt werden. Für diese Mitteltemperaturen kann aber nicht einfach das arithmetische Mittel herangezogen werden. Dies würde eine über die Länge gleichmäßige Massenverteilung erfordern. Diese Bedingung ist radial jedoch nicht mehr gegeben. Im vorliegenden Fall wird die Massenverteilung über die Fläche als gleichmäßig betrachtet. Aus diesem Grund wurde für die Mitteltemperaturen eines radialen Sektors auch der logarithmische Mittelwert der diesen Sektor begrenzenden Randtemperaturen verwendet, welcher die Massenverteilung besser berücksichtigt. Die so gemittelten radialen Sektortemperaturen sind durch Gleichung (17) definiert, mit $j \in \{1,2,3,4\}$.

$$T_{j,m} = \frac{T_{j,a} + T_{j,i}}{\ln\left(\frac{T_{j,a}}{T_{j,i}}\right)} \quad (17)$$

6.2.5 Mitteltemperatur des Wärmespeichers

Die Mitteltemperatur des gesamten Speichers wird mit Hilfe der gemittelten Sektortemperaturen bestimmen. Dazu werden diese, nach der in ihnen enthaltenen Speichermasse, gewichtet gemittelt. Um die radiale Salzmassenverteilung der Speichersektoren zu bestimmen, wurde das vom Salz besetzte Volumen jedes Sektors mittels CAD Modell ermittelt. Die Gesamtspeichermasse wurde anschließend, im Verhältnis dieser Volumen, auf die Sektoren aufgeteilt. Mit den bekannten Massen kann abschließend die Mitteltemperatur des Speichers berechnet werden. Für diese Arbeit ist sie mit Gleichung (18) definiert.

$$T_m = \frac{\sum_{j=1}^4 T_{j,m} m_j}{m_{Salz}} \quad (18)$$

In weiterer Folge wurden auch die in den Sektoren enthaltenen Aluminiummassen ermittelt, welche für spätere Berechnungen benötigt werden, vgl. Abschnitt 6.3.2.

Die Sektorabmessungen, die aufgeteilten Salz- und Aluminiummassen, die Sektorquerschnittsflächen sowie deren prozentuelle Aufteilung sind in Tabelle 11 aufgelistet.

Tabelle 11: Daten der radialen Sektoren

Sektor	Außenradius [mm]	Innenradius [mm]	Fläche [mm ²] / Anteil [%]	Aluminiummasse [kg] / Anteil [%]	Salzmasse [kg] / Anteil [%]
1	47	16,85	6047,81 / 11,32	15,31 / 36,42	24,16 / 8,63
2	72	47	9346,24 / 17,49	13,83 / 32,9	44,35 / 15,84
3	93	72	10885,62 / 20,37	12,21 / 29,04	54,44 / 19,44
4	136,5	93	27153,57 / 50,82	0,69 / 1,64	157,05 / 56,09
gesamt	136,5	16,85	53433,24 / 100	42,04 / 100	280 / 100

6.2.6 Mitteltemperaturen der axialen Kammern

Um den axialen Temperaturverlauf beurteilen zu können, bietet es sich an Mitteltemperaturen der einzelnen Speicherkammern zu bilden. Bis auf kleine Unterschiede ist die Vorgehensweise dabei mit jener der Gesamtspeichermitteltemperatur ident. Auch hier werden zuerst die Randtemperaturen der radialen Sektoren der jeweiligen Kammer bestimmt. Dazu wird Gleichung (15) herangezogen, wobei hier jedoch nur die jeweiligen Messwerte der betroffenen Kammer berücksichtigt werden. Da $T_{HTF,m}$ über die gesamte Speicherlänge als konstant betrachtet wird sind die innersten Randtemperaturen jeder Kammer ident. Aufgrund fehlender eigener Thermofühler an den Messpositionen c und d bei Kammer Nummer 3, wurden diese durch die Mittelwerte der entsprechenden Messpunkte von Kammer 4 und 2 ergänzt.

Sind die Randtemperaturen der einzelnen Kammern bestimmt, können mit Gleichung (17) die Temperaturen der radialen Sektoren der entsprechenden Kammer berechnet werden und in weiterer Folge mittels Gleichung (18) die mittlere Kammertemperatur. Gleichung (18) kann dabei mit unveränderten Salzmassen verwendet werden, da die Salzmassen der einzelnen Kammern zwar variieren können, das Verhältnis zwischen den radialen Sektoren jedoch unverändert bleibt.

6.2.7 Heatmaps

Im Zuge der Auswertungen wurden sogenannte Heatmaps erstellt. Diese Heatmaps sollen die Temperaturentwicklung über einen Messzyklus grafisch veranschaulichen und wurden für den axialen sowie den radialen Temperaturverlauf erstellt.

Um die Heatmaps erstellen zu können, mussten Temperaturen, wie in Tabelle 12 dargestellt, geeignet kombiniert, gemittelt, und anschließend einer radialen bzw. axialen Position zugewiesen werden. Die Nullpunkte ist dabei der Schnittpunkt der Mittelachse des Speichers mit der Unterseite der untersten Querrippe definiert.

Tabelle 12: Messwertkombinationen für Heatmaps und deren zugewiesene radiale/axiale Position

Radiale Position [mm]		16,85	47	72	93	136,5
Axiale Position [mm]	errechnete Temperatur	T0	T1	T2	T3	T4
100	T1	T_{HTF_m}	Ta 1_1	Tb 1_1	Tc_1	Td_1
294	T2	T_{HTF_m}	Ta 1_2	Tb 1_2	Tc_1	Td_1
488	T3	T_{HTF_m}	Ta 1_3	Tb 1_3	Tc_1	Td_1
682	T4	T_{HTF_m}	Ta 2_1	Tb 2_1	Tc_1	Td_1
876	T5	T_{HTF_m}	Ta 2_2	Tb 2_2	Tc_2	Td_2
1070	T6	T_{HTF_m}	Ta 2_3	Tb 2_3	Tc_2	Td_2
1264	T7	T_{HTF_m}	Ta 3_1	Tb 3_1	Tc_2	Td_2
1458	T8	T_{HTF_m}	Ta 3_2	Tb 3_2	Tc_2	Td_2
1652	T9	T_{HTF_m}	Ta 3_3	Tb 3_3	Tc_3	Td_3
1846	T10	T_{HTF_m}	Ta 4_1	Tb 4_1	Tc_3	Td_3
1040	T11	T_{HTF_m}	Ta 4_2	Tb 4_2	Tc_3	Td_3
2234	T12	T_{HTF_m}	Ta 4_3	Tb 4_3	Tc_4	Td_4
2428	T13	T_{HTF_m}	Ta 5_1	Tb 5_1	Tc_4	Td_4
2622	T14	T_{HTF_m}	Ta 5_2	Tb 5_2	Tc_4	Td_4
2816	T15	T_{HTF_m}	Ta 5_3	Tb 5_3	Tc_4	Td_4

Für die Heatmap des radialen Temperaturverlaufs entsprechen die benötigten Mitteltemperaturen den mit Gleichungen (15) und (16) berechneten gemittelten Randtemperaturen der radialen Sektoren.

Für die Heatmap des axialen Temperaturverlaufs wurden 15 Temperaturen gebildet. Jede dieser 15 Temperaturen wurde, wie in Tabelle 12 aufgelistet, wiederum aus fünf Messwerten gebildet. Mit diesen Messwerten wurden, wie für die Mitteltemperatur des gesamten Speichers mit Gleichungen (17) und (18) zuerst Sektortemperaturen und anschließend eine gewichtete Mitteltemperatur berechnet.

Zusammengefasst wurden die Temperaturen für die radiale Heatmap in axialer Richtung arithmetisch gemittelt und für die axiale Heatmap, ident den zuvor erläuterten Verfahren, nach Salzmassen gewichtet gemittelt.

Um schlussendlich die gewünschte Heatmap zu generieren wurde, mit den gemittelten Temperaturverläufen auf ihren zugewiesenen Positionen als Stützstellen, eine Ebene errechnet, welche zwischen den Stützstellen linear interpoliert.

6.3 Speicherkapazität und Wärmestrom

Im Zuge der Auswertungen wurde auch der Wärmestrom zwischen Thermoöl und Energiespeicher untersucht. Um dem Wärmestrom über die Systemgrenze zu beobachten, ist es zweckdienlich eine Energiebilanz zu erstellen, welche sämtliche zu- bzw. abfließenden Energieströme erfasst. Diese Bilanz kann sowohl aus Perspektive des Thermoöls als auch des

Energiespeichers erfolgen. Die dafür notwendigen Systemgrenzen können, wie in Abbildung 53 schematisch dargestellt, gezogen werden. Da der Wärmetransport zwischen Thermoöl und Wärmespeicher über das innen liegende Stahlrohr erfolgt, kann dessen Außenfläche als Bilanzgrenze betrachtet werden. In Abbildung 53 ist sie als violett strichlierte Linie dargestellt.

Für den Speicher kann die Bilanzgrenze ebenfalls entlang der Außenfläche gezogen werden. Nach außen hin wird dieses System zusätzlich durch die Stahlbehälteraußenseite begrenzt. In Abbildung 53 ist diese Bilanzgrenze als rote strichlierte Linie dargestellt.

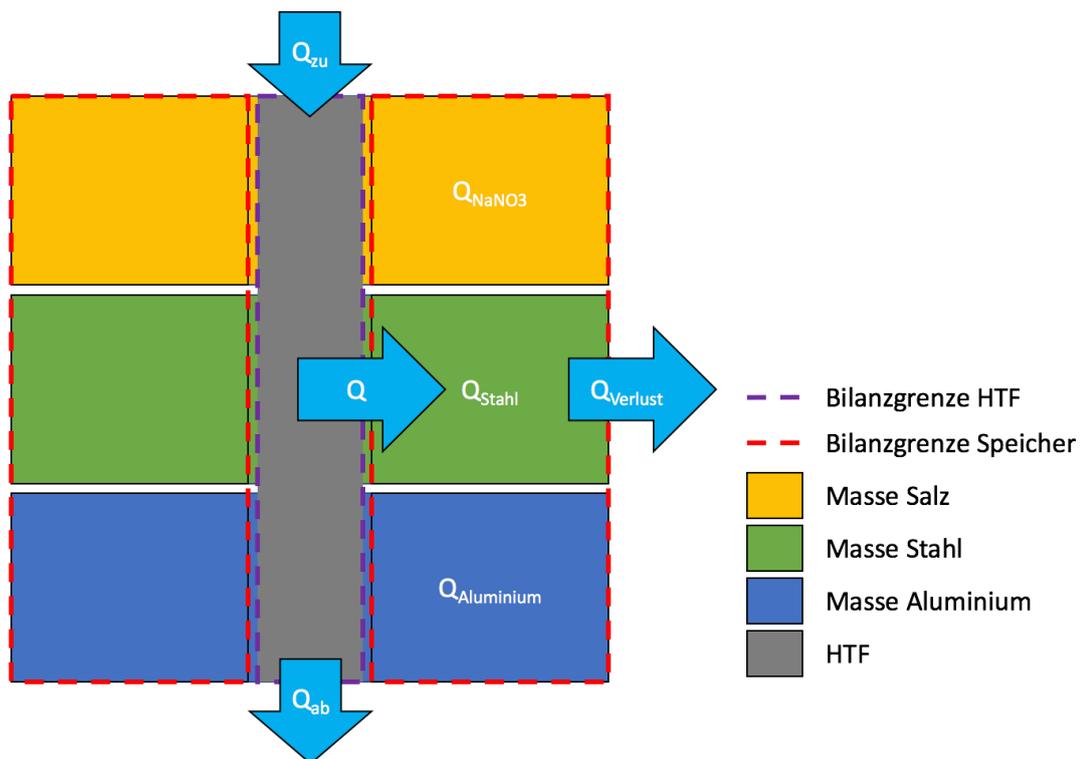


Abbildung 53: Schematische Darstellung der Bilanzgrenzen

6.3.1 Energiebilanz des Wärmeträgermediums

Aus Perspektive des Thermoöls kann die Energiebilanz sehr einfach aufgestellt werden. Da Ein- und Austrittstemperatur des Thermoöls sehr knapp vor bzw. nach dem Speicher aufgenommen werden, können Verlustwärmeströme vernachlässigt werden. Folglich müssen neben der zugeführten und abgeführten Wärmemenge keine anderen Energieströme berücksichtigt werden. Der zugeführte Wärmestrom ist als Produkt des Thermoölmassenstroms und dessen Enthalpie bei Eintrittstemperatur definiert. Ebenso ist der abgeführte Wärmestrom als Produkt von Massenstrom und Enthalpie bei Austrittstemperatur definiert. Wegen fehlender anderer Wärmeströme, kann die Differenz dieser beiden Wärmeströme nur durch Austausch mit dem Energiespeicher verursacht werden.

Mit dieser Leistungsbilanz kann folglich ein Wärmestrom zwischen Thermoöl und Wärmespeicher mit Gleichung (19) beschrieben werden.

$$\dot{Q}_{HTF}(t) = \dot{Q}_{zu}(t) - \dot{Q}_{ab}(t) = \dot{m}_{HTF} [h_{HTF}(T_{HTF,ein}(t)) - h_{HTF}(T_{HTF,aus}(t))] \quad (19)$$

Mit dieser Definition werden Wärmeströme während des Einspeichervorgangs stets positiv und während des Ausspeicherns negativ. Ob $T_{HTF,ein}$ die Temperatur des Sensors PT1 oder PT2 beschreibt hängt von der Betriebsart ab. Bei NB wird $T_{HTF,ein}$ durch PT2 beschrieben, bei UB durch PT1. Für die Temperatur $T_{HTF,aus}$ gilt umgekehrtes. Wird nun der Wärmestrom aus Gleichung (19) nach Gleichung (20) über die Zeit integriert, erhält man, die in diesem Zeitraum, über die Systemgrenze transportierte Wärmemenge Q .

$$Q(t) = \int_0^t \dot{Q}(t) dt \quad (20)$$

In dem hier beschriebenen Kontext kann \dot{Q} als die Leistung des Energiespeichers interpretiert werden. Da die nach Gleichung (20) bestimmte Wärmemenge Q aber nur die vom Thermoöl, bis zum Zeitpunkt t , zu- bzw. abgeführte Wärmemenge beschreibt und somit auch Verluste beinhaltet kann sie nicht wirklich als Speicherkapazität verstanden werden, zu diesem Zweck bietet sich eher die Betrachtung aus Sicht des Speichers an.

6.3.2 Energiebilanz des Speichers

Da beim Wärmespeicher keinerlei Stoffaustausch mit seiner Umgebung stattfindet, bietet es sich an eine Energiebilanz aufzustellen und daraus, falls notwendig, Wärmeströme abzuleiten. Ganz allgemein, kann die Energiebilanz für ein geschlossenes System mit Gleichung (21) formuliert werden. Sie besagt, dass die Änderung der Gesamtenergie des Systems durch eine Änderung der vom System gehaltenen Wärmemenge sowie einer geleisteten mechanischen Arbeit hervorgerufen werden kann. Da im hier vorhandenen System „Wärmespeicher“ keine mechanische Arbeit geleistet wird, gilt $W(t) = 0$ wodurch Gleichung (22) gebildet werden kann. Die Änderung der Energie des Systems, wird folglich nur durch die Differenz der zu- und abgeführten Wärmemenge verursacht. Sie hat im inneren des Speichers eine Veränderung der vom Natriumnitrat, den Aluminiumbauteilen sowie den Stahlbauteilen gehaltenen Wärme zur Folge, was mit Gleichung (23) beschrieben werden kann. Wird Gleichung (23) in Gleichung (22) eingesetzt und auf die, dem Wärmespeicher zugeführte, Wärmemenge $Q_{Speicher}(t)$ umgeformt, erhält man Gleichung (24).

$$\Delta E(t) = \Delta Q(t) + W(t) \quad (21)$$

$$\Delta E(t) = Q_{\text{Speicher}}(t) - Q_{\text{Verlust}}(t) \quad (22)$$

$$\Delta E(t) = Q_{\text{NaNO}_3}(t) + Q_{\text{Aluminium}}(t) + Q_{\text{Stahl}}(t) \quad (23)$$

$$Q_{\text{Speicher}}(t) = Q_{\text{NaNO}_3}(t) + Q_{\text{Stahl}}(t) + Q_{\text{Aluminium}}(t) + Q_{\text{Verlust}}(t) \quad (24)$$

Wie Gleichung (24) zeigt, ist, im Vergleich zur Perspektive des HTF, die speicherseitige Betrachtung etwas komplexer. Neben der Aufschlüsselung der gespeicherten Wärmemenge auf Speichermaterial, Stahlbauteile sowie Aluminium-Wärmetauscherrippen, dürfen hier auch die Verluste nicht vernachlässigt werden und müssen somit in Gleichung (24) aufscheinen. Wie jeder dieser einzelnen Teile ermittelt wird, wird in nachfolgenden Abschnitten genauer erläutert.

6.3.2.1 Wärme in der Speichermasse

Allgemein kann die, von einer Masse m , im Zuge einer Zustandsänderung, bis zum Zeitpunkt t zu- bzw. abgeführte Wärmemenge $Q(t)$ mit Gleichung (25) beschrieben werden.

Diese beschreibt den zur Änderung des Temperaturniveaus, von $T(0)$ auf $T(t)$, notwendigen Energieunterschied der Masse m .

$$Q(t) = \int_{T(0)}^{T(t)} m c_p(T) dT = m [h(T(t)) - h(T(0))] \quad (25)$$

Da Gleichung (25) über die gesamte Masse gemittelte Werte verwendet, würde mit dieser Beschreibung ein etwaiger Phasenwechsel in der gesamten Masse simultan stattfinden, was aber nicht dem realen Prozess im Speicher entsprechen würde. Aus diesem Grund macht wiederum eine Diskretisierung Sinn, um die zeitlichen Verläufe der Wärmemengen der jeweiligen Diskretisierungselemente zu bestimmen. Dadurch werden Phasenwechsel auf einzelne Massenelemente beschränkt, wodurch der zeitliche Verlauf der in der gesamten Masse gespeicherten Wärmemenge genauer bestimmt werden kann.

Dieses Vorgehen kann mit Gleichung (26) beschrieben werden und lässt so erkennen, dass dessen Exaktheit vor allem von der Feinheit der Diskretisierung abhängt. Zur Berechnung der vom Natriumnitrat gehaltenen Wärmemenge und deren Zeitverlauf, wurde die in Abschnitt 6.2 präsentierte Speicherdiskretisierung in vier radiale Sektoren verwendet.

Mit diesen vier Sektoren, den darin enthaltene Salzmassen nach Tabelle 11, den gemittelten Sektortemperaturen nach Gleichung (17) sowie den nach Abschnitt 6.1.2 ermittelten Stoffwerten, wurden die Wärmemengen der einzelnen Sektoren nach Gleichung (26) bestimmt und anschließend aufsummiert.

$$Q(t) = \sum_{i=1}^{n_m} Q_i(t) = \sum_{i=1}^{n_m} \int_{T_i(0)}^{T_i(t)} m_i c_p(T_i) dT_i \quad (26)$$

6.3.2.2 Verlustwärme

Im Gegensatz zu den anderen Bestandteilen von Gleichung (24), wurde zur Bestimmung der Verluste nicht direkt die Wärmemenge herangezogen, sondern ein Wärmestrom ermittelt aus welchem diese bestimmt werden können. Zu diesem Zweck wurden, für das vorliegende Wärmespeichersystem, Messungen im Stationärzustand bei unterschiedlichen Vorlauftemperaturen vorgenommen. In diesem Zustand wird der Energieinhalt des Speichers nicht weiter erhöht, da Wärmeverluste und aufgenommene Energie im Gleichgewicht stehen. Es wird also vom HTF exakt der, vom Speicher an die Umgebung fließende Wärmestrom, an den Speicher abgegeben. Folglich kann der Verlustwärmestrom mit Gleichung (19) bestimmt werden.

Neben den so gemessenen Verlustwärmeströmen wurden bei diesen Messungen auch die sich im stationären Zustand einstellende gemittelte Manteltemperatur und Temperatur der Isolierungsoberfläche an der Außenseite des Tanks aufgezeichnet und in Tabelle 13 aufgelistet.

Tabelle 13: Verlustwärmemessungen

$T_{Vorlauf}$ [°C]	ΔT_V [°C]	$\dot{Q}_{Verlust}$ [W]
276	230,090	370
286	241,445	390
296	246,423	400
306	252,428	400
316	270,863	440
326	277,880	430
336	283,398	460

Da die Differenz dieser beiden Temperaturen die Treibkraft des Verlustwärmestroms wiedergibt, macht es Sinn mittels einer Regressionsgeraden die Verluste, in Bezug zu ihr, darzustellen. Mit der so erhaltenen Beziehung nach Gleichung (27) ist eine, für die in dieser Arbeit durchgeführten Auswertungen, ausreichend gute Beschreibung des Verlustwärmestromes gegeben und durch Integration über die Zeit nach Gleichung (20) schlussendlich auch eine Bestimmung der Verlustwärme möglich.

$$\dot{Q}_{Verlust}(\Delta T_V) = 1,520287472 \Delta T_V + 21,37768932 \quad (27)$$

6.3.2.3 Wärme in den Stahlbauteilen

Für die Bestimmung der in den Stahlbauteilen gespeicherten sensiblen Wärmemenge wurde die Gesamtmasse des Stahls, mit der Masse des Stahlbehälters plus eines zusätzlichen Zuschlags für zusätzliche Anbauteile von 20 %, nach Gleichung (28) abgeschätzt.

$$m_{Stahl} = 1,2 \frac{(d_{SB,a}^2 - d_{SB,i}^2) \pi}{4} h_{SB} \rho_{Stahl} \quad (28)$$

Mit der so berechneten Stahlmasse, der nach Gleichung (15) berechneten gemittelten Manteltemperatur $T_{d,m}$, sowie einer, als konstant angenommenen, spezifische Wärmekapazität von 0,461 kJ/kgK, wurde die im Stahl gespeicherte Wärme nach Gleichung (25) berechnet.

6.3.2.4 Wärme in den Aluminiumbauteilen

Zur Bestimmung der im Aluminium gespeicherten sensiblen Wärmemenge wurde ähnlich wie bei der Speichermasse nach Gleichung (26) vorgegangen und wieder die Diskretisierung in vier radiale Sektoren angewandt. Zur Berechnung der Wärmemengen wurde aber eine als konstant angenommene spezifische Wärmekapazität von 0,89 kJ/kgK [57] verwendet. Die in den radialen Sektoren enthaltenen Aluminiummassen können Tabelle 11 entnommen werden.

6.4 Wärmedurchgangskoeffizient

Um den Wärmetransport zwischen HTF und Speicher zu quantifizieren und somit vergleichbar zu machen, wurde ein Wärmedurchgangskoeffizient nach Gleichung (29) definiert.

$$k(t) = \frac{\dot{Q}(t)}{A_B \Delta T(t)} \quad (29)$$

Zur Berechnung dieses Koeffizienten wird der Wärmestrom $\dot{Q}(t)$ zwischen HTF und Speicher herangezogen, welcher mittels Gleichung (19) berechnet wird. Als Bezugsfläche A_B wurde die Außenfläche des HTF führenden Stahlrohres gewählt. Mit einem Außendurchmesser d_B von 33,7 mm und einer, mit dem Speichermaterial in Kontakt stehenden, Höhe h_B von 3m errechnet sich die Bezugsfläche, nach Gleichung (30), zu 0,31762 m².

$$A_B = d_B \pi h_B \quad (30)$$

Als Temperaturdifferenz $\Delta T(t)$ wird die Differenz zwischen der mittleren Thermoöltemperatur nach Gleichung (16), und der mittleren Speichertemperatur nach Gleichung (18) betrachtet, welche durch Gleichung (31) bestimmt wird.

$$\Delta T(t) = T_{HTF,m} - T_m \quad (31)$$

Der hier definierte Wärmedurchgangskoeffizient beschreibt den Wärmedurchgang vom HTF zum PCM. Er beinhaltet folglich konvektive als auch konduktive Anteile und umfasst den Wärmetransport vom HTF zum Stahlrohr, die Wärmeleitung durch das Stahlrohr, die Wärmeleitung vom Stahlrohr durch die Aluminiumrippen und anschließend den Wärmetransport von den Rippen in das Speichermaterial.

Da dieser Wärmedurchgangskoeffizient all diese Effekte beinhaltet, ist er auch nur für den hier vorhanden experimentellen Aufbau anwendbar. Dennoch ist durch ihn die Möglichkeit gegeben Systemverhalten abschätzen und vergleichen zu können sowie dominierende Effekte zu beurteilen.

6.5 Leistungsgrößen des LESY

Um eine Quantifizierung der Performance des LESY zu ermöglichen wurden einige Leistungsgrößen definiert, welche an dieser Stelle beschrieben werden sollen.

Als wohl wichtigster Parameter eines Speichers kann sein Fassungsvermögen betrachtet werden. Im Falle eines thermischen Energiespeichers ist das die gespeicherte Wärmemenge. Diese, als **Beladepkapazität** benannte Größe, wird für den hier vorliegenden Wärmespeicher mit Gleichung (34), als die bis zum Ende der Beladungsphase vom Speicher aufgenommene Wärmemenge, definiert. Diese entspricht der vom HTF zugeführten Wärme abzüglich der Verluste.

Da die Entladephase ebenfalls verlustbehaftet ist, entspricht die vom Speicher wieder abführbare Wärmemenge nicht der Beladepkapazität. Diese als **Entladepkapazität** bezeichnete Größe ist durch Gleichung (33) definiert und ist mit der, während der Entladephase, vom HTF abgeführten Wärmemenge ident.

$$K_B = Q_{HTF,B} - Q_{Verlust,B} \quad (32)$$

$$K_E = Q_{HTF,E} = Q_{HTF,B} - [Q_{Verlust,B} + Q_{Verlust,E}] \quad (33)$$

Mit den zuvor beschriebenen Wärmemengen können auch verschiedene Nutzungsgrade definiert werden. Zum einen kann der Nutzungsgrad der Beladephase bestimmt werden, zum anderen jener der Entladephase. Aus diesen beiden Nutzungsgraden kann in weiterer Folge der Gesamtnutzungsgrad des Speichers während eines Zyklus berechnet werden.

Die in dieser Arbeit verwendeten Nutzungsgrade sind durch die Gleichungen (34)-(36) definiert und können auch als Wirkungsgrade des Wärmespeichers interpretiert werden.

$$\eta_B = \frac{Q_{HTF,B} - Q_{Verlust,B}}{Q_{HTF,B}} = 1 - \frac{Q_{Verlust,B}}{Q_{HTF,B}} \quad (34)$$

$$\eta_E = \frac{Q_{HTF,E}}{Q_{HTF,B} - Q_{Verlust,B}} = 1 - \frac{Q_{Verlust,E}}{Q_{HTF,B} - Q_{Verlust,B}} \quad (35)$$

$$\eta_{ges} = \eta_B \cdot \eta_E = \frac{Q_{HTF,E}}{Q_{HTF,B}} \quad (36)$$

Als **Zugriffszeit** wird die Dauer definiert, bis 50 % der maximalen Entladeleistung des Speichers erreicht ist.

Zwei weitere interessante Parameter einer Wärmespeicheranlage sind durch **Energie- und Leistungsdichte** gegeben. Sie beschreiben den pro Kilogramm Speichermasse erreichten Energiegehalt, sowie die pro Kilogramm Speichermasse erreichte Leistung. Sie werden mit thermoölseitig ermittelten Größen, durch Division der Speichermasse, nach Gleichung (37) errechnet. Diese Größen sind bereits verlustbereinigt und geben somit die vom Speicher für einen etwaigen Prozess zur Verfügung gestellte Energie und Leistung wieder.

$$\rho_x = \frac{x}{m_{salz}} \quad (37)$$

Da der Leistungsverlauf des Wärmespeichers nicht konstant ist, sondern mit voranschreitender Zeit stetig abfällt, werden mit der **mittleren Be- bzw. Entladeleistung** und dem **mittleren Leistungsgradienten**, an dieser Stelle Größen definiert diesen Verlauf zu quantifizieren.

Als **mittlere Be- bzw. Entladeleistung** wird an dieser Stelle die, über die Dauer der jeweiligen Zyklusphase, mittlere thermoölseitig gemessene Leistung nach Gleichung (38) definiert. Als Maß des Leistungsverfalls wird der **mittlere Leistungsgradient** definiert. Er gibt die während der Be- bzw. Entladephase des Speichers durchschnittlich auftretende Veränderung der Speicherleistung wieder und wird nach Gleichungen (39) bestimmt.

$$P_{p,m} = \frac{K_p}{t_p} \quad (38)$$

$$LG_p = \frac{\dot{Q}_{HTF,max,p} - \dot{Q}_{HTF,min,p}}{t_p} \quad (39)$$

6.6 Messwertkorrekturen

Im Zuge der Messdurchführungen kam es immer wieder zu Sensorabweichungen oder Sensorausfällen. Die Vorgehensweise zur Nachkalibrierung bei Sensorabweichungen wurde bereits in Abschnitt 4.1.2 detailliert beschrieben.

Im Falle unerklärbarer und immer wiederkehrender Messwertsprünge wurde ein Thermofühler als defekt eingestuft. Kam es zu solch einem Sensorausfall wurden die Messwerte der betroffenen Messposition durch Messwerte einer vergleichbaren Messstelle ersetzt. Welche Sensoren ausgefallen sind und mit welchen Messwerten deren Temperaturverläufe ersetzt wurden, ist in Tabelle 14 zusammengefasst.

Tabelle 14: Messwertsubstitution

Ausfall	Ersatz
Ta 3_1	Ta 4_1
Ta 3_2	Ta 4_2
Tb 2_2	Tb 3_2
Tb 4_3	Tb 2_3
Ta 1_1	Ta 2_2
Tb 1_1	Tb 2_1
Ta 5_3	Ta 4_3
Tb 5_3	Tb 2_3

7 Ergebnisse

Abschließend sollen in diesem Abschnitt die, nach den in Abschnitt 6 beschriebenen Methoden, ausgewerteten Messereihen präsentiert und näher erläutert werden.

7.1 Standardzyklus

Wie bereits in Abschnitt 5.3.1 erläutert, wurde zur grundlegenden Beurteilung und Ermittlung der Leistungsgrößen des LESY 2 sowie zur Validierung des Effekts der zusätzlich verbauten Querrippen auf das Speicherverhalten, ein Standardzyklus durchgeführt. Die durch diesen Messzyklus ermittelten Temperaturverläufe und Parameter werden nachfolgend präsentiert und anschließend mit jenen des LESY 1 verglichen. Außerdem wird auch der, aus den Temperaturverläufen abgeleitete, Speicherleistungs- und Energieverlauf des Wärmespeichers präsentiert und beschrieben.

7.1.1 Temperaturprofile

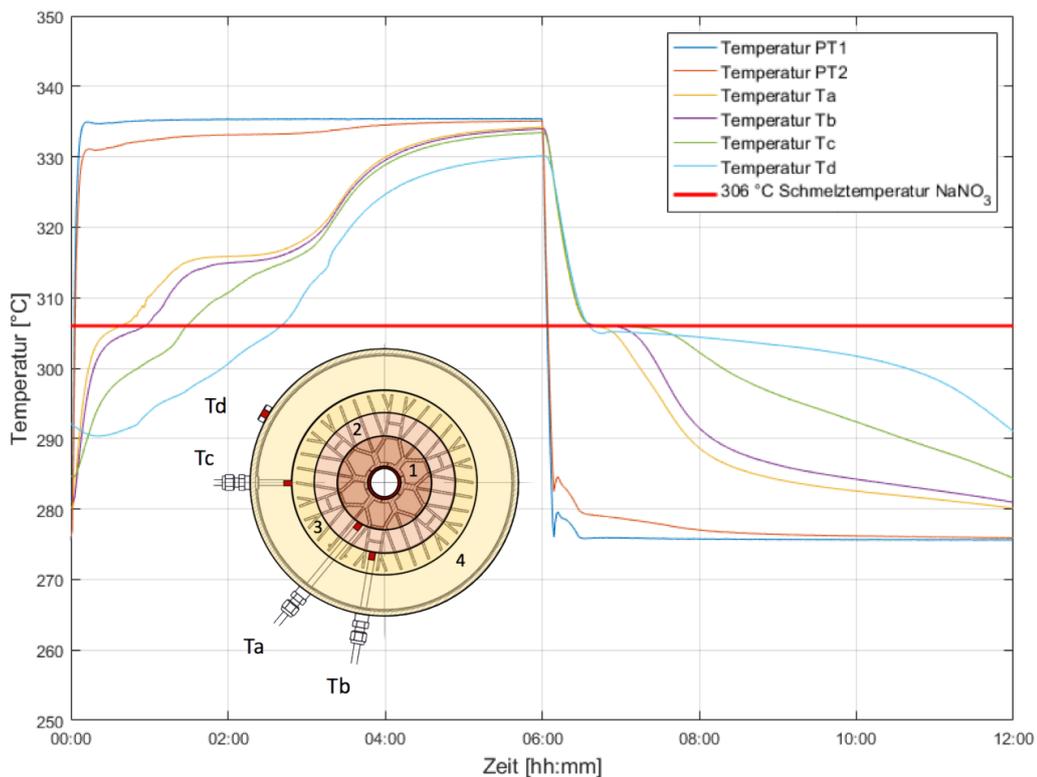


Abbildung 54: Radiales Temperaturprofil des Standardzyklus mit roter Markierung der Schmelztemperatur

Betrachtet man das, in Abbildung 54 präsentierte, radiale Temperaturprofil des Standardzyklus wird durch die Temperaturplateaus in der Ausspeicherphase sofort das charakteristische Verhalten eines Latentwärmespeichers ersichtlich.

Diese Plateaus entstehen während des Phasenwechsels. Während die Thermofühler der Messstellen a-c die Plateaus bei der, in Abbildung 54 als rote Linie markierten, Schmelztemperatur des Speichermediums von 306 °C aufweisen, ist jenes der Messstelle d leicht niedriger. Dies ist auf die Platzierung der Sensoren an der Außenseite des Speichertanks zurückzuführen.

Nachdem alle Temperaturen beim Ausspeichern gleichzeitig bis zur Phasenwechseltemperatur gefallen sind, beginnt sich das radiale Temperaturprofil, von der innersten hin zur äußersten Messstelle, aufzufächern. Dieses Verhalten verdeutlicht die starke Dominanz der Wärmeleitung beim Ausspeichern. Durch den einsetzenden Phasenwechsel kommt es beim Ausspeichern, ausgehend von der Wärmeaustauschfläche nach außen hin, zur Erstarrung des Speichermediums. Da die, dabei entstehende, feste Schicht Speichermedium über eine sehr niedrige Wärmeleitfähigkeit verfügt, wirkt sie als Isolierschicht. Da diese mit voranschreitendem Ausspeichervorgang stetig an Dicke zunimmt, wird der Wärmetransport zum HTF immer stärker gehemmt. Dieser gehemmte Wärmetransport verursacht in weiterer Folge das beobachtete Auffächern des Temperaturprofils. Sinken die Temperaturen innerhalb der Rippengeometrie nach dem Phasenwechsel noch schnell ab, nimmt der Gradient nach außen hin stetig ab.

Im Gegensatz zur Ausspeicherphase weisen die Temperaturverläufe des Einspeichervorgangs keine ausgeprägten Plateaus bei 306 °C auf. Dies liegt an der Dominanz der natürlichen Konvektion beim Phasenwechsel von fest auf flüssig [55]. Beim Einspeichern wird das Speichermedium zuerst von innen nach außen bis zur Phasenwechseltemperatur erwärmt. Wird diese erreicht beginnt das Natriumnitrat zu schmelzen. Ausgehend von den Wärmetauscherrippen kommt es zur Bildung einer flüssigen Schicht in welcher durch stetige Wärmezufuhr eine natürliche Konvektionsströmung entsteht. Diese Strömung führt zu einer ständigen Umwälzung des flüssigen Speichermediums und verhindert so ein ausgeprägtes Phasenwechselplateau an den Messstellen.

Im Gegensatz zum radialen Temperaturprofil verläuft das, in Abbildung 55 gezeigte, axiale Profil sehr einheitlich. Aufgrund der starken Fallrate der Temperatur im gesamten Speicher zu Beginn des Ausspeicherprozesses, ist der Verlauf der Mitteltemperaturen der axialen Kammern, bis zum Phasenwechsel, mit den Verläufen der radialen Messpunkte fast ident. Im Gegensatz zum radialen Temperaturprofil kommt es im weiteren Verlauf jedoch zu keinem nennenswertem auffächern.

Auch beim Einspeichern verlaufen die Temperaturen bis zum Zeitpunkt 1:30 h deckend. Ab diesem Zeitpunkt beginnen diese jedoch signifikant voneinander abzuweichen. Dies kann wieder durch die auftretende Konvektion erklärt werden. Da sie aber in den Kammern physisch begrenzt ist, kommt es zu keiner längeren Temperaturstreuung und die Verläufe nähern sich um den Zeitpunkt 3:15 h wieder einander an. Dieses Verhalten stimmt mit den von Böswarth durchgeführten numerischen Simulationen [56] überein und bestätigt diese folglich.

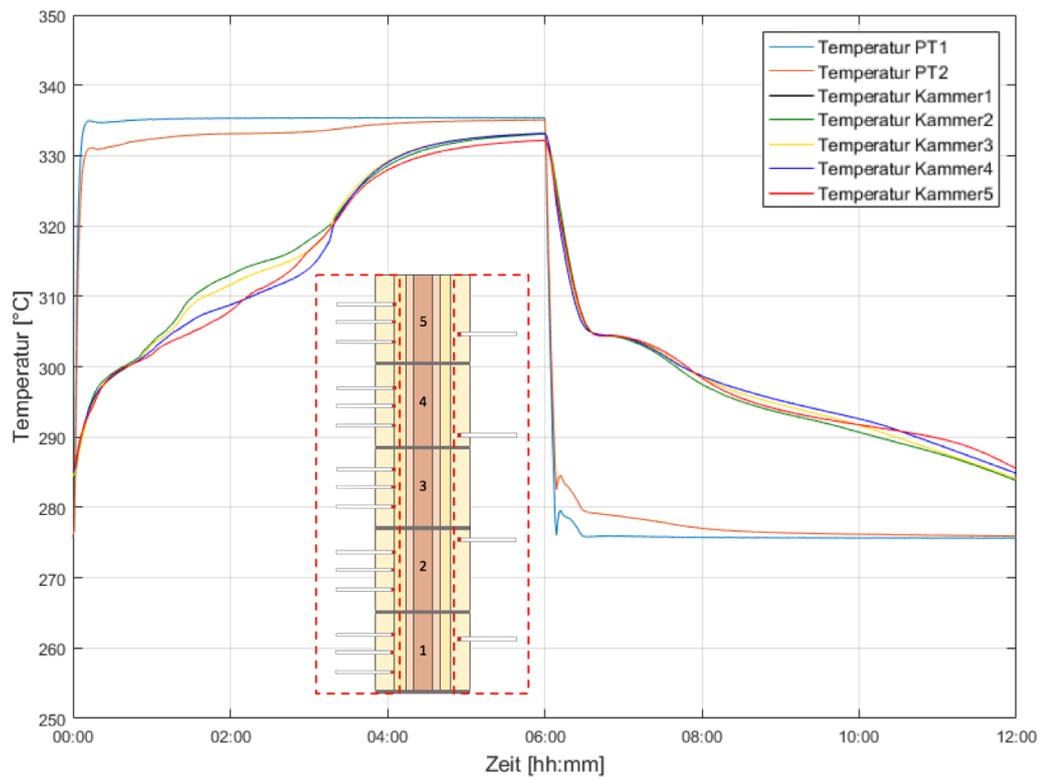


Abbildung 55: Axiales Temperaturprofil des Standardzyklus

Zusätzlich zu den in Abbildung 54 und Abbildung 55 dargestellten Temperaturverläufen, wurden im Zuge der hier präsentierten Auswertungen zwei sogenannte Heatmaps angefertigt, welche die Temperaturverteilung im Wärmespeichers und deren Entwicklung über die Zeit in radialer (Abbildung 56) sowie axialer (Abbildung 57) Richtung graphisch abbilden. Im Vergleich zu den oben gezeigten Temperaturverläufen, bilden die Heatmaps die Temperaturverteilung über den gesamten Speicher ab.

Um eine physische Bezugsgröße zu geben, wurde der radialen Heatmap ein Ausschnitt des verwendeten Rippenprofils überlagert. Der Effekt der Rippengeometrie ist besonders in der ersten Phase des Zyklus bemerkbar. Innerhalb der Rippen erfolgt eine deutlich beschleunigte Erwärmung. Im zweiten Teil des Zyklus fällt, wie schon Abbildung 54 zeigt, die Temperatur im gesamten Speicher bis zur Phasenwechseltemperatur etwa gleich schnell. Erst in Folge kommt es zur Ausbildung eines deutlichen Temperaturprofils. Durch die Bildung einer isolierenden Schicht festen Speichermaterials um die Rippen, fällt der Einfluss der Rippen hier aber geringer aus als beim Einspeichern. Es lässt sich aber in beiden Fällen, in Bereichen höheren Volu

menanteils der Wärmetauscherrippen, eine beschleunigte Temperaturänderung erkennen. In der axialen Heatmap ist die gleichmäßige Temperaturverteilung im gesamten Speicher und deren gleichmäßige Entwicklung über die Zeit beobachtbar. Auch die bereits beschriebene Bildung eines leicht ausgeprägten Temperaturprofils während des Einspeichervorgangs ist gut erkennbar, welches aber im Wesentlichen vernachlässigbar kleine Temperaturunterschiede aufweist. Wie schon durch die obigen Temperaturverläufe gezeigt, verdeutlichen diese Heatmaps nochmals den gleichmäßigen Temperaturverlauf in axialer Richtung und heben somit das dominierende radiale Temperaturprofil hervor.

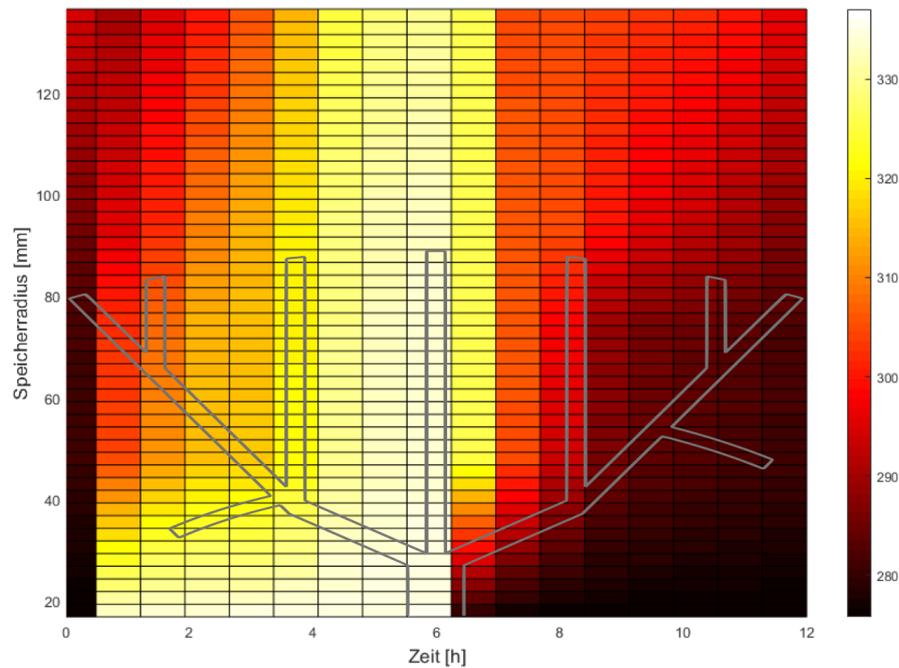


Abbildung 56: Entwicklung des radialen Temperaturprofils

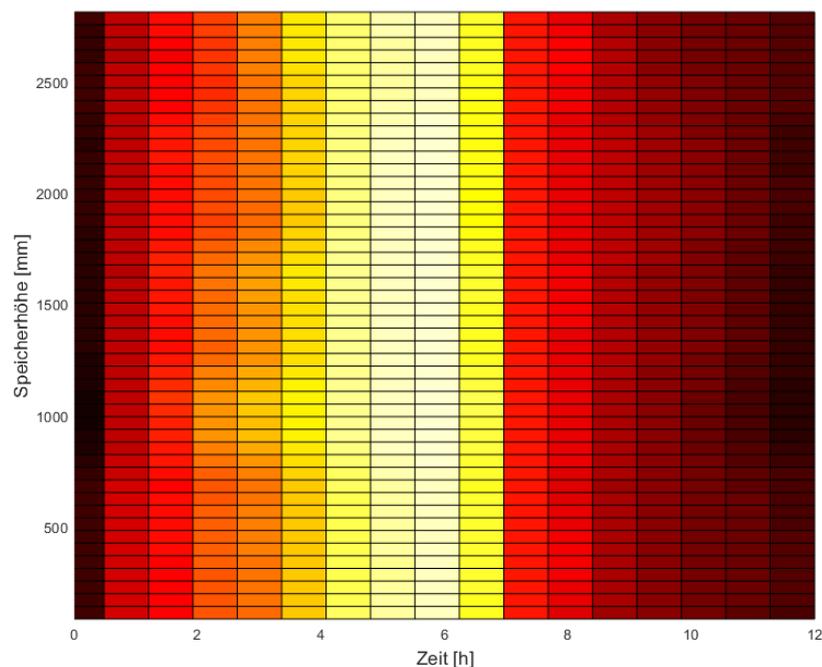


Abbildung 57: Entwicklung des axialen Temperaturprofils

7.1.2 Vergleich mit LESY 1

Um die neuartige Rippengeometrie und den Effekt der zusätzlich verbauten Querrippen zu verifizieren, wurde ein direkter Vergleich mit einer Messung des LESY 1 vorgenommen.

Zu diesem Zweck wurde der Messzyklus mit einem Massenstrom von 3 kg/s und einer Temperaturspreizung von 30 °C verwendet. Dieser Vergleich ist in Abbildung 58 abgebildet. Da die Vor- und Rücklauftemperaturen beider Messungen kongruent verlaufen, sind sie nur einmal abgebildet. Während des Ausspeichervorgangs verlaufen die, in grün abgebildeten, Temperaturverläufe des LESY 2 mit neuen Rippengeometrie fast deckend, was die homogene Temperaturverteilung erneut verdeutlicht. Im Gegensatz dazu kommt es bei den blau abgebildeten Temperaturverläufen des LESY 1 mit reiner Längsberippung zu einer deutlichen Streuung. Das Phasenwechselplateau ist ausschließlich bei der neuen Rippengeometrie deutliche ausgeprägt.

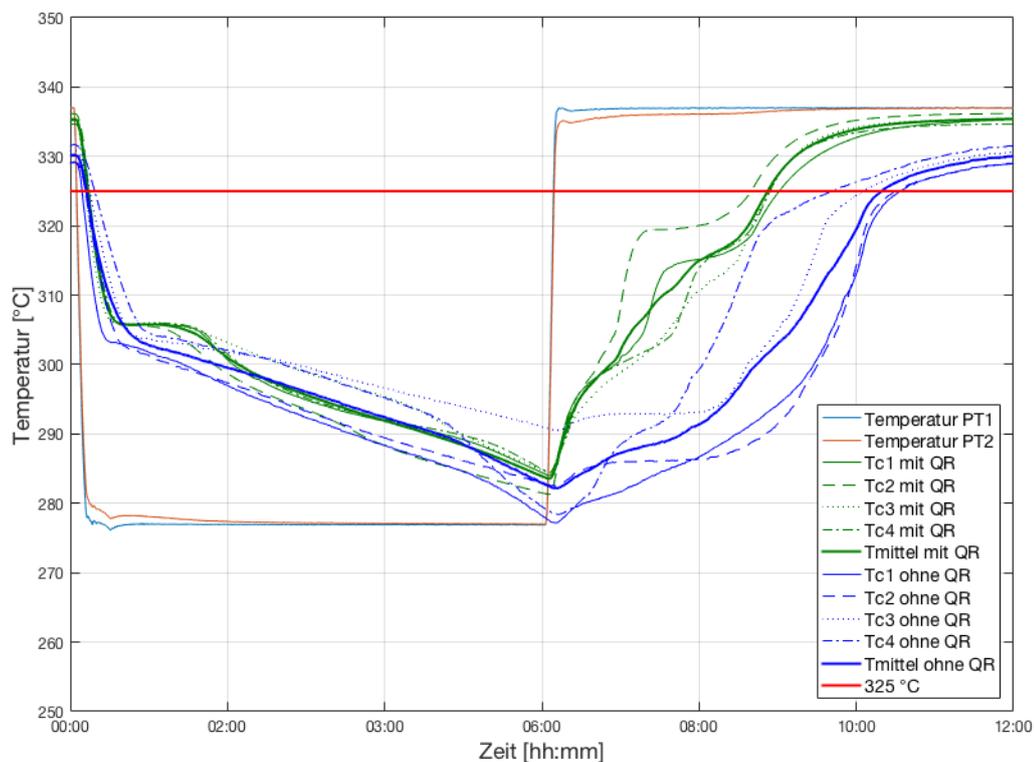


Abbildung 58: Vergleich der neuen Rippengeometrie mit reinen Längsrippen

Während des Einspeichervorgangs und dem damit verbundenen Schmelzprozess, kann ein deutlich beschleunigter und gleichmäßigerer Wärmeübergang festgestellt werden. Dieser Sachverhalt kann, neben den höheren Endtemperaturen auch durch die geringere Streuung der Temperaturverläufe mit neuer Rippengeometrie während dieser Zyklusphase, festgestellt werden. Erreicht das LESY mit reiner Längsrippengeometrie eine mittlere Temperatur von 325 °C erst nach 4:12 h benötigt es mit der neuen Rippengeometrie nur 2:50 h. Dies entspricht, gegenüber der Variante ohne Querrippen, einer Verringerung um 26,7 % und validiert die Ergebnisse der numerischen Simulationen von Böswarth [56] in zweiter Instanz.

7.1.3 Leistungsgrößen

Wie bereits Groulx [69] in einem Paper beschrieb, besteht derzeit das Problem einer fehlenden Methodik Latentwärmespeicher allgemein zu bewerten und zu vergleichen. Um dieses als „rate problem“ benannte Problem zu umgehen und die durchgeführten Messungen, zumindest in dieser Arbeit, miteinander vergleich- und bewertbar zu machen, wurden eine Reihe leistungsbewertender Parameter (vgl. Abschnitt 6.5) ermittelt, welche in Tabelle 15 aufgelistet sind.

Tabelle 15: Leistungsgrößen des Standardzyklus

Parameter	Einheit	Standardzyklus
Beladekapazität K_B	kWh	25,39
Entladekapazität K_E	kWh	18,81
Maximale Beladeleistung $\dot{Q}_{HTF,max,B}$	kW	17,414
Minimale Beladeleistung $\dot{Q}_{HTF,min,B}$	kW	0,786
Maximale Entladeleistung $\dot{Q}_{HTF,max,E}$	kW	16,449
Minimale Entladeleistung $\dot{Q}_{HTF,min,E}$	kW	0,641
Mittlere Beladeleistung $P_{B,m}$	kW	4,232
Mittlere Entladeleistung $P_{E,m}$	kW	3,135
Beladeverluste $Q_{Verlust}(t_B)$	kWh	2,62
Entladeverluste $Q_{Verlust}(t_E)$	kWh	2,53
Beladenutzungsgrad η_B	-	0,897
Entladenutzungsgrad η_E	-	0,826
Gesamtnutzungsgrad η_{ges}	-	0,741
Beladezeit t_B	h	6
Entladezeit t_E	h	6
Zykluszeit = t_B+t_E	h	12
Zugriffszeit	min	< 2
Belade-Energiedichte ρ_{KB}	kWh/kg	0,09068
Entlade-Energiedichte ρ_{KE}	kWh/kg	0,06718
Belade-Leistungsdichte ρ_{PB}	kWh/kg	0,01511
Entlade-Leistungsdichte ρ_{PE}	kW/kg	0,01120
Belade-Leistungsgradient LG_B	kW/h	2,771
Entlade-Leistungsgradient LG_E	kW/h	2,635

7.1.4 Leistung und Energie

Wie bereits unter Abschnitt 6.3 erläutert wurde, können die Energie Q und die Leistung P , oder auch als \dot{Q} bezeichnet, des Wärmespeichers von zwei Blickwinkeln aus berechnet werden. Zum einen aus dem Temperaturverlauf des HTF, und zum anderen aus der Temperaturänderungen des Wärmespeichers und all seinen Bestandteilen. Der Vergleich dieser beiden Berechnungsansätze ist in Abbildung 59 abgebildet.

Der Verlauf der Speicherleistung \dot{Q}_{HTF} ist durch die orangefarbene Linie dargestellt. Während der sechsständigen Einspeicherphase steigt sie innerhalb der ersten Minute auf ihren Maximalwert von 17,414 kW an und fällt anschließend mit einer durchschnittlichen Rate von 2,771 kW/h bis auf 0,786 kW ab. Für die Ausspeicherphase konnten etwas niedrigere Werte festgestellt werden. Hier steigt die Leistung in den ersten fünf Minuten auf ihren maximalen Wert von 16,449 kW an. Während des sechsständigen Ausspeicherprozesses fällt sie anschließend mit einer Rate von 2,635 kW/h auf ein Minimum von 0,641 kW ab. Durch Integration dieser Leistungsverläufe erhält man die HTF-seitige Energie Q_{HTF} , welche in Abbildung 59 als schwarze Linie abgebildet ist. Während des Einspeicherns erreicht sie ihr Maximum bei 25,39 kW und während des Ausspeicherns bei 18,81 kW. Aus diesem Verhältnis errechnet sich ein Gesamtnutzungsgrad von 74,1%.

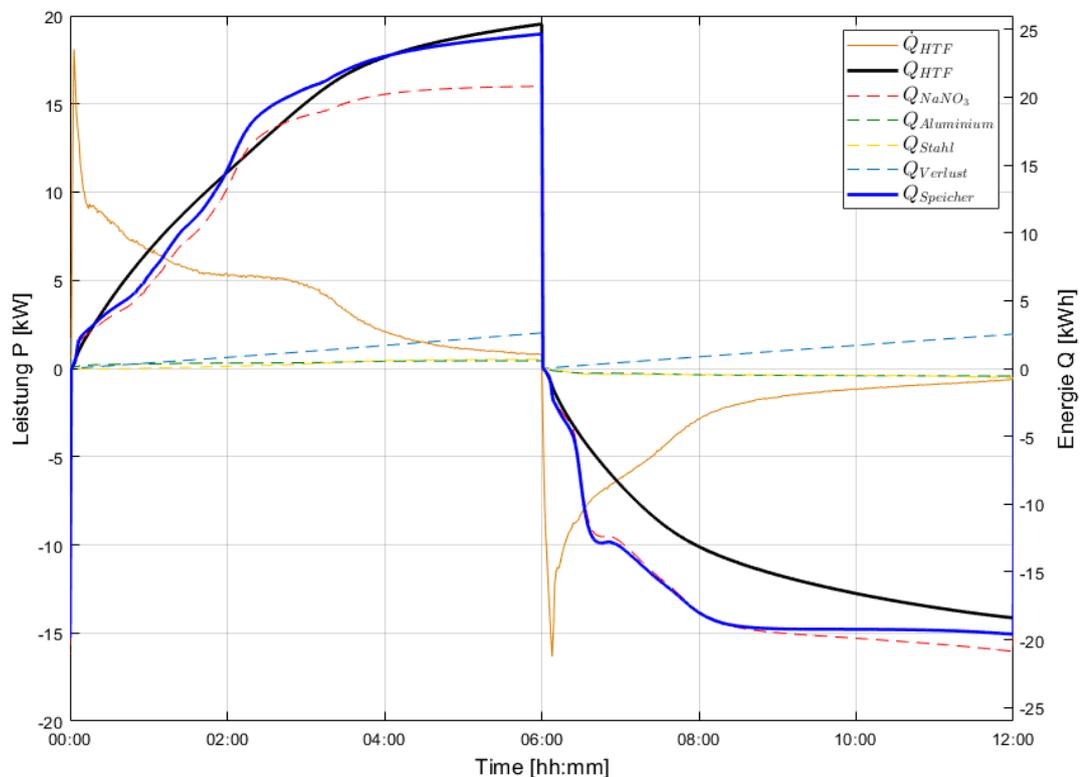


Abbildung 59: Vergleich der Energie HTF- und Speicherseitig ermittelt

Obwohl bei der speicherseitig ermittelten Wärmemenge Q_{Speicher} gleiche Werte wie bei HTF-seitiger Betrachtung auftreten sollten, können im direkten Vergleich (Abbildung 59) doch deutliche Abweichungen festgestellt werden. Diese weisen während der Einspeicherphase zwar durchaus geringe Werte auf, können für die Ausspeicherphase jedoch nicht vernachlässigt werden. Diese Abweichungen können auf Messungenauigkeiten, wie Sensorfehler, aber auch auf eine zu grobe Berechnungsdiskretisierung zurückgeführt werden.

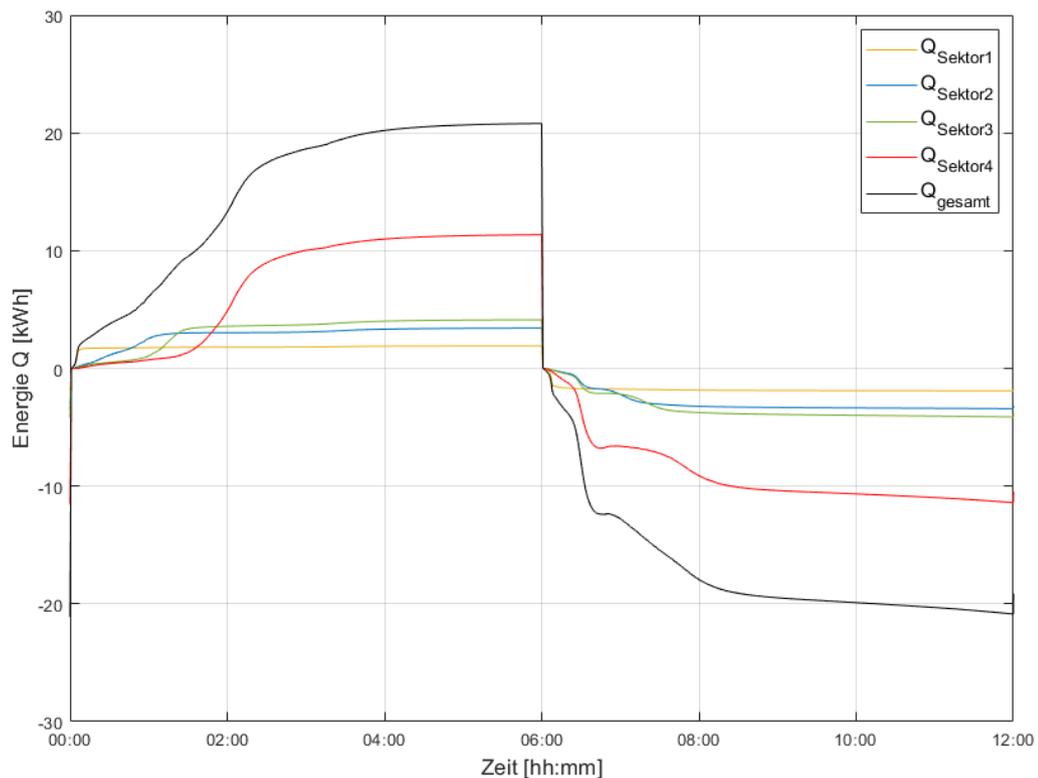


Abbildung 60: Energiegehalt der Speichermasse mit Aufschlüsselung auf die radialen Sektoren

Besonders letzteres kann durch Aufschlüsselung der von der Salzmasse gehaltenen Energie, auf die diskretisierten radialen Sektoren, in Abbildung 60 gut nachvollzogen werden. Durch die Berechnung der Energieinhalte mit Mitteltemperaturen findet im Modell der Phasenwechsel in der Gesamtmasse des jeweiligen Sektors gleichzeitig statt. Dies führt zu rapiden Energieanstiegen in den jeweiligen Sektoren, wie es in Abbildung 60 beobachtet werden kann. Diese Energiesprünge entsprechen aber nicht dem realen Prozess, welcher durch die HTF-seitigen Messwerte akkurater erfasst wird und verursachen so die Diskrepanz der beiden Betrachtungen.

Die speicherseitige Betrachtung ergibt eine eingespeicherte Energie von 24,5 kWh von der auch wieder 20,11 kWh ausgespeichert werden können, was einen Gesamtnutzungsgrad von 82 % ergibt.

Messungenauigkeiten können aber auch anhand der, in Abbildung 59 als blau strichlierte Linie dargestellten, ermittelten Verluste Q_{Verlust} festgestellt werden. Sie sollten eigentlich den Unterschied zwischen ein- und ausgespeicherter Energie von 6,58 kWh erklären. Eine Verlustwärme von 2,62 kWh während des Einspeicherns und 2,53 kWh während des Ausspeicherns erklären jedoch nur 5,15 kWh. Neben Messungenauigkeiten kann dies aber auch durch die Korrelationsfunktion erklärt werden mit welcher die Verlustwärme berechnet wurde. Diese könnte die realen Verhältnisse in etwa zu ungenau annähern.

Mit den Verlustwärmern kann der Gesamtnutzungsgrad jedoch auf Einspeicher- und Ausspeicherphase aufgeteilt werden. Der Wirkungsgrad fällt für das Einspeichern mit 89,7 % etwas höher aus als für das Ausspeichern, welcher einen Wert von 82,6 % aufweist.

Die in Abbildung 59 als grüne und gelbe strichlierte Linien dargestellten Energieverläufe der Aluminium- und Stahlbauteile wiegen in der Gesamtbetrachtung nur gering und spielen dabei keine große Rolle.

7.1.5 Wärmedurchgangskoeffizient

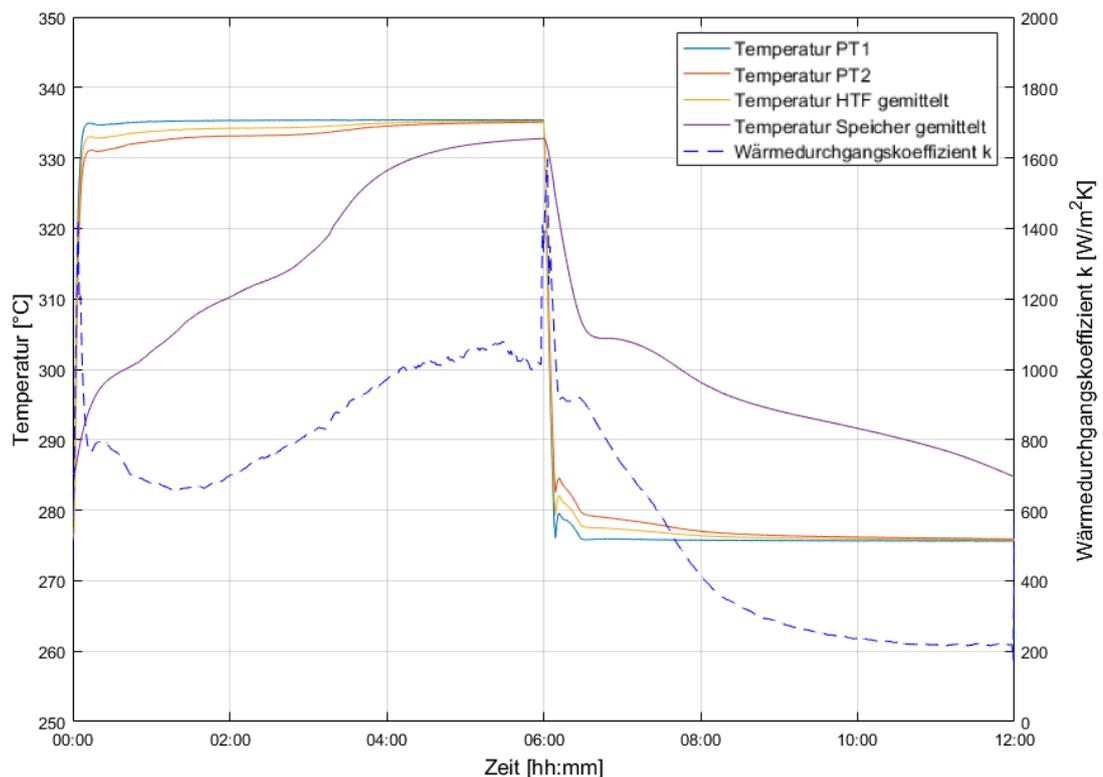


Abbildung 61: Wärmedurchgangskoeffizientenverlauf mit Speichermitteltemperatur- und HTF-Temperaturverlauf

Während des Einspeichervorgangs beginnt der Wärmedurchgangskoeffizient bei einem Wert von $800 \text{ W/m}^2\text{K}$. Bis zum Erreichen der Schmelztemperatur, nach ca. 1:45 h, fällt dieser auf einen Wert von $670 \text{ W/m}^2\text{K}$ ab. Ab diesem Zeitpunkt kann wieder ein Anstieg beobachtet werden. Dies kann durch den voranschreitenden Schmelzprozess und einer damit verbundenen Konvektionsströmung im Speicher erklärt werden.

Danach steigt der Wärmedurchgangskoeffizient in etwa mit gleicher Rate wie die Temperaturdifferenz zwischen HTF und Speicher abnimmt, was sich im Bereich zwischen 1:45 h und 3:00 h in einer nahezu konstanten Leistung widerspiegelt. Der Zeitpunkt von 3:00 h markiert auch in etwa den Zeitpunkt mit dem der Schmelzvorgang abgeschlossen ist und die gesamte Speichermasse in flüssiger Phase vorliegt.

Ist dieser Zustand erreicht, beginnt die Speichertemperatur schneller anzusteigen. In Abbildung 61 kann an dieser Stelle ein Temperatursprung beobachtet werden, dessen Erwärmungsrate bis zum Zeitpunkt 6:00 h stetig abfällt. Im selben Zeitraum beginnt auch die Wachstumsrate des Wärmedurchgangskoeffizienten abzufallen. Dies führt zu einem langsameren Anstieg des Wärmedurchgangskoeffizienten der nach Erreichen seines Maximums, mit Ausnahme der Koeffizientenspitzen zu Beginn der Ein- und Ausspeicherphasen, von $1070 \text{ W/m}^2\text{K}$ bei 5:30 h, bis zur 6:00h Marke eine abfallende Tendenz aufweist. Dieser Wärmedurchgangskoeffizientenverlauf in Kombination mit dem beobachteten Temperatursprung des Speichers führt nach einem kurz anhaltenden Plateau bei 5 kW schließlich zu einem stetigen Abfall der Leistung.

Im Gegensatz zum schwankenden Verlauf während des Einspeicherns, kann während des Ausspeicherns ein stetig abfallender Verlauf des Wärmedurchgangskoeffizienten beobachtet werden. Dieses Verhalten kann durch den, bereits in Abschnitt 7.1.1 beschriebenen, dominierenden Effekt der Wärmeleitung während der Ausspeicherphase erklärt werden.

Mit Beginn des Erstarrens der Speichermasse, kommt es, ausgehend von den Wärmetauscherrippen, zur Bildung einer festen Schicht welche, dank ihrer schlechten Wärmeleitungseigenschaften, isolierend wirkt. Mit zunehmender Dicke dieser Schicht fällt der Wärmedurchgangskoeffizient von $920 \text{ W/m}^2\text{K}$ bis zum Zeitpunkt 11:00h stetig ab. Dieser Zeitpunkt markiert auch in etwa den Punkt der vollständigen Erstarrung. Da mit diesem Zeitpunkt auch das Maximum der Schichtdicke stoppt, kann ein fast konstanter Verlauf bei knapp über $200 \text{ W/m}^2\text{K}$ beobachtet werden. Im Verlauf der Speicherleistung schlägt sich das durch einen stetig abfallenden Verlauf ohne ausgeprägtes Plateau nieder.

7.2 Einfluss der HTF Durchflussrichtung

Beobachtete Urschitz [11] in seiner Diplomarbeit am LESY 1 mit einem Wärmetauscherprofil mit reiner Längsrippengeometrie noch deutliche Unterschiede zwischen den Betriebsarten NB und UB, wurde dies durch die Verwendung zusätzlicher Querrippen, wie in Abbildung 62 präsentiert, unterbunden. Der Vergleich zwischen Normal- und Umkehrbetrieb liefert zwei fast deckende Mitteltemperaturverläufe. Dies belegt einen vernachlässigbaren Unterscheid der beiden Betriebsarten und bestätigt erneut den Nutzen der zusätzlichen Querrippen in der Wärmetauscherrippengeometrie. Der Effekt der Querrippen kann wie folgt erklärt werden:

Bei der Verwendung rein längsberippter Wärmetauscherprofile kommt es zur Ansammlung flüssigen Materials am oberen Ende des Speichers. Da diese flüssige Phase eine höhere

Temperatur als die feste aufweist und somit die Temperaturdifferenz zwischen HTF und PCM geringer ausfällt, kommt es an dieser Stelle zu einem verschlechterten Wärmetransport.

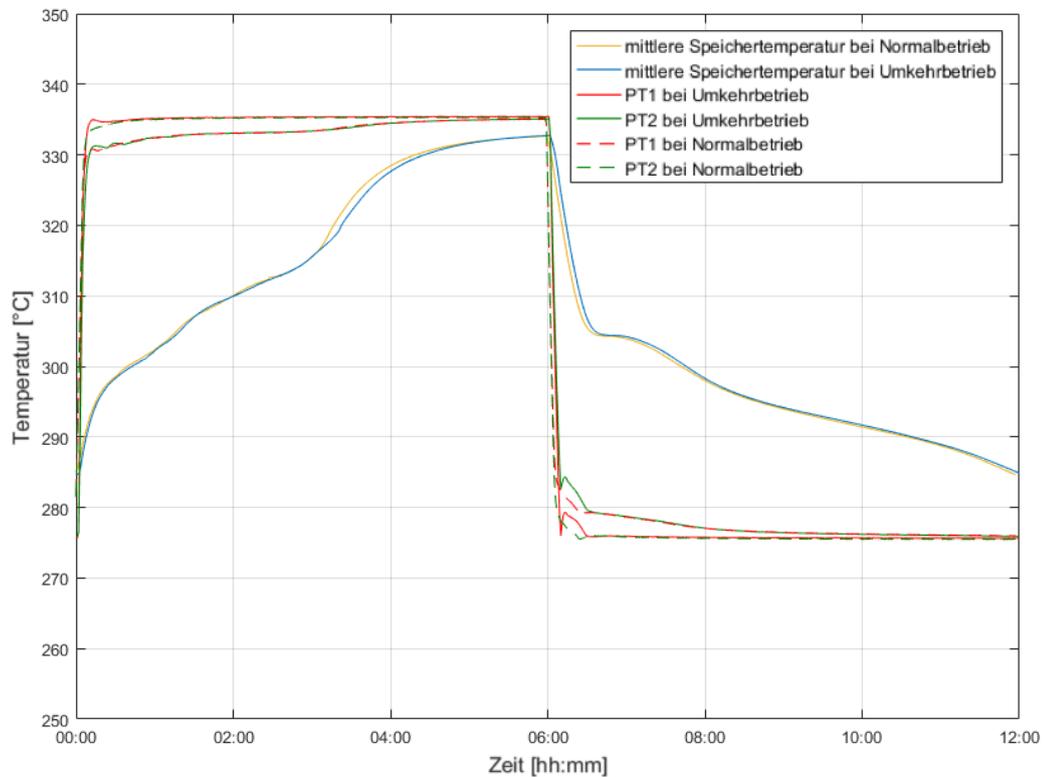


Abbildung 62: Vergleich der Speichertemperaturverläufe von NB und UB

Dieser Effekt wirkt in der Betriebsart UB stärker da bei ihr die Temperatur des HTF am oberen Ende des Tanks ihren niedrigsten Wert erreicht. Im Vergleich dazu verfügt das HTF in der Betriebsart NB an diesem Ende über seine höchste Temperatur, wodurch gegenüber dem UB ein homogener Verlauf der Temperaturdifferenz über die gesamte Höhe des Speichers erreicht wird und der negative Effekt der Flüssigphasenansammlung geringer ausfällt.

Da die Flüssigphasenansammlung, durch die Erweiterung der Wärmetauscherrippengeometrie mit Querrippen und die damit verbundene Bildung physisch abgetrennter Kammern, eben auf diese Kammern aufgeteilt wird, wird ein homogeneres axiales Temperaturprofil erreicht. Dadurch wird der Effekt dieser Flüssigphasenansammlung über die gesamte Speicherhöhe gleichmäßig aufgeteilt, weshalb dieser Effekt beim LESY 2 in den Betriebsarten in etwa gleich stark wirkt und folglich keine nennenswerten Unterschiede der Speichertemperaturen in Abbildung 62 festgestellt werden können.

7.3 Einfluss des Massenstroms

Betrachtet man Abbildung 63, wird der Einfluss des Massenstroms, vor allem während der Einspeicherphase, durch Auffächern der Temperaturverläufe, bemerkbar. Dieses Auffächern lässt auf einen, durch die Variation des Massenstroms verursachten, veränderten Wärmeübergang schließen, welcher mit höheren Massenstrom verbessert wird.

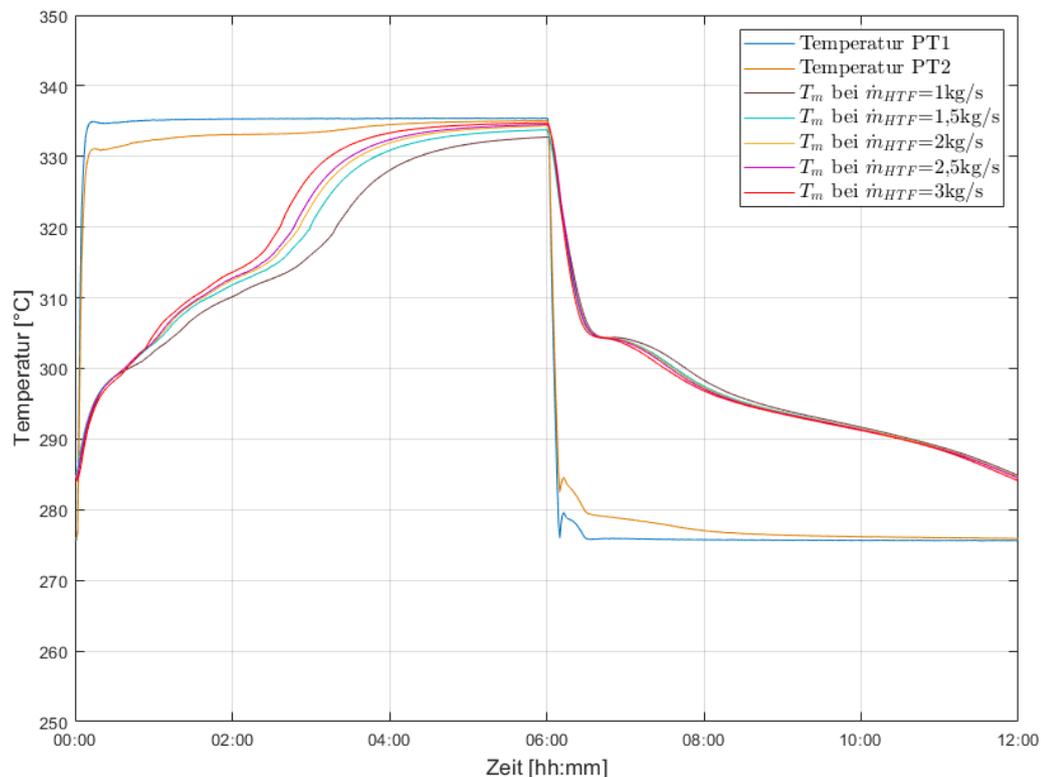


Abbildung 63: Verlauf der Speichermitteltemperatur bei Massenstromvariation

Dieser verbesserte Wärmeübergang äußert sich dann, wie bereits zuvor bemerkt, durch einen höheren Gradienten der Speichertemperatur, aber auch in höheren erreichten Endtemperaturen. Im Gegensatz dazu fällt der qualitative Einfluss des Massenstroms im Temperaturverlauf der Ausspeicherphase eher gering aus. Es lässt sich aber anhand der kürzeren Temperaturplateaus ein etwas beschleunigter Erstarrungsprozess erkennen. Ein verbesserter Wärmetransport tritt aber im gesamten Zyklus auf und kann in dieser Phase durch die niedrigeren erreichten Abkühltemperaturen erkannt werden. Um den genauen Einfluss des Massenstroms auf den Wärmetransport besser beurteilen zu können, werden die Verläufe des Wärmedurchgangskoeffizienten in Abbildung 64 sowie die der Speicherleistung und Energie in Abbildung 65 gemeinsam zu betrachten

Der Einfluss des Massenstroms auf den Wärmetransport zwischen HTF und Speicher kann in erster Instanz durch eine, mit erhöhten Massenstrom bei gleichem Leitungsquerschnitt, erhöhte Fließgeschwindigkeit erklärt werden.

Durch diese höhere Fließgeschwindigkeit wird die Reynoldszahl erhöht, welche ihrerseits eine erhöhte Nußeltzahl und somit einen erhöhten Wärmeübergangskoeffizienten an der Innenseite des HTF-Rohres verursacht. Der Einfluss der verbesserten Konvektion im Innenrohr äußert sich aber vor allem in der Anfangsphase des Schmelzprozesses, da zu diesem Zeitpunkt die Konvektionsströmung in der Flüssigphase der Speichermasse noch nicht vollständig ausgebildet ist. Dies wird auch durch die deutlich höheren Leistungsspitzen in der Anfangsphase des Schmelzprozesses in Abbildung 65 ersichtlich. In Abbildung 64 können zu diesem Zeitpunkt mit höherem Massenstrom auch erhöhte Werte des Wärmedurchgangskoeffizienten beobachtet werden, welche mit voranschreitendem Schmelzprozess abfallen. Dieser Verfall wird erst mit der vollständigen Ausbildung der Konvektionsströmung in der Flüssigphase beendet.

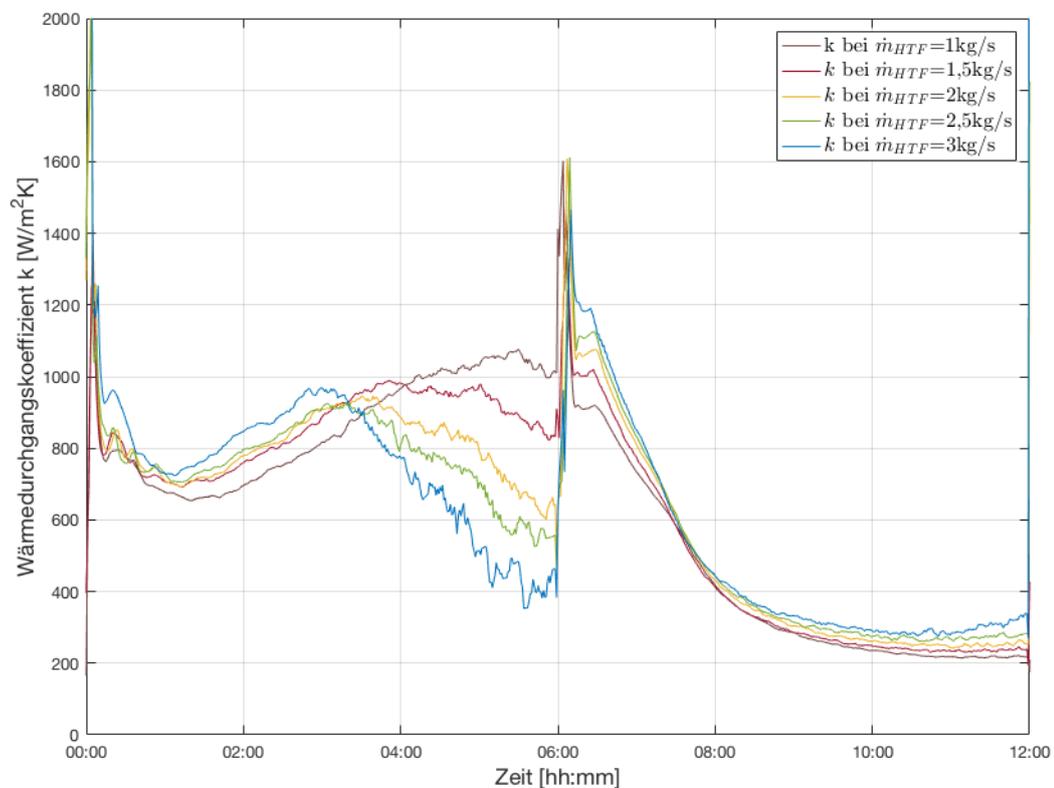


Abbildung 64: Wärmedurchgangskoeffizient bei Massenstromvariation

Dies deutet darauf hin, dass sich der Einfluss des Massenstroms nicht nur auf die Konvektion im HTF-Rohr, sondern auch auf die Konvektionsbewegung in der Speichermasse erstreckt. Diese wird nämlich maßgeblich von zwei Faktoren bestimmt: Der Randtemperatur an der Außenfläche der Wärmetauscherrippen und der mittleren Temperatur der flüssigen Phase. Eine Erhöhung der Randtemperatur wird zum einen vom verbesserten Wärmeübergang im HTF-Rohr verursacht und zum anderen durch eine im Mittel höheren Temperatur des HTF, welche bei höheren Massenstrom durch einen geringeren Temperaturunterschied des HTF-Vor- und Rücklaufs verursacht wird.

Durch diese höhere Randtemperatur erhöht sich auch die Rayleigh-Zahl wodurch der konvektive Wärmeübergang in der Speichermasse verbessert wird.

In dieser konvektiv dominierten Zyklusphase verfügt der Wärmedurchgangskoeffizient bei höherem Massenstrom zwar zu Beginn über höhere Werte, diese fallen jedoch im weiteren Verlauf stärker und vor allem früher ab. Konnte beim Standardzyklus mit $\dot{m}=1\text{kg/s}$, in Abschnitt 7.1.5, während dieser Phase nur eine abfallende Tendenz gegen Ende beobachtet werden, ist mit höheren Massenstrom ein deutlich stärkerer und früher einsetzender Abfall beobachtbar.

Auch dieser, mit dem erhöhten Massenstrom früher eintretende Abfall des Wärmedurchgangskoeffizienten kann mit dem Einfluss auf die Konvektion der Speichermasse erklärt werden. Mit verbessertem konvektivem Wärmeübergang in der Flüssigphase kommt es auch zu einem beschleunigten Phasenwechsel. Ist dieser abgeschlossen, führt eine weitere Wärmezufuhr zur weiteren Erwärmung des flüssigen Speichermaterials, was in weiteren Verlauf zu einer gleichmäßigeren Temperaturverteilung im Speicher führt. Diese gleichmäßigere Temperaturverteilung wirkt sich negativ auf die Rayleigh-Zahl aus und führt so zu einer Verschlechterung des konvektiven Wärmeübergangs. Durch dieses Absinken des Wärmeübergangskoeffizienten der flüssigen Speichermasse kommt es auch zum Abfall des Wärmedurchgangskoeffizienten und dadurch zu einer abfallenden Speicherleistung.

Da der Phasenwechsel bei höheren Massenströmen durch den anfangs besseren Wärmetransport auch schneller vollzogen ist, tritt auch ein Abfall des Wärmedurchgangskoeffizienten früher in Erscheinung. Die Intensität dieses Abfalls, wird dabei maßgeblich von der Temperatur der Flüssigphase bestimmt. Je schneller diese nach vollzogenem Phasenwechsel ansteigt, umso schneller wird auch die Temperaturdifferenz zur Randtemperatur gesenkt. Je schneller diese Differenz sinkt, desto schneller tritt ein Abfall des Wärmedurchgangskoeffizienten in Erscheinung und umso stärker ist dessen Verlauf. Da die Durchwärmung der Flüssigphase bei höheren Massenströmen stark beschleunigt ist, kann ein Absinken des Wärmedurchgangskoeffizienten bei einem Massenstrom von 3 kg/s bereits 30 min nach beendetem Phasenwechsel beobachtet werden wohingegen bei einem Massenstrom von 1 kg/s dieser bereits um 2 h verzögert ist.

Im Leistungsverlauf in Abbildung 65, lässt sich der mit steigendem Massenstrom beschleunigte Phasenwechsel während der Einspeicherphase auch anhand der verkürzten aber erhöhten Leistungsplateaus beobachten, welches mit seinem Abschluss den Abfall des Wärmedurchgangskoeffizienten in dieser Phase einleitet.

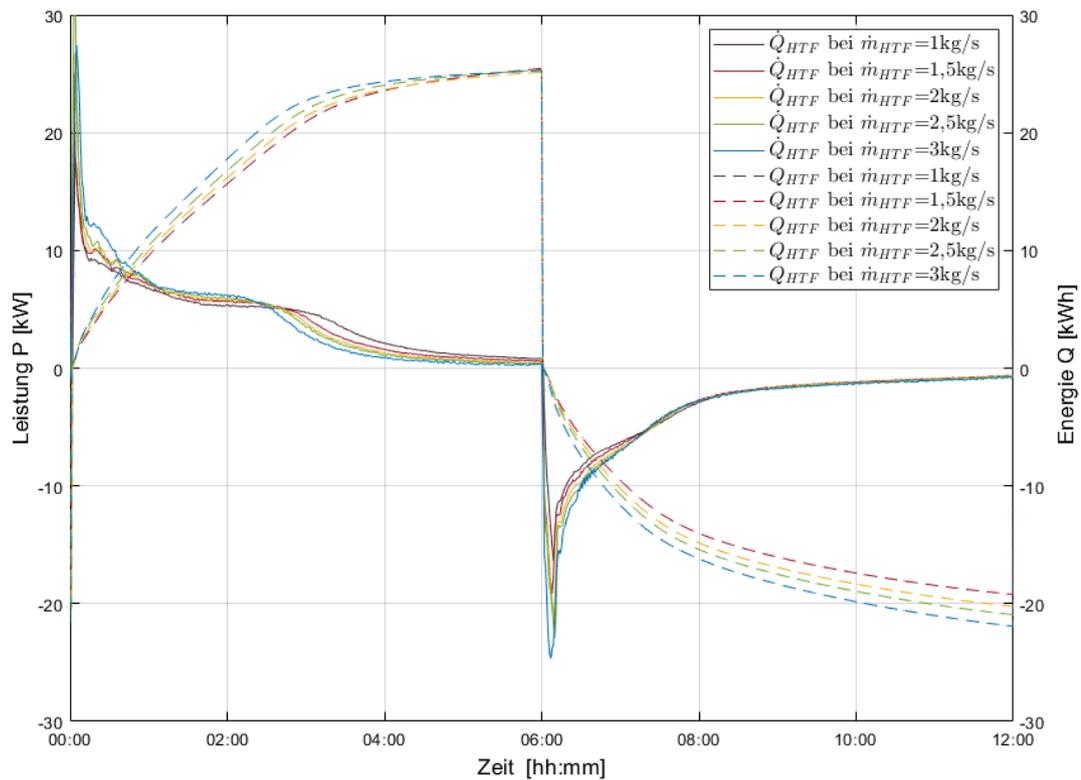


Abbildung 65: Energie und Leistung bei Massenstromvariation

Diese Schlussfolgerung erklärt somit auch, dass mit den anfänglich höheren Leistungen in Abbildung 65 zu Beginn der Einspeicherphase auch eine Streuung der Verläufe der eingespeicherten Energie verursacht wird, sich diese jedoch durch den stärkeren Abfall des Wärmedurchgangskoeffizienten und damit verbundenen stärkeren Leistungsabfall bis zur 6:00 h Marke wieder fast vollständig annähern. Fällt diese bei 1 kg/s noch mit durchschnittlich 2,771 kW/h ab, erhöht sich die Rate bis auf 5,294 kW/h bei einem Massenstrom von 2,5 kg/s.

Während der Massenstrom auf die eingespeicherte Wärmemenge fast keinen Einfluss zeigt, kann jedoch mit höherem Massenstrom eine deutliche erhöhte abgeführte Wärmemenge festgestellt werden. Sie erhöht sich von 18,81 kWh bei einem Massenstrom von 1 kg/s auf bis zu 21,93 kWh bei einem Massenstrom von 3 kg/s. Diese gesteigerte Energieabfuhr kann durch die Wärmeleitungsdominanz des Ausspeicherprozesses erklärt werden. In diesem Fall hat die Umwälzbewegung der Speichermasse keine große Wirkung auf den Wärmetransport, nur die Temperaturdifferenz zwischen Speichermasse und HTF hat Einfluss. Mit höherem Massenstrom wird das HTF geringer erwärmt, weshalb auch seine Temperatur in Schnitt niedriger ist. In Kombination mit dem verbesserten konvektiven Wärmeübergang im Stahlrohr, verursacht dieser Effekt den über die gesamte Ausspeicherphase verbesserten Wärmetransport, was fast parallel verlaufende Wärmedurchgangskoeffizienten verursacht.

Die so, mit höherem Massenstrom, während der gesamten Entladephase durchgehend höhere Speicherleistung, verursacht schließlich eine größere abgeführte Wärmemenge, was die bleibende Streuung der Entladekapazität verursacht.

Die erhöhte Ausspeicherleistung verursacht auch deutlich erhöhte Nutzungsgrade. Diese konnten in dieser Phase von 82,6 % bei 1 kg/s auf 96,7 % bei 3kg/s gesteigert werden. Da die Nutzungsgrade in der Einspeicherphase im Wesentlichen konstant bleiben, kann die Erhöhung des Gesamtnutzungsgrad auf rein den verbesserten Ausspeicherprozess zurückgeführt werden. Diese Ergebnisse sind auch anhand der ermittelten Leistungsgrößen, der mit variierten Massenströmen durchgeführten Messzyklen, ersichtlich und sind in Tabelle 16 vergleichend gegenübergestellt.

Tabelle 16: Gegenüberstellung der Leistungsgrößen bei variierten Massenströmen

Parameter	Einheit	SZ	m1,5	m2	m2,5	m3
Massenstrom \dot{m}	kg/s	1	1,5	2	2,5	3
Beladekapazität K_B	kWh	25,39	25,39	25,32	25,33	25,27
Entladekapazität K_E	kWh	18,81	19,25	20,35	20,95	21,93
Maximale Beladeleistung $\dot{Q}_{HTF,max,B}$	kW	17,414	24,465	28,397	32,150	27,098
Minimale Beladeleistung $\dot{Q}_{HTF,min,B}$	kW	0,786	0,590	0,460	0,389	0,315
Maximale Entladeleistung $\dot{Q}_{HTF,max,E}$	kW	16,449	19,054	21,491	22,660	24,837
Minimale Entladeleistung $\dot{Q}_{HTF,min,E}$	kW	0,641	0,583	0,656	0,697	0,744
Mittlere Beladeleistung $P_{B,m}$	kW	4,232	4,232	4,220	4,222	4,212
Mittlere Entladeleistung $P_{E,m}$	kW	3,135	3,208	3,392	3,492	3,655
Beladeverluste $Q_{Verlust}(t_B)$	kWh	2,62	2,64	2,61	2,66	2,66
Entladeverluste $Q_{Verlust}(t_E)$	kWh	2,53	2,52	2,51	2,57	2,52
Beladenutzungsgrad η_B	-	0,897	0,896	0,897	0,895	0,895
Entladenutzungsgrad η_E	-	0,826	0,846	0,896	0,924	0,967
Gesamtnutzungsgrad η_{ges}	-	0,741	0,758	0,804	0,827	0,865
Beladezeit t_B	h	6	6	6	6	6
Entladezeit t_E	h	6	6	6	6	6
Zykluszeit = t_B+t_E	h	12	12	12	12	12
Zugriffszeit	min	< 2	< 2	< 2	< 2	< 2
Belade-Energiedichte ρ_{K_B}	kWh/kg	0,09068	0,09068	0,09043	0,09046	0,09025
Entlade-Energiedichte ρ_{K_E}	kWh/kg	0,06718	0,06875	0,07268	0,07482	0,07832
Belade-Leistungsdichte ρ_{P_B}	kWh/kg	0,01511	0,01511	0,1507	0,01508	0,01504
Entlade-Leistungsdichte ρ_{P_E}	kW/kg	0,01120	0,01146	0,01211	0,01211	0,01305
Belade-Leistungsgradient LG_B	kW/h	2,771	3,979	4,656	5,294	4,464
Entlade-Leistungsgradient LG_E	kW/h	2,635	3,079	3,473	3,661	4,016

7.4 Einfluss der Temperaturspreizung

Um den Einfluss der Temperaturspreizung auf das Verhalten des Speichers zu untersuchen, wurden Messungen mit Spreizungen von ± 20 °C, ± 30 °C und ± 40 °C durchgeführt. Die Verläufe der mittleren Speichertemperaturen sind dabei in Abbildung 66 dargestellt. Wie anzunehmen, verursachten eine größere Temperaturspreizung auch einen steileren Verlauf der mittleren Speichertemperatur. Sie steigt, während des Einspeichervorgangs, schneller an und fällt, während des Ausspeicherns auch stärker ab.

Auffällig dabei ist jedoch, dass alle Temperaturverläufe nach vergleichbarer Zeit den Phasenwechselbereich von 306 °C ± 4 °C erreichten. Dies gilt sowohl für die Be- als auch Entladephase. Das Temperaturplateau des Phasenwechsels kann dabei während des Entladevorgangs deutlicher beobachtet werden.

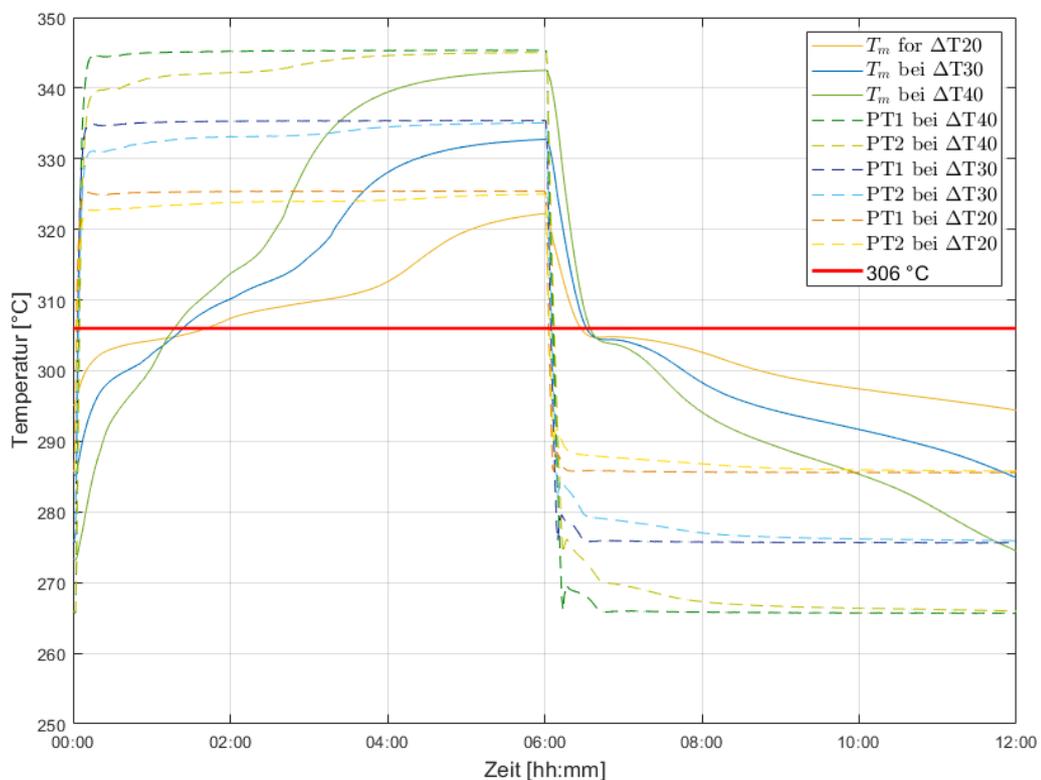


Abbildung 66: Verlauf der Speichermitteltemperatur bei Variation der Temperaturspreizung

Im Gegensatz dazu, können die Phasenwechsel während des Einspeichervorgangs besser im Leistungsverlauf beobachtet werden. Dieser scheint in diesem Verlauf als Plateau auf, mit dessen Abfall ein vollständig abgeschlossener Schmelzvorgang markiert wird. In Abbildung 67 sind die Leistungsverläufe bei Temperaturspreizungen von ± 20 °C, ± 30 °C und ± 40 °C abgebildet. Durch die Leistungsplateaus bei 7,5 kW, 5,5kW bzw. 4kW lassen sich für die Temperaturspreizungen die Speichermasse nach 4:00 h, 3:00 h bzw. 2:30 h als vollständig aufgeschmolzen betrachten.

Wie zu erwarten konnten für höhere Temperaturspreizungen generell höher Leistungen gemessen werden. Im Mittel betragen diese für die verschiedenen Temperaturspreizungen von $\pm 20^\circ\text{C}$, $\pm 30^\circ\text{C}$ und $\pm 40^\circ\text{C}$ jeweils 3,442 kW, 4,232 kW und 5,090 kW während des Einspeicherns und 2,2 kW, 3,135 kW und 3,813 kW während des Ausspeicherns. Diese höheren Leistungen liefern über den Zyklus auch höhere zu- und abgeführte Wärmemengen, wobei festgehalten werden muss, dass diese höheren Energiewerte rein durch höhere sensible Anteile verursacht werden.

Mit zunehmender Temperaturspreizung kann jedoch eine Erhöhung des Nutzungsgrades festgestellt werden. Sinkt dieser bei einer Spreizung von $\pm 20^\circ\text{C}$ im Vergleich zum Standardzyklus von 74,1 % auf 63,9 % ab, steigt er bei einer Spreizung von $\pm 40^\circ\text{C}$ auf 74,9 %. Dies lässt den Schluss zu, dass mit Erhöhung der Temperaturspreizung keine wirkliche Verbesserung des Nutzungsgrades erreicht werden kann, mit dessen Absenken aber sehr wohl eine deutliche Verschlechterung.

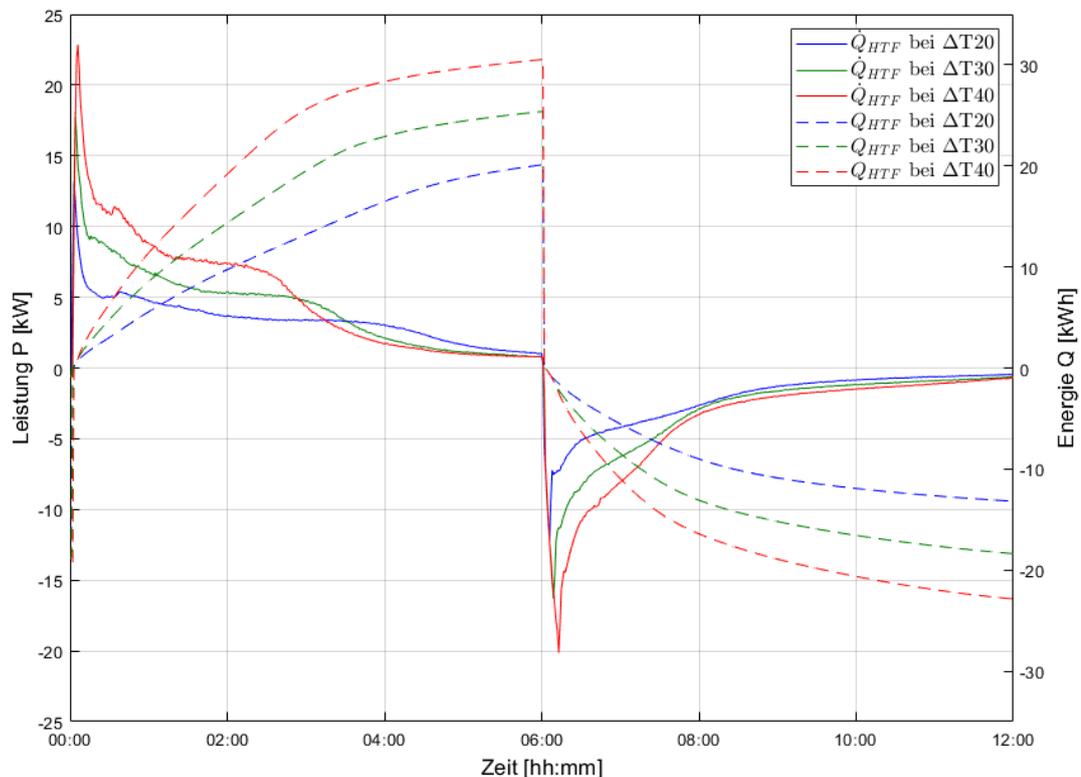


Abbildung 67: Energie und Leistung bei Variation der Temperaturspreizung

Die Betrachtung der in Abbildung 68 abgebildeten Verläufe der Wärmedurchgangskoeffizienten bei unterschiedlichen Temperaturspreizungen zeigt, dass während der wärmeleitungsdominierten Ausspeicherphase keine nennenswerte Beeinflussung durch die Temperaturspreizungen stattfindet. Die kleinen auftretenden Abweichungen können durch Temperaturabhängigkeiten der Stoffwerte erklärt werden.

Im Gegensatz dazu können die Abweichungen während der Einspeicherphase nicht vernachlässigt werden. Ihnen liegt die Beeinflussung der natürlichen Konvektion zu Grunde. Ähnlich, wie bereits beim Massenstromeinfluss in Abschnitt 7.3 beobachtet, wird diese durch höhere Randtemperaturen verstärkt. Jedoch ist dieser Effekt bei Variation der Temperaturspreizung deutlich stärker. Die Argumentation ist aber ident.

Da bei höheren Temperaturspreizungen, der Temperaturunterschied zwischen Randtemperatur und Kerntemperatur der flüssigen Phase höher ausfällt, wird auch die Rayleigh-Zahl erhöht, welche ihrerseits zu einer höheren Nußeltzahl und so zu einem verbesserten Wärmeübergang durch Konvektion führt. Dieser Effekt nimmt mit voranschreitendem Schmelzvorgang stetig ab, wodurch sich nach vollständigem Phasenwechsel etwas zeitversetzt ein Abfall des Wärmedurchgangskoeffizienten eintritt.

Zu beachten ist, dass die Spitzenwerte des Wärmedurchgangskoeffizienten in etwa der Größenordnung bei variierten Massenstrom (Abbildung 64) entsprechen. Ihr Abfall nach vollendetem Phasenwechsel verläuft aber deutlich flacher.

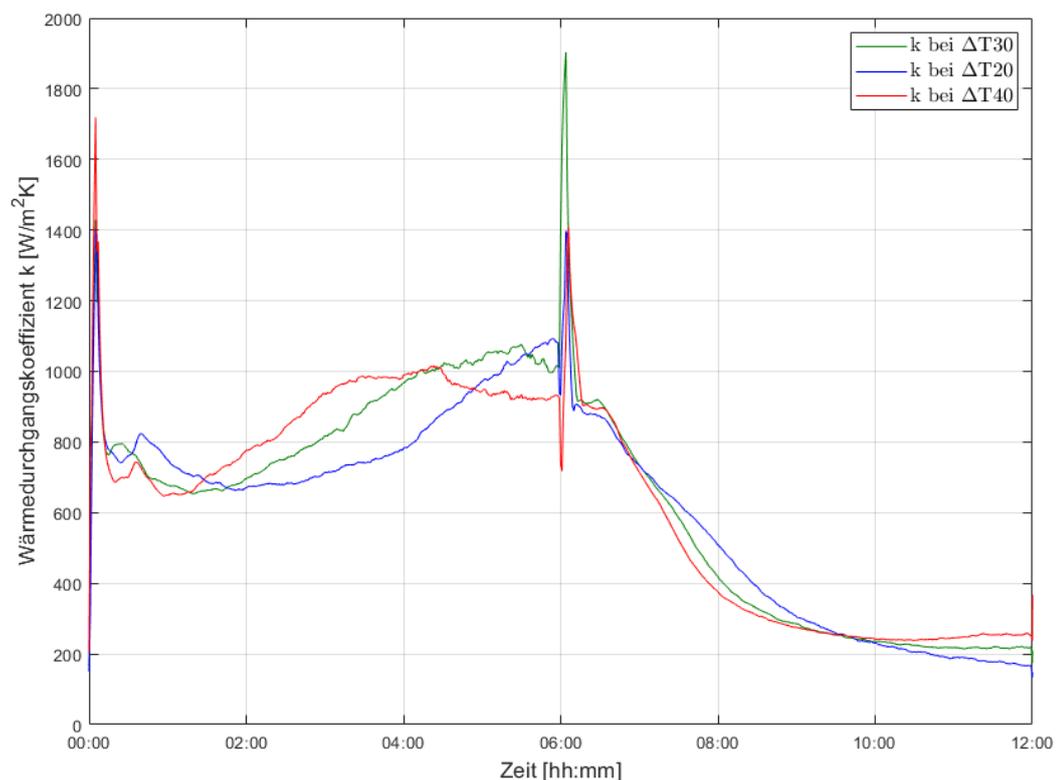


Abbildung 68: Wärmedurchgangskoeffizient bei Variation der Temperaturspreizung

Beachtenswert ist außerdem die Dauer des beobachteten Schmelzvorgangs. Sie nimmt bei einer Temperaturspreizung von ± 40 °C in etwa den gleichen Zeitraum wie der Phasenwechsel bei einer Temperaturspreizung von ± 30 °C bei einem Massenstrom von 3 kg/s ein. Dies wird durch die Leistungsplateaus ersichtlich, die in etwa gleichen Betrag und Dauer aufweisen. Auch der Vergleich der mittleren Speichertemperatur dieser beiden Zyklen ist interessant.

Sie steigt, bei beiden, bis zum abgeschlossenen Phasenwechsel praktisch ident an. Erst danach steigt die Speichertemperatur bei der Temperaturspreizung von ± 40 °C, dank der höheren Vorlauftemperatur, schneller an.

Wie bei der Massenstromvariation, können diese Ergebnisse auch bei der Temperaturvariation anhand der ermittelten Leistungsgrößen aller durchgeführten Messzyklen verifiziert werden. Sie sind in Tabelle 17 vergleichend gegenübergestellt.

Tabelle 17: Gegenüberstellung der Leistungsgrößen bei variierten Temperaturspreizungen

Parameter	Einheit	SZ	ΔT_{20}	ΔT_{40}
Temperaturspreizung ΔT	°C	30	20	40
Beladekapazität K_B	kWh	25,39	20,65	30,54
Entladekapazität K_E	kWh	18,81	13,20	22,88
Maximale Beladeleistung $\dot{Q}_{HTF,max,B}$	kW	17,414	13,248	23,271
Minimale Beladeleistung $\dot{Q}_{HTF,min,B}$	kW	0,786	0,964	0,760
Maximale Entladeleistung $\dot{Q}_{HTF,max,E}$	kW	16,449	12,066	19,884
Minimale Entladeleistung $\dot{Q}_{HTF,min,E}$	kW	0,641	0,455	0,618
Mittlere Beladeleistung $P_{B,m}$	kW	4,232	3,442	5,090
Mittlere Entladeleistung $P_{E,m}$	kW	3,135	2,200	3,813
Beladeverluste $Q_{Verlust}(t_B)$	kWh	2,62	2,42	2,35
Entladeverluste $Q_{Verlust}(t_E)$	kWh	2,53	2,52	2,25
Beladenutzungsgrad η_B	-	0,897	0,883	0,923
Entladenutzungsgrad η_E	-	0,826	0,724	0,812
Gesamtnutzungsgrad η_{ges}	-	0,741	0,639	0,749
Beladezeit t_B	h	6	6	6
Entladezeit t_E	h	6	6	6
Zykluszeit = t_B+t_E	h	12	12	12
Zugriffszeit	min	< 2	< 2	< 3
Belade-Energiedichte ρ_{K_B}	kWh/kg	0,09068	0,07375	0,10907
Entlade-Energiedichte ρ_{K_E}	kWh/kg	0,06718	0,04714	0,08171
Belade-Leistungsdichte ρ_{P_B}	kWh/kg	0,01511	0,00789	0,01385
Entlade-Leistungsdichte ρ_{P_E}	kW/kg	0,01120	0,00718	0,01184
Belade-Leistungsgradient LG_B	kW/h	2,771	2,047	3,752
Entlade-Leistungsgradient LG_E	kW/h	2,635	1,935	3,211

7.5 Hochfahren und Selbstentladung

Abschließend sollen noch die Aufheizkurve während des Hochfahrens der Anlage, sowie die Abkühlkurve nach Abschaltung bewertet werden. Beim Hochfahren der Anlage wurde die HTF Vorlauftemperatur auf 336 °C fixiert. Nachdem der Zufluss des HTF zum Speicher geöffnet wurde kann ein starker Anstieg der Temperaturen a und b bis auf ein Niveau von 250 °C beobachtet werden, welches diese nach ca. 1:00h erreichen. Auch an der Messstelle c steigt die Temperatur zu Beginn stark an. Eine vergleichbare Geschwindigkeit kann aber nur bis zu einer Temperatur von 150 °C beobachtet werden. Danach beginnt die Heizrate deutlich abzufallen und das Thermoelement c erreicht ein Niveau von 250 °C erst nach 2:00. Weit abgeschlagen erreicht die Messstelle d die 250 °C Marke erst nach 3:30 h. Diese verlangsamte Heizrate im Vergleich zu a und b, wird durch ihre Lage außerhalb der Wärmetauscherrippen verursacht. Während des Schmelzvorgangs im Bereich zwischen c und d, wird sämtliche, in den Speicher strömende, Wärme für den Phasenwechsel dieser Masse aufgewendet. In diesem Bereich kann sogar ein Temperaturplateau der Messstellen a und b beobachtet werden. Die Betriebstemperatur und folglich den stationären Zustand erreichen alle Messstellen nach 12:00 h. Nach Erreichen dieses Zustandes muss ein voller Zyklus durchlaufen werden um den Speicher einzuschwingen. Anschließend steht die Anlage für Versuche zur Verfügung.

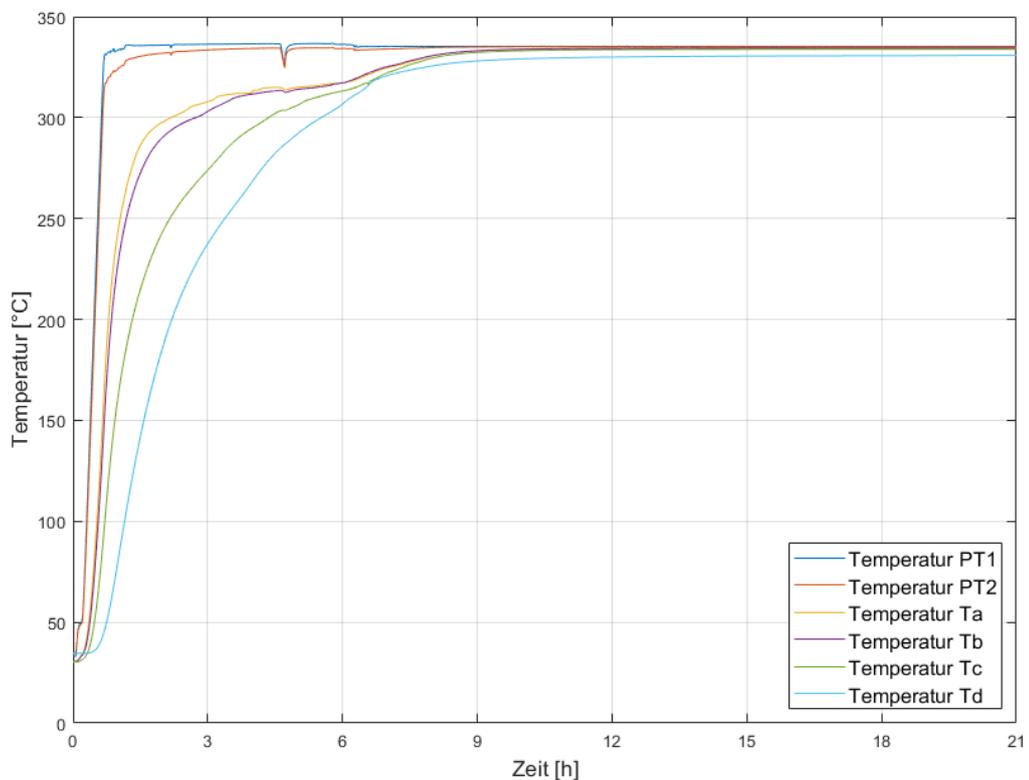


Abbildung 69: Aufheizkurven der Temperaturen a-d beim Hochfahren der Versuchsanlage

Nach Abschalten der Anlage zeigen die Temperaturen der Messstelle a-d deutlich andere Verläufe als beim Hochfahren. Im Gegensatz zum Aufheizvorgang verändern sich diese mit nahezu gleichen Gradienten. Zu Beginn der Selbstentladung kann, in Abbildung 70, ein relativ schneller Abfall bis zur Erstarrungstemperatur von 306 °C beobachtet werden. Nach vollständigem Phasenwechsel ist nochmals, im Bereich von 24 h bis 48 h, ein steigender Gradient zu beobachten. Mit voranschreitender Zeit fällt er danach aber stetig ab.

Die Marke von 250 °C wird erst nach 58 h erreicht. Für die Abkühlung auf 50 °C benötigt der Speicher sogar 240 h, was einem Zeitraum von 10 Tagen entspricht.

Mit dem Enthalpieverlauf der Speichermasse nach Abbildung 51 und der Speichermasse von 280 kg, kann das Energieniveau der Speichermasse, in Bezug zu jenem bei 0 °C, bestimmt werden. Neben den Verläufen der Temperaturen, ist auch dieser Verlauf nach Abschaltung in Abbildung 70 dargestellt. Um auf eine Speichertemperatur von 50 °C abzukühlen musste eine Wärmemenge von 50,3 kWh abgeführt werden, was mit dem gemessenen Zeitraum von 240 h, einen durchschnittlichen Verlustwärmestrom von 209,5 W ergibt. Dieser Wert kann auch als Gütemaß der verwendeten Isolierung betrachtet werden.

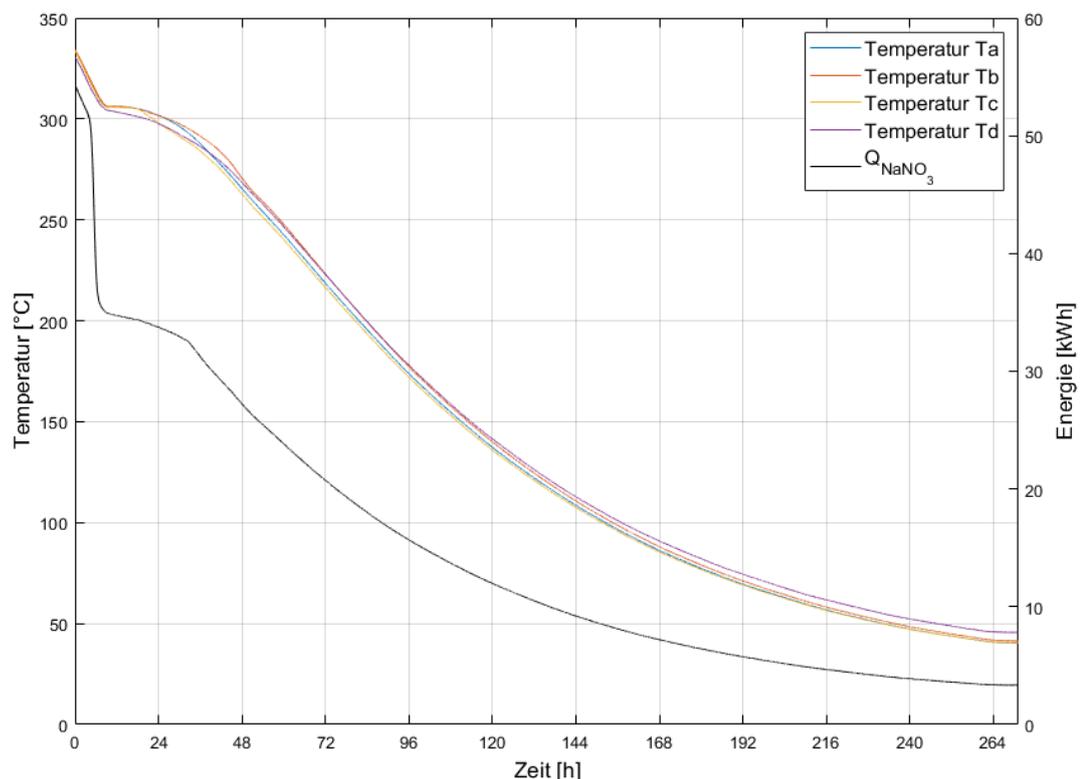


Abbildung 70: Selbstentladung des Speichers nach Abschalten der Anlage

8 Zusammenfassung

Dank der steigenden Nachfrage nach immer höheren Anteilen erneuerbarer Energien im angebotenen Strommix, werden Energiespeicher, in näherer Zukunft, eine immer wichtigere Rolle im Bereich der Energiewirtschaft einnehmen. Mit ihrer Funktion Verfügbarkeit und Angebot voneinander zu entkoppeln, ermöglichen sie einen flexibleren und effizienteren Umgang mit Energie.

Im Bereich industrieller und kraftwerkstechnischer Prozesse, wo Energie in Form von Wärme auftritt, sind thermische Energiespeicher besonders geeignet um enorme Effizienz- und Flexibilitätspotentiale auszuschöpfen. Potentielle Einsatzgebiete solcher Speicher sind in Stahlwerken, solarthermische Kraftwerken, oder anderen energieintensiven Industrien zu finden.

Eine Untergruppe der thermischen Speicher sind die Latentwärmespeicher, welche die Phasenwechselwärme eines Mediums als primären Speichermechanismus ausnutzen. Obwohl durch die damit erzielte Kombination sensibler und latenter Wärmespeicherung, weitaus bessere Wirkungsgrade im Vergleich zu rein sensiblen Speichertechnologien erreicht werden, finden Latentwärmespeicher wegen mangelnder Erforschung noch keinen weitläufigen Einsatz [51].

Um das Wissen über diese Art der Wärmespeicherung zu erweitern, wurden im Rahmen dieser Arbeit Messungen an einem Hochtemperatur-Latentwärmespeicher durchgeführt. Genauer wurde ein Latentwärmespeichereinrohrsystem (LESY) verwendet. Dieser shell-and-tube Wärmespeicher nutzt 280 kg Natriumnitrat als Speichermaterial, welches eine Phasenwechseltemperatur von 306 °C besitzt. Als Wert für die Schmelzenthalpie wurde ein Wert von 179,6 kJ/kg durch Integration der spezifischen Wärmekapazität zwischen 302 °C und 310 °C berechnet, welcher auch durch die vorhandene Literatur [36,58–62] bestätigt wird.

Als Wärmequelle- und senke dieses experimentellen Aufbaus wurde eine Thermoölanlage mit einer Heizleistung von 280 kW_{th} und einer Kühlleistung von 200 kW_{th} genutzt. Als Wärmeträgerfluid wurde Therminol VP-1 verwendet.

Die durchgeführten Messungen hatten zum Ziel, das dynamische Verhalten dieses Speichersystems, als auch die Einflüsse des Massenstroms und der Vorlauftemperatur des Wärmeträgermediums auf das Schmelz- und Erstarrungsverhalten zu untersuchen.

Zu diesem Zweck wurden mehrere Messzyklen durchgeführt, wobei ein Standardzyklus als Referenzwert definiert wurde. Dieser Standardzyklus besitzt einen Massenstrom von 1 kg/s und eine Vorlauftemperatur, welche während der Einspeicherphase 30 °C über und während der Ausspeicherphase 30 °C unter der Phasenwechseltemperatur des Speichermaterials liegt.

Als Zykluszeit wurden 12 h angesetzt, wobei diese zu gleichen Teilen auf Ein- und Ausspeicherphase aufgeteilt wurde.

Zur Untersuchung des Massenstromeinflusses wurden, bei sonst gleichen Parametern, vier weitere Messzyklen durchgeführt, deren Massenströme von 1,5 kg/s mit einer Schrittweite von 0,5 kg/s bis auf 3kg/s erhöht wurden.

Zur Untersuchung des Einflusses der Wärmeträgerfluidvorlauftemperatur wurden, bei sonst gleichen Parametern, zwei weitere Messzyklen mit einer Vorlauftemperatur von ± 20 °C und ± 40 °C um die Phasenwechseltemperatur durchgeführt.

Der Einfluss der Durchflussrichtung des Wärmeträgermediums wurde ebenfalls anhand eines Messzyklus untersucht bei dem, bei sonst gleichen Parametern, die Durchflussrichtung geändert wurde.

Neben diesen Messzyklen wurden noch der Aufheizprozess beim Hochfahren des Speichers sowie die Selbstentladung des Wärmespeichers nach Abschalten der Anlage aufgezeichnet.

Zur Verbesserung des Wärmetransportes im Speicher wurde eine neuartige Wärmetauscherrippengeometrie, bestehend aus einer Kombination von längs und quer ausgerichteten Rippen verwendet. Deren Funktionalität wurde validiert und mit den Ergebnissen einer numerischen Simulation [56] verglichen.

Um eine Auswertung der durchgeführten Messungen zu ermöglichen, wurden Temperaturverläufe im Speicher an 38 Stellen aufgezeichnet. Diese Messstellen wurden auf 4 radiale Positionen verteilt, wobei auf die inneren zwei jeweils 15 und auf die äußeren zwei jeweils vier Thermofühler in axialer Richtung verteilt wurden. Zusätzlich zu diesen Temperaturen wurden auch noch Vor- und Rücklauftemperatur des Wärmeträgerfluids gemessen.

Im Zuge der Auswertungen wurden die aufgezeichneten Temperaturverläufe selbst, aber auch daraus abgeleiteten Speicherleistungs- und Energieverläufe bewertet. Die Ermittlung der Leistungs- und Energieverläufe erfolgte sowohl aus Perspektive des Speichers als auch des Wärmeträgermediums. Sie wurden ebenfalls miteinander verglichen.

Um die Güte des Wärmetransportes zwischen Wärmeträgerfluid und Speicher zu bewerten wurde ein Wärmedurchgangskoeffizient definiert.

Die Temperaturverläufe zeigten das charakteristische Verhalten eines Latentwärmespeichers, wobei die Phasenwechselplateaus während der wärmeleitungsdominierten Ausspeicherphase stets deutlicher in Erscheinung traten als in der konvektiv dominierten Einspeicherphase.

Die Betrachtung der Temperaturverläufe offenbarte außerdem eine sehr homogene Temperaturverteilung in axialer Richtung des Speichers über die gesamte Zykluszeit. Dies wird durch die Wirkung der Querrippen hervorgerufen, welche als Blockade fungieren und so ein die aufsteigende flüssige Phase auf die entstandenen Kammern aufteilen. Mit der Beurteilung der radialen Temperaturverläufe konnte zwar der Phasenwechsel grob erfasst werden, für eine genauere Beobachtung der Schmelzfront wurde die radiale Sensorauflösung, mit vier Messpositionen, aber etwas zu grob ausgeführt und sollte bei einer eventuellen überarbeiteten Version dieser Versuchsanlage verfeinert werden.

Beim Energieverlauf des Standardzyklus, konnte eine eingespeicherte Energie von 25,39 kWh festgestellt werden, von der auch wieder 18,81 kWh ausgespeichert werden konnten. Die während dieses Zyklus gemessene Verlustwärme von 5,14 kWh kann diese Differenz nicht vollständig erklären. Es ist aber naheliegend, dass eine ungenaue Approximation des Verlustwärmestroms für die Abweichung von 1,44 kWh verantwortlich ist.

Der Einfluss des Massenstroms auf den Wärmespeicher, lässt sich im Wesentlichen auf einen, mit höheren Massenstrom, verbesserten Wärmetransport zwischen Wärmeträgerfluid und Speicher zusammenfassen. Dieser Einfluss äußert sich in der Einspeicherphase anhand steilerer Temperaturverläufe bei gleichen eingespeicherten Wärmemengen.

Während des Ausspeicherns konnten jedoch höhere Wärmemengen wieder ausgespeichert werden, was den Speicherwirkungsgrad von 74,1 % bei einem Massenstrom von 1 kg/s auf 86,5 % bei einem Massenstrom von 3 kg/s an hob. Neben diesen Auswirkungen, konnte auch eine Beeinflussung der Konvektionsströmung im Speicher beobachtet werden. Dieser Einfluss äußert sich durch einen, mit höherem Massenstrom, verstärkten konvektiven Wärmeübergang. Durch Erhöhung der Vorlauftemperatur konnten zunehmende Werte der Speicherleistung und höhere ein- bzw. ausspeicherbare Energien beobachtet werden. Die Erhöhung dieser Wärmemengen wird dabei rein durch sensible Anteile verursacht. Neben dieser offensichtlichen Auswirkung, konnte auch bei diesen Messungen eine Beeinflussung des konvektiven Wärmeübergangs im Speicher beobachtet werden, welcher sich durch einen, mit höheren Vorlauftemperaturen, gesteigert konvektiven Wärmeübergang äußert. Des Weiteren konnte auch ein, mit niedrigeren Vorlauftemperaturen, fallender Wirkungsgrad ermittelt werden. Er fiel von 74,9 % bei ± 40 °C, auf 63,9 % bei ± 20 °C Vorlauftemperatur.

Die Durchflussrichtung zeigte dagegen keinen Einfluss auf den Wärmetransport, es wurden idente mittlere Speichertemperaturverläufe gemessen.

Die gemessenen Temperaturverläufe, wurden auch mit Messungen von Urschitz [11] verglichen, welcher bei einem sonst gleichen Wärmespeichersystem, Messungen ohne Querrippen durchführte. Im Vergleich zu dieser rein longitudinalen Rippengeometrie, konnte durch den Einsatz der Querrippen ein um 26,7 % beschleunigter Schmelzvorgang beobachtet werden. Diese Messung bestätigt in zweiter Instanz die Funktionalität der verbauten Querrippen, und somit die Ergebnisse der durchgeführten numerischen Simulation von Böswarth [56].

Neben diesen Ergebnissen sollten noch einige Probleme, welche im Zuge der durchgeführten Messungen auftraten und von der verwendeten Messtechnik verursacht wurden, nicht unerwähnt bleiben. Im Verlauf dieser Arbeit kam es immer wieder zu bleibenden Sensorabweichungen und Sensorausfällen. Dafür standen die Lötstellen der Sensorverkabelung in Verdacht, welche durch zu starke Erwärmung, Widerstandserhöhungen und Leitungsbrüche erfahren haben könnten. Da ein Ausbau der verwendeten Thermofühler jedoch nicht mehr möglich war, konnten diese defekten Sensoren auch nicht ausgetauscht werden. Aus diesem Grund wäre bei einer überarbeiteten Version die Verwendung von

Thermofühlern mit Tauchhülse und Klemmverbindung empfehlenswert, um solchen Situationen vorzubeugen. Des Weiteren sollte mehr Augenmerk auf die Messgeschwindigkeit der verwendeten Thermofühler geachtet werden. Sie sollte für alle Sensoren gleich sein. Die, zur Messung der Vor- und Rücklauftemperatur des Wärmeträgerfluids, verwendeten Thermofühler besaßen unterschiedliche dynamische Verhalten, was mit Sicherheit zu Messfehlern führte.

Abschließend kann das Erreichen aller gesetzten Ziele dieser Arbeit festgestellt werden. Um eine großtechnische Anwendung dieser Technologie zu ermöglichen, bedarf es aber noch reichlich Forschungs- und Entwicklungsarbeit. Das Potential dafür ist aber mit Sicherheit vorhanden.

Literaturverzeichnis

- [1] P.M. Cox, R. a Betts, C.D. Jones, S. a Spall, I.J. Totterdell, Acceleration of global warming due to carbon-cycle feedbacks in a coupled climate model (vol 408, pg 184, 2000), *Nature*. 408 (2000) 750. doi:10.1038/35041539.
- [2] UNFCCC. Conference of the Parties (COP), Paris Climate Change Conference- November 2015, COP 21, 2015. doi:FCCC/CP/2015/L.9/Rev.1.
- [3] Statista, Höhe der weltweiten Treibhausgasemissionen nach Quellgruppe im Jahr 2014 (in Millionen Tonnen CO₂-Äquivalent), Statista. (2018). <https://de.statista.com/statistik/daten/studie/311844/umfrage/globale-treibhausgasemissionen-nach-quellgruppe/>.
- [4] Statista, Verteilung der energiebedingten CO₂-Emissionen weltweit nach Sektor im Jahr 2015, Statista. (2018). <https://de.statista.com/statistik/daten/studie/167957/umfrage/verteilung-der-co-emissionen-weltweit-nach-bereich/>.
- [5] Agentur für erneuerbare Energien, Agentur Für Erneuerbare Energien. (2018). <https://www.unendlich-viel-energie.de/themen/wirtschaft/kosten>.
- [6] Statista, Installierte Leistung der Erneuerbare-Energien-Anlagen weltweit in den Jahren 2007 bis 2017 (in Gigawatt), Statista. (2018). <https://de.statista.com/statistik/daten/studie/467684/umfrage/installierte-leistung-erneuerbarer-energien-anlagen-weltweit/>.
- [7] P. Radgen, Zukunftsmarkt Elektrische Energiespeicherung, (2007). <https://www.umweltbundesamt.de/sites/default/files/medien/publikation/long/3448.pdf>.
- [8] H. Landinger, Energiespeicher in Stromversorgungssystemen mit hohem Anteil Erneuerbarer Energien, 2010.
- [9] G. Alva, Y. Lin, G. Fang, An overview of thermal energy storage systems, *Energy*. 144 (2018) 341–378. doi:10.1016/j.energy.2017.12.037.
- [10] G. Urschitz, H. Walter, M. Hameter, Laboratory Test Rig of a LHTES (Latent Heat Thermal Energy Storage): Construction and First Experimental Results, *J. Energy Power Eng.* 8 (2014) 1838–1847.
- [11] G. Urschitz, Latentwärmespeicher-Einrohr-System (LESY) - Auslegung, Konstruktion, Montage sowie Messungen, Diplomarbeit TU Wien, 2013.
- [12] V.C. Illyés, Latentwärmespeicher-Einrohr-System mit Längs- und Querrippen (LESY2) - Design, Montage und experimentelle Analyse, Diplomarbeit TU Wien, 2018.
- [13] Agora-Energiewende, Aktuelle Stromdaten/Agorameter, (2018). https://www.agora-energiewende.de/service/aktuelle-stromdatenagorameter/chart/power_generation/05.08.2018/08.08.2018/https://www.agora-energiewende.de/service/aktuelle-stromdatenagorameter/chart/power_generation/05.08.2018/08.08.2018/.
- [14] K.-P. Felberbauer, M. Kloess, G. Jungmeier, R. Haas, K. Königshofer, W. Prügler, J. Pucker, R. Rezanja, M. Beerman, A. Wenzel, ENERGIESPEICHER DER ZUKUNFT Energiespeicher für erneuerbare Energie als Schlüssel- Technologie für zukünftige Energiesysteme, 2012.
- [15] Verein Deutscher Ingenieure, VDI-Statusreport Energiespeicher Zusammenfassung und Ausblick, 2018.
- [16] İ. Dinçer, M.A. Rosen, Thermal Energy Storage: Systems and Applications, 2010. doi:10.1002/9780470970751.

- [17] A. Wörner, Die Rolle thermischer Energiespeicher im Energiesystem der Zukunft, 5. Energiekolloquium Der Chemie-Gesellschaft. (2014).
- [18] A. Wörner, Thermische Energiespeicher als sektorenübergreifende Querschnittstechnologie, 2015.
http://www.fvee.de/fileadmin/publikationen/Themenhefte/th2015/th2015_06_02.pdf.
- [19] M. Sterner, S. Ingo, Energiespeicher - Bedarf, Technologien, Integration, 2014.
doi:10.1017/CBO9781107415324.004.
- [20] P. Drochner, Auslegung, Konstruktion und Errichtung eines Festbettregenerators, Diplomarbeit TU Wien, 2016.
- [21] M. Hämmerle, M. Haider, K. Schwaiger, Anwendungsmöglichkeiten der Hochtemperatur Sand-Wärmespeicherung zur Flexibilisierung des Strommarktes, 13. Symp. Energieinnovation. (2014) 1–11.
- [22] K.E. N'Tsoukpoe, H. Liu, N. Le Pierrès, L. Luo, A review on long-term sorption solar energy storage, *Renew. Sustain. Energy Rev.* 13 (2009) 2385–2396.
doi:10.1016/j.rser.2009.05.008.
- [23] A. Sharma, V. V. Tyagi, C.R. Chen, D. Buddhi, Review on thermal energy storage with phase change materials and applications, *Renew. Sustain. Energy Rev.* 13 (2009) 318–345. doi:10.1016/j.rser.2007.10.005.
- [24] B. Cárdenas, N. León, High temperature latent heat thermal energy storage: Phase change materials, design considerations and performance enhancement techniques, *Renew. Sustain. Energy Rev.* 27 (2013) 724–737. doi:10.1016/j.rser.2013.07.028.
- [25] F. Agyenim, N. Hewitt, P. Eames, M. Smyth, A review of materials, heat transfer and phase change problem formulation for latent heat thermal energy storage systems (LHTESS), *Renew. Sustain. Energy Rev.* 14 (2010) 615–628.
doi:10.1016/j.rser.2009.10.015.
- [26] N.I. Ibrahim, F.A. Al-Sulaiman, S. Rahman, B.S. Yilbas, A.Z. Sahin, Heat transfer enhancement of phase change materials for thermal energy storage applications: A critical review, *Renew. Sustain. Energy Rev.* 74 (2017) 26–50.
doi:10.1016/j.rser.2017.01.169.
- [27] M. Liu, W. Saman, F. Bruno, Review on storage materials and thermal performance enhancement techniques for high temperature phase change thermal storage systems, *Renew. Sustain. Energy Rev.* 16 (2012) 2118–2132. doi:10.1016/j.rser.2012.01.020.
- [28] Y.B. Tao, Y.L. He, A review of phase change material and performance enhancement method for latent heat storage system, *Renew. Sustain. Energy Rev.* 93 (2018) 245–259. doi:10.1016/j.rser.2018.05.028.
- [29] K. Ghaib, Latentwärmespeicher: Speichermaterialien, Wärmeübertragung und Anwendungen, *Chemie-Ingenieur-Technik.* 89 (2017) 1115–1125.
doi:10.1002/cite.201600094.
- [30] X. Xiao, P. Zhang, M. Li, Preparation and thermal characterization of paraffin/metal foam composite phase change material, *Appl. Energy.* 112 (2013) 1357–1366.
doi:10.1016/j.apenergy.2013.04.050.
- [31] X. Xiao, P. Zhang, M. Li, Thermal characterization of nitrates and nitrates/expanded graphite mixture phase change materials for solar energy storage, *Energy Convers. Manag.* 73 (2013) 86–94. doi:10.1016/j.enconman.2013.04.007.
- [32] S. Zhang, Z. Wang, Thermodynamics behavior of phase change latent heat materials in micro-/nanoconfined spaces for thermal storage and applications, *Renew. Sustain. Energy Rev.* 82 (2018) 2319–2331. doi:10.1016/j.rser.2017.08.080.
- [33] Y.B. Tao, C.H. Lin, Y.L. He, Preparation and thermal properties characterization of carbonate salt/carbon nanomaterial composite phase change material, *Energy Convers. Manag.* 97 (2015) 103–110. doi:10.1016/j.enconman.2015.03.051.

- [34] R. Velraj, R.V. Seeniraj, B. Hafner, C. Faber, K. Schwarzer, Heat Transfer Enhancement in a Latent Heat Storage System, *Sol. Energy*. 65 (1999) 171–180. doi:10.1016/S0038-092X(98)00128-5.
- [35] K. Nakaso, H. Teshima, A. Yoshimura, S. Nogami, Y. Hamada, J. Fukai, Extension of heat transfer area using carbon fiber cloths in latent heat thermal energy storage tanks, *Chem. Eng. Process. Process Intensif.* 47 (2008) 879–885. doi:10.1016/j.cep.2007.02.001.
- [36] D. Laing, T. Bauer, W.D. Steinmann, D. Lehamann, Advanced High Temperature Latent Heat Storage System- Design and Test Results, 11th Int. Conf. Therm. Energy Storage. (2009) 1–8.
- [37] A.M. Abdulateef, S. Mat, J. Abdulateef, K. Sopian, A.A. Al-Abidi, Geometric and design parameters of fins employed for enhancing thermal energy storage systems: a review, *Renew. Sustain. Energy Rev.* 82 (2018) 1620–1635. doi:10.1016/j.rser.2017.07.009.
- [38] M.K. Rathod, J. Banerjee, Thermal performance enhancement of shell and tube Latent Heat Storage Unit using longitudinal fins, *Appl. Therm. Eng.* 75 (2015) 1084–1092. doi:10.1016/j.applthermaleng.2014.10.074.
- [39] A. Sciacovelli, F. Gagliardi, V. Verda, Maximization of performance of a PCM latent heat storage system with innovative fins, *Appl. Energy*. 137 (2015) 707–715. doi:10.1016/j.apenergy.2014.07.015.
- [40] S. Jegadheeswaran, S.D. Pohekar, Performance enhancement in latent heat thermal storage system: A review, *Renew. Sustain. Energy Rev.* 13 (2009) 2225–2244. doi:10.1016/j.rser.2009.06.024.
- [41] A. Sari, C. Alkan, A. Biçer, A. Altuntaş, C. Bilgin, Micro/nanoencapsulated n-nonadecane with poly(methyl methacrylate) shell for thermal energy storage, *Energy Convers. Manag.* 86 (2014) 614–621. doi:10.1016/j.enconman.2014.05.092.
- [42] M. Al-Maghalseh, K. Mahkamov, Methods of heat transfer intensification in PCM thermal storage systems: Review paper, *Renew. Sustain. Energy Rev.* 92 (2018) 62–94. doi:10.1016/j.rser.2018.04.064.
- [43] H. Shabgard, T.L. Bergman, N. Sharifi, A. Faghri, High temperature latent heat thermal energy storage using heat pipes, *Int. J. Heat Mass Transf.* 53 (2010) 2979–2988. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2010.03.035.
- [44] R. Adinberg, D. Zvegilsky, M. Epstein, Heat transfer efficient thermal energy storage for steam generation, *Energy Convers. Manag.* 51 (2010) 9–15. doi:10.1016/j.enconman.2009.08.006.
- [45] U. Pelay, L. Luo, Y. Fan, D. Stitou, M. Rood, Thermal energy storage systems for concentrated solar power plants, *Renew. Sustain. Energy Rev.* 79 (2017) 82–100. doi:10.1016/j.rser.2017.03.139.
- [46] A. Jamekhorshid, S.M. Sadrameli, Application of Phase Change Materials (PCMs) in Maintaining Comfort Temperature inside an Automobile, *Int. J. Chem. Mol. Nucl. Mater. Metall. Eng.* 6 (2012) 32–35. doi:10.1.1.309.7884.
- [47] M. Gumus, Reducing cold-start emission from internal combustion engines by means of thermal energy storage system, *Appl. Therm. Eng.* 29 (2009) 652–660. doi:10.1016/j.applthermaleng.2008.03.044.
- [48] S.F. Hosseinizadeh, F.L. Tan, S.M. Moosania, Experimental and numerical studies on performance of PCM-based heat sink with different configurations of internal fins, *Appl. Therm. Eng.* 31 (2011) 3827–3838. doi:10.1016/j.applthermaleng.2011.07.031.
- [49] S.A. Nada, D.H. El-Nagar, H.M.S. Hussein, Improving the thermal regulation and efficiency enhancement of PCM-Integrated PV modules using nano particles, *Energy Convers. Manag.* 166 (2018) 735–743. doi:10.1016/j.enconman.2018.04.035.

- [50] A.A. Hegazy, Comparative study of the performances of four photovoltaic/thermal solar air collectors, *Energy Convers. Manag.* 41 (2000) 861–881. doi:10.1016/S0196-8904(99)00136-3.
- [51] B. Xu, P. Li, C. Chan, Application of phase change materials for thermal energy storage in concentrated solar thermal power plants: A review to recent developments, *Appl. Energy*. 160 (2015) 286–307. doi:10.1016/j.apenergy.2015.09.016.
- [52] K. Nithyanandam, R. Pitchumani, A. Mathur, Analysis of a latent thermocline storage system with encapsulated phase change materials for concentrating solar power, *Appl. Energy*. 113 (2014) 1446–1460. doi:10.1016/j.apenergy.2013.08.053.
- [53] V. Martin, B. He, F. Setterwall, Direct contact PCM-water cold storage, *Appl. Energy*. 87 (2010) 2652–2659. doi:10.1016/j.apenergy.2010.01.005.
- [54] A. Prötsch, Auslegung und Inbetriebnahme einer Latentwärmespeicherversuchsanlage, Diplomarbeit TU Wien, 2012.
- [55] H. Walter, Beck Anton, Hameter Michael, Influence of the Fin Design on the Melting and Solidification Process of NaNO₃ in a Thermal Energy Storage System, *J. Energy Power Eng.* 9 (2015) 913–928. doi:10.17265/1934-8975/2015.11.001.
- [56] M. Böswarth, Numerische Simulation des Schmelz- und Erstarrungsprozesses in einem Latentwärmespeicher mit Rippenrohren, Bachelorarbeit TU Wien, 2017.
- [57] C. Kammer, Aluminium Taschenbuch 1: Grundlagen und Werkstoffe 16. Auflage, 2012.
- [58] T. Bauer, D. Laing, U. Kröner, R. Tammé, Sodium nitrate for high temperature latent heat storage, 11th Int. Conf. Therm. Energy Storage. (2009) 1–8.
- [59] H. Michels, R. Pitz-Paal, Cascaded latent heat storage for parabolic trough solar power plants, *Sol. Energy*. 81 (2007) 829–837. doi:10.1016/j.solener.2006.09.008.
- [60] D.J. Rogers, G.J. Janz, Melting-Crystallization and Premelting Properties of NaNO₃—KNO₃. Enthalpies and Heat Capacities, *J. Chem. Eng. Data*. 27 (1982) 424–428. doi:10.1021/je00030a017.
- [61] Pilkington Solar International GmbH, Survey of Thermal Storage for Parabolic Trough Power Plants, 2000. doi:10.2172/765081.
- [62] R. Muren, D.A. Arias, B. Luptowski, Performance Based Cost Modeling of Phase Change Thermal Energy Storage for High Temperature Concentrating Solar Power Systems, *Proc. ASME 2009 Int. Mech. Eng. Congr. Expo.* (2009) 1–10.
- [63] Owens Corning, Produktdatenblatt Foamglas® one, (2013). <https://industry.foamglas.com/de-de/resources/datasheets>.
- [64] Unifrax, Product Information Sheet Isulfrax, (2018). www.unifrax.com.
- [65] Rockwool Handelsgesellschaft, ROCKWOOL Klimarock Technische Daten, (2018). <http://www.rockwool.at/produkte/rockwool-klimarock-at/>.
- [66] Solutia, Datenblatt Therminol VP-1, (n.d.) 1–5.
- [67] R.W. Carling, Heat capacities of NaNO₃ and KNO₃ from 350 to 800 K, *Thermochim. Acta*. 60 (1983) 265–275.
- [68] D. Lager, Evaluation of thermophysical properties for thermal energy storage materials - determining factors, prospects and limitations, Ph.D. Thesis TU Wien, 2017.
- [69] D. Groulx, The Rate Problem in Solid-Liquid Phase Change Heat Transfer: Efforts and Questions Toward Heat Exchanger Design Rules, *Proc. 16th Int. Heat Transf. Conf. IHTC 16.* (2018).