

Techno-ökonomische Optimierung eines Hochtemperatur-Latentwärmespeichers

Von der Fakultät für Energie-, Verfahrens- und Biotechnik der Universität
Stuttgart zur Erlangung der Würde eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
genehmigte Abhandlung

Vorgelegt von
Stefan Hübner
aus Berlin-Lichtenberg

Hauptberichter: Prof. Dr. rer. nat. André Thess

Mitberichter: Prof. Dr.-Ing. Markus Eck

Tag der mündlichen Prüfung: 25.06.2018

Danksagung

Mein besonderer und zutiefst aufrichtiger Dank gilt

für die tägliche gute Laune, Unterstützung und Motivation bis zum letzten Punkt:

meinen Geschwistern Sascha und Christine sowie meinen Eltern,
meinen Freunden und meiner WG, der Einsteinkommune,

für die inhaltlichen Diskussionen und vor allem für die tatkräftige Unterstützung bei der
Realisierung, dem Betrieb und der Ergebnisauswertung der Versuchsanlage:

den Kollegen des Instituts für technische Thermodynamik des DLR in Stuttgart, insbesondere
Maïke Johnson, Michael Fiß, Carsten Reichmann,
Prof. Dr. André Thess, Prof. Dr. Markus Eck, Dr. Stefan Zunft,

für die Ermöglichung dieser Arbeit durch die fachliche, logistische und finanzielle
Unterstützung:

der Linde AG, insbesondere den Kollegen
Dr. Christoph Stiller, Manfred Schönberger, Sepp Fleckinger, Dr. Markus Weikl

Inhalt

Danksagung	III
Abbildungsverzeichnis	VIII
Tabellenverzeichnis	XV
Nomenklatur	XVII
Lateinische Buchstaben	XVII
Griechische Buchstaben	XVIII
Subscripte	XVIII
Abkürzungen	XIX
Kurzfassung	XXI
Abstract	XXIII
1 Einleitung	1
2 Stand der Technik der Latentwärmespeicher	3
2.1 Physikalische Grundlagen der Wärmespeicherung	3
2.2 Einsatzgebiete	6
2.3 Verbesserung des Wärmeübergangs	8
2.3.1 Stationäre Systeme mit verbesserter effektiver Wärmeleitfähigkeit	10
2.3.2 Berippte stationäre Systeme mit vergrößerter Wärmeübertragungsfläche	11
2.3.3 Eingekapselte stationäre Systeme mit vergrößerter Wärmeübertragungsfläche	15
2.3.4 Bewegte Systeme mit kontrollierter Bewegung	16
2.3.5 Bewegte Systeme mit unkontrollierter Bewegung	17
2.3.6 Zusammenfassung	18
2.4 Zielsetzung der Arbeit	20
3 Modellierung des Wärmeübergangs mit fest-flüssig Phasenwechsel	21
3.1 Herleitung der Energieerhaltungsgleichung für instationäre Wärmeleitprobleme	21
3.2 Lösungsmethoden für Phasenwechselprobleme	23
3.2.1 Analytische Lösung des Stefan Problems	23
3.2.2 Analytische Näherungslösungen	25
3.2.3 Numerische Näherungsverfahren	25
3.2.4 Verwendete Lösungsmethodik in Comsol Multiphysics®	28
3.3 Erstellung des Simulationsmodells mit Phasenwechsel	30
3.3.1 Modellerstellung	30
3.3.2 Verifizierung des Simulationsmodells	32
4 Techno-ökonomische Optimierung axialer Wärmeleitstrukturen	35
4.1 Fragestellung der Optimierung	35

4.2	Methodik der Optimierung	37
4.2.1	Profilklassen	37
4.2.2	Optimierungskriterium: spezifische Produktkosten	38
4.2.3	Optimierungsprozedur	39
4.3	Ergebnisse der Optimierung und Diskussion	40
4.3.1	Unberippte Rohre	40
4.3.2	Sternförmige Rippenprofile	43
4.3.3	Komplexe, schneeflockenartige Rippengeometrien	51
4.3.4	Spiralförmige Rippenprofile	55
4.4	Fazit	57
5	Experimentelle Untersuchungen des Wärmeübergangs	61
5.1	Versuchsanlagenkonzept & Versuchsmethodik	61
5.1.1	Auslegung der Versuchsanlage	61
5.1.2	Versuchsprogramm	62
5.1.3	Beschreibung der Messtechnik	65
5.1.4	Temperaturauswertung	67
5.2	Rohrserie 1 – geklammerte Rohre	69
5.2.1	Erstarrungsvorgang	69
5.2.2	Experimentelle Validierung des Simulationsmodells	74
5.2.3	Energetische Auswertung des Erstarrungsvorgangs	78
5.2.4	Aufschmelzvorgang	83
5.2.5	Energetische Auswertung des Aufschmelzvorgangs	87
5.2.6	Fazit	90
5.3	Rohrserie 2 – gekrimpte und geklammerte Rohre	92
5.3.1	Erstarrungsvorgang	92
5.3.2	Energetische Auswertung des Erstarrungsvorgangs	97
5.3.3	Aufschmelzvorgang	99
5.3.4	Energetische Auswertung des Aufschmelzvorgangs	104
5.3.5	Fazit	104
5.4	Ökonomische Bewertung der Verbindungsverfahren	106
5.4.1	Abschätzung der Rohr-Rippe-Spaltgröße der gekrimpten Rohre	106
5.4.2	Bewertung des Rohr-Rippe Verbindungsverfahrens	107
6	Zusammenfassung und Ausblick	109
7	Literatur	113

8	Anhang	123
8.1	Materialparameter des Simulationsmodells	123
8.2	Rippenmaterialauswahl	124
8.3	Ergebnisse der techno-ökonomischen Optimierung axialer Wärmeleitstrukturen	125
8.3.1	Profilklasse xA0	125
8.3.2	Profilklasse xA1.1	128
8.3.3	Profilklasse xA1.2	129
8.3.4	Profilklasse xA2.1	130
8.3.5	Profilklasse xA2.2	132
8.3.6	Profilklasse 6A3.x	134
8.3.7	Profilklasse 6A4.x	135
8.3.8	Profilklasse 6A5.1	137
8.3.9	Profilklasse 6A6.1	138
8.3.10	Profilklasse 4A3.1	139
8.3.11	Profilklasse 4A4.1	140
8.4	Design der Versuchsanlage	141
8.4.1	Bauweise	141
8.4.2	Messtechnik – Rohrserie 1	143
8.4.3	Messtechnik – Rohrserie 2	146
8.5	Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen des Wärmeübergangs	148
8.5.1	Modellvalidierung	148
8.5.2	Erstarrungsverhalten <i>RS1</i>	148
8.5.3	Aufschmelzverhalten <i>RS2</i>	149

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2-1: Abhängigkeit der gespeicherten Wärme von der Temperatur, eigene Darstellung nach [Meh08]	3
Abbildung 2-2: Wärmeübertragung mittels Wärmeleitung und natürlicher Konvektion für den Erstarrungsvorgang (links) und den Aufschmelzvorgang inklusive der Konvektionsströmungen (rechts)	5
Abbildung 2-3: Überblick über Phasenwechselmaterialien nach [Hau13]	8
Abbildung 2-4: Einteilung von Latentwärmespeichersystemen in Anlehnung an Pointner [Poi14]	9
Abbildung 2-5: Theoretische und experimentelle Verläufe des Wärmeübertragungsvermögens über der Zeit für ein stationäres Latentwärmespeichersystem („ohne Schaum“) sowie ein stationäres System mit verbesserter effektiver Wärmeleitfähigkeit („mit Schaum“) [Fle15]	10
Abbildung 2-6: Berippte Rohre mit a) ebenen radialen Rippen mit gleichem und unterschiedlichem Rohr- und Rippenmaterial [Wie16] b) geriffelte (serrated) radiale Rippen [Ham16] c) axiale Rippen [Lin16]	11
Abbildung 2-7: Parametrisierung radiales (links) und axiales (rechts) Rippenprofil	13
Abbildung 2-8: Stranggepresste Aluminiumrippengeometrien für HT-Latentwärmespeicher für verschiedene Rohrteilungen: a) mit $y_{\text{Rohr}} = 70$ mm [Joh16], b) mit $y_{\text{Rohr}} = 160$ mm [Joh16], c1) und c2) mit $y_{\text{Rohr}} > 180$ mm [Urs14], [Urs15]	14
Abbildung 2-9: Mechanisches Entfernen des PCMs von der Wärmeübertragungsfläche mit Hilfe eines bewegten Kratzmessers (links, nach [Lai15]) und Entlangführen des PCMs auf der Wärmeübertragungsfläche in	16
Abbildung 3-1: Volumenelement mit Volumen dV nach [Köh07]	21
Abbildung 3-2: Temperaturverlauf für einphasiges Stefan Problem (links) und zweiphasiges Stefan-Problem (rechts) eigene Darstellung nach [Kre00]	24
Abbildung 3-3: Darstellung der gespeicherten Wärme in Abhängigkeit von der Temperatur mit den einzelnen Anteilen der scheinbaren Wärmekapazität für die feste und flüssige Phase sowie das Zweiphasengebiet	28
Abbildung 3-4: Heaviside Funktion $\theta(T)$ und deren Ableitung $d\theta/dT$ im Phasenwechselintervall	29
Abbildung 3-5: Rohr mit sternförmigem, axialem Rippenprofil	30
Abbildung 3-6: Exemplarische Darstellung eines 2-D Profilquerschnitts zur Verwendung im Simulationsmodell mit den Modellrandbedingungen (blau, rot) sowie zusätzlichen Symmetriebedingungen (gestrichelt)	31
Abbildung 3-7: PCM Temperatur über der Stablänge für eine Ausspeicherzeit von einer und vier Stunden in Abhängigkeit von der Gittergröße d_{grid} – mit Vergrößerung des Phasenwechselbereichs und eingekreister Unstetigkeit	33
Abbildung 3-8: Diskretisierungsfehlers ε für $Q(t_{\text{aus}} = 1 \text{ h})$ über der Gittergröße d_{grid}	34

Abbildung 4-1: Schematische Darstellung der Rohranordnungen und Symmetriegrenzen in Abhängigkeit der Basisgeometrie – Sechsecke (links), Quadrate (Mitte) und gleichseitige Dreiecke (rechts) – und des jeweiligen Rohrabstandes y_{Rohr}	35
Abbildung 4-2: Exemplarische Rippenprofilardarstellung mit Geometrieparametern	36
Abbildung 4-3: Schematische Darstellung der Geometrie der Profilklassen 6A0 (links), 4A0 (Mitte), 3A0 (rechts)	40
Abbildung 4-4: Spezifischen Produktkosten über dem energetischen Nutzungsgrad η_Q bzw. dem Rohrabstand y_{Rohr} – Profilkategorie 6A0	41
Abbildung 4-5: Einzelkostendarstellung der spezifischen Produktkosten für unterschiedliche Rohrabstände y_{Rohr} – Profilkategorie 6A0	42
Abbildung 4-6: Sensitivitätsanalyse der Einzelkosten und der Rohrlänge für das Profilklassenoptimum mit einem Rohrabstand $y_{\text{Rohr}} = 70 \text{ mm}$ – Profilkategorie 6A0	43
Abbildung 4-7: Schematische Darstellung der Geometrie der Profilklassen 6A1.y (links), 4A1.y (Mitte), 3A1.y (rechts)	44
Abbildung 4-8: Spezifische Produktkosten für verschiedene Rippenlängenfaktoren f_{LA1} und Basisgeometrien – Profilklassen xA1.1	44
Abbildung 4-9: Spezifische Produktkosten für verschiedene Rippenstärken s_{a1} und s_{a2} und Basisgeometrien – Profilklassen xA1.1	45
Abbildung 4-10: Aufteilung der spezifischen Produktkostenaufteilung für verschiedene Rippenstärken – Profilkategorie 6A1.1 für $f_{LA1, \text{optim}} = 0,90$	46
Abbildung 4-11: Sensitivitätsanalyse der Einzelkosten und der Rohrlänge für den Rohrabstand $y_{\text{Rohr}} = 150 \text{ mm}$ –	47
Abbildung 4-12: Schematische Darstellung der Geometrie der Profilklassen 6A2.y (links), 4A2.y (Mitte), 3A2.y (rechts)	48
Abbildung 4-13: Exemplarischer Rippenprofilvorschlag für stranggepressten Rohr-Rippe-Verbund aus Karbonstahl mit Mindestwandstärken [Wor16]	48
Abbildung 4-14: Spezifische Produktkosten für verschiedene Rippenlängenfaktoren f_{LA1} und Basisgeometrien – Profilklassen xA1.2	49
Abbildung 4-15: Aufteilung der spezifischen Produktkosten für verschiedene Rippenstärken –	50
Abbildung 4-16: Schematische Darstellung der Profilkategorie 6A3.1 mit Kennzeichnung der Rippenstärken $s_{a1} - s_{a4}$	52
Abbildung 4-17: Gleichmäßiges und gleichzeitiges Erstarrungsverhalten des PCMs in einer beispielhaften Geometrie der Profilkategorie 6A3.1 für verschiedene Zeitpunkte	52
Abbildung 4-18: Vorgehen zur Bestimmung des optimalen Profils für schneeflockenartige Profilklassen	53
Abbildung 4-19: Spezifische Produktkosten der Einzeloptima $O_1 - O_6$ mit verschiedenen Rippenstärken $s_{a1}, s_{a2}, s_{a3} = s_{b1.1}$ und $s_{a4} = s_{b1.2}$ – Profilkategorie 6A3.1	54

Abbildung 4-20: Schematische Darstellung der Rippengeometrie der Profilklassen 6A4.1 (links) und 6A4.2 (rechts)	55
Abbildung 4-21: Schematische Darstellung der Rippengeometrie der Profilklassen 6B1.1 (links) und 6B2.1 (rechts)	56
Abbildung 4-22: Vergleich der spezifischen Produktkosten und deren Zusammensetzung für ausgewählte Profilklassenoptima	60
Abbildung 5-1: Speicherbehälter mit Darstellung der Einzelrohre (rot) ohne Rippenprofil (links) und eingesetztes Rippenprofil mit Symmetriegrenzen (rechts)	61
Abbildung 5-2: Verteilung der Federstahlklammern über der Länge (links) sowie Querschnittsansicht (rechts)	63
Abbildung 5-3: Obere Krimpverbindung ausgeführt als Fest-Lagerung (links) und untere Krimpverbindung ausgeführt als axiale Los-Lagerung (rechts)	63
Abbildung 5-4: Schematische Darstellung des Rohrregisters und mit Messtechnik bestückte Einzelrohre (rot, links) sowie Detailmaße des Einzelrohrs in mm (rechts)	66
Abbildung 5-5: Positionierung der Temperaturmessfühler in Rohr 10 Messebene 2 für RS1 und RS2	67
Abbildung 5-6: Gemittelte und gemäß Kalibrierung korrigierte Erstarrungstemperaturen über alle Versuche der RS1 der zwischen den Rippen verbauten PT-100	68
Abbildung 5-7: Zeitlicher Verlauf der Temperaturen des PCMs für ausgewählte Messpositionen zum Vergleich innerhalb eines Rohres in einer Messebene – Ebene 2, Rohr 10 – Erstarren RS1 „20 K – Normal“	70
Abbildung 5-8: Zeitlicher Verlauf der Temperaturen des PCMs für die Positionen 20 und 30 zum Vergleich dreier Rohre	71
Abbildung 5-9: Zeitlicher Verlauf der Temperaturen des PCMs für die Position 30 für 3 Messebenen – Ebene 1-3, Rohr 10 – Erstarren RS1 „30 K – Normal“	72
Abbildung 5-10: Multiple PCM Feststoffschichten am oberen Ende der Rohre nach ca. 1,5 h Erstarrung	72
Abbildung 5-11: Zeitlicher Verlauf der Temperaturen des PCMs für die Positionen 20 und 30 für verschiedene Starttemperaturen – Ebene 2, Rohr 10 – Erstarren RS1 „20 K – Normal“ & „20 K – Konvektion“	73
Abbildung 5-12: Zeitlicher Verlauf der Temperaturen des PCMs im Experiment und gemäß der Simulation für verschiedene Messpositionen – Ebene 2, Rohr 10 – Erstarren „20 K – Normal“	75
Abbildung 5-13: Zeitlicher Verlauf der Temperaturen des PCMs in Experiment und Simulation für MTE-02-10-20 (oben) und PT-02-10-30 (unten) in verschiedenen Teilversuchsserien — Erstarren RS1 „10 K – Normal“, „20 K – Normal“ und „30 K – Normal“	76
Abbildung 5-14: Vergleich der experimentell und auf Basis der Simulation bestimmten Leistungsverläufe des Speichers für verschiedene Versuchsserien	79

Abbildung 5-15: Betrachtung des erstarrten PCMs auf den Rippen nach ca. 1:30 h Erstarrung (links) und im Bereich des unteren Sammlers (rechts)	79
Abbildung 5-16: Aufteilung der Energie für alle Teilversuchsserien – Erstarren RS1	82
Abbildung 5-17: Darstellung der über der Versuchszeit gemittelten Wärmedurchgangskoeffizienten für ausgewählte Versuche aller Teilversuchsserien – Erstarrungsvorgang RS1	83
Abbildung 5-18: Zeitlicher Verlauf der Temperaturen des PCMs für ausgewählte Messpositionen zum Vergleich innerhalb eines Rohr in einer Messebene – Ebene 2, Rohr 10 – Aufschmelzen RS1 „20 K – Normal“	84
Abbildung 5-19: Zeitlicher Verlauf der Temperaturen des PCMs für die Positionen 20 und 30 zum Vergleich einer Messebene in allen drei Rohren – Ebene 2, Rohr 09, 10, 13 – Aufschmelzen RS1 „20 K – Normal“	85
Abbildung 5-20: Zeitlicher Verlauf der Temperaturen des PCMs für die Position 30 für 3 Messebenen – Ebene 1-3, Rohr 10 – Aufschmelzen RS1 „20 K – Normal“	86
Abbildung 5-21: Bestimmung des Versuchsendes anhand gleich verlaufender Temperaturkurven verschiedener Messfühler innerhalb einer Messebene – Ebene 2, Rohr 09, 10, 13 – Aufschmelzen RS1 „20 K – Normal“	87
Abbildung 5-22: Leistungskurven der Erstarrungs- und Aufschmelzversuche für verschiedene Teilversuchsserien RS1	88
Abbildung 5-23: Aufteilung der Energie für alle Teilversuchsserien – Aufschmelzen RS1	89
Abbildung 5-24: Darstellung der mittleren Wärmedurchgangskoeffizienten für ausgewählte Versuche aller Teilversuchsserien – Aufschmelzvorgang RS1	90
Abbildung 5-25: Zeitlicher Verlauf der Temperaturen des PCMs für ausgewählte Messpositionen für das geklammerte Rohr 09 für die RS1 und RS2 – Erstarren „20 K – Normal“	93
Abbildung 5-26: Zeitlicher Verlauf der Temperaturen des PCMs für geklammerte und gekrimpte Rohre – Ebene 2, Rohr 09, 10 – Erstarren „20 K – Normal“	94
Abbildung 5-27: Zeitlicher Verlauf der Temperaturen des PCMs für die Position 20 (oben) und die Position 30 (unten) für verschiedene Messebenen – Ebene 1-3, Rohr 10 – Erstarren RS2 „20 K – Normal“	96
Abbildung 5-28: Vergleich der rippenseitigen Kontaktflächen für geklammerte (links) und gekrimpte Rohre (rechts)	96
Abbildung 5-29: Vergleich der rohrseitigen Kontaktflächen für geklammerte (links) und gekrimpte Rohre (rechts)	96
Abbildung 5-30: Zeitlicher Verlauf der Temperaturen des PCMs für die Positionen 20 und 30 für verschiedene Starttemperaturen – Ebene 2, Rohr 10 – Erstarren RS2 „20 K – Normal“ & „20 K – Konvektion“	97
Abbildung 5-31: Zeitlicher Vergleich der übertragenen Leistungen für verschiedene Teilversuchsserien für RS1 und RS2	98
Abbildung 5-32: Aufteilung der Energie für alle Teilversuchsserien – Erstarren RS2	99

Abbildung 5-33: Zeitlicher Verlauf der Temperaturen des PCMs der Teilversuchsserien „20 K – Normal“ & „20 K – stationär“ – Ebene 2, Rohr 10 –Aufschmelzen RS1	100
Abbildung 5-34: Zeitlicher Verlauf der Temperaturen des PCMs für ausgewählte Messpositionen für das geklammerte Rohr 09 für die RS1 und RS2 – Aufschmelzen „20 K – Normal“	100
Abbildung 5-35: Zeitlicher Verlauf der Temperaturen des PCMs für gekrimpte und geklammerte Rohre in einer Messebene – Ebene 2 – Aufschmelzen RS2 „20 K – Normal“	101
Abbildung 5-36: Zeitlicher Verlauf der Temperaturen des PCMs für Messpositionen 20 (oben) und 30 (unten) jeweils für alle drei Messebenen – Rohr 10 – Aufschmelzen RS2 „20 K – Normal“	102
Abbildung 5-37: Zeitlicher Verlauf der Temperaturen des PCMs in Messebene 1 für geklammerte und gekrimpte Rohre – Aufschmelzen „20 K – Normal RS2“	103
Abbildung 5-38: Zeitlicher Verlauf der Temperaturen des PCMs für geklammerte und gekrimpte Rohre im Vergleich zu simulierten Temperaturverläufen mit unterschiedlichen Spaltmaßen – Erstarren „20 K – Normal“	106
Abbildung 5-39: Absolute und prozentuale Spezifische Produktkosten in Abhängigkeit des Spaltmaßes für das gefertigte Rippenprofil (vgl. Abbildung 5-1)	107
Abbildung 8-1: Optimierung der spezifischen Produktkosten über dem energetischen Nutzungsgrad η_Q bzw. dem Rohrabstandes y_{Rohr} – Profilklassse 4A0	125
Abbildung 8-2: Einzelkostendarstellung der spezifischen Produktkosten für unterschiedliche Rohrabstände y_{Rohr} – Profilklassse 4A0	125
Abbildung 8-3: Optimierung der spezifischen Produktkosten über dem energetischen Nutzungsgrad η_Q bzw. dem Rohrabstandes y_{Rohr} – Profilklassse 3A0	126
Abbildung 8-4: Einzelkostendarstellung der spezifischen Produktkosten für unterschiedliche Rohrabstände y_{Rohr} – Profilklassse 3A0	126
Abbildung 8-5: Diskretisierungsfehler ε der spezifischen Produktkosten über der Gittergröße des Simulationsmodells für die Geometrie der Profilklassse 6A0 mit 70 mm Rohrabstand	127
Abbildung 8-6: Aufteilung der spezifischen Produktkosten für verschiedene Rippenstärken – Profilklassse 4A1.1	128
Abbildung 8-7: Aufteilung der spezifischen Produktkosten für verschiedene Rippenstärken – Profilklassse 3A1.1	128
Abbildung 8-8: Aufteilung der spezifischen Produktkosten für verschiedene Rippenlängenfaktoren f_{LA1} –	129
Abbildung 8-9: Aufteilung der spezifischen Produktkosten für verschiedene Rippenlängenfaktoren f_{LA1} –	129
Abbildung 8-10: Spezifische Produktkosten für verschiedene Rippenlängenfaktoren f_{LA1} und Basisgeometrien – Profilklassen xA2.1	130

Abbildung 8-11: Aufteilung der spezifischen Produktkosten für verschiedene Rippenstärken – Profilkategorie 6A2.1	130
Abbildung 8-12: Aufteilung der spezifischen Produktkosten für verschiedene Rippenstärken – Profilkategorie 4A2.1	131
Abbildung 8-13: Aufteilung der spezifischen Produktkosten für verschiedene Rippenstärken – Profilkategorie 3A2.1	131
Abbildung 8-14: Optimierung des Rohrabstandes y_{Rohr} für verschiedene Rippenlängenfaktoren – Profilklassen xA2.2	132
Abbildung 8-15: Aufteilung der spezifischen Produktkosten für verschiedene Rippenlängenfaktoren f_{LA1} –	132
Abbildung 8-16: Aufteilung der spezifischen Produktkosten für verschiedene Rippenlängenfaktoren f_{LA1} –	133
Abbildung 8-17: Aufteilung der spezifischen Produktkosten für verschiedene Rippenlängenfaktoren f_{LA1} –	133
Abbildung 8-18: Rippengeometrie der Profilklassen 6A3.1 und 6A3.2	134
Abbildung 8-19: Spezifische Produktkosten der Einelloptima O_1 – O_6 mit verschiedenen Rippenstärken $s_{a1}, s_{a2}, s_{a3} = s_{b1.1}$ und $s_{a4} = s_{b1.2}$ – Profilkategorie 6A3.2	134
Abbildung 8-20: Schematische Darstellung der Rippengeometrien der Profilklassen 6A4.1 (links), 6A4.2 (Mitte) und 6A4.3 (rechts)	135
Abbildung 8-21: Spezifische Produktkosten der Einelloptima O_1 – O_6 mit verschiedenen Rippenstärken $s_{a1}, s_{a2}, s_{a3} = s_{b1.1}$ und $s_{a4} = s_{b1.2}$ – Profilkategorie 6A4.1	135
Abbildung 8-22: Spezifische Produktkosten der Einelloptima O_1 – O_6 mit verschiedenen Rippenstärken $s_{a1}, s_{a2}, s_{a3} = s_{b1.1}$ und $s_{a4} = s_{b1.2}$ – Profilkategorie 6A4.2	136
Abbildung 8-23: Spezifische Produktkosten der Einelloptima O_1 – O_6 mit verschiedenen Rippenstärken $s_{a1}, s_{a2}, s_{a3} = s_{b1.1}$ und $s_{a4} = s_{b1.2}$ – Profilkategorie 6A4.3	136
Abbildung 8-24: Schematische Darstellung der Rippengeometrie der Profilklassen 6A5.1	137
Abbildung 8-25: Spezifische Produktkosten der Einelloptima O_1 – O_6 mit verschiedenen Rippenstärken $s_{a1}, s_{a2}, s_{a3} = s_{b1.1}$ und $s_{a4} = s_{b1.2}$ – Profilkategorie 6A5.1	137
Abbildung 8-26: Schematische Darstellung der Rippengeometrie der Profilklassen 6A6.1	138
Abbildung 8-27: Spezifische Produktkosten der Einelloptima O_1 – O_6 mit verschiedenen Rippenstärken $s_{a1}, s_{a2}, s_{a3} = s_{b1.1}$ und $s_{a4} = s_{b1.2}$ – Profilkategorie 6A6.1	138
Abbildung 8-28: Schematische Darstellung der Rippengeometrie der Profilklassen 4A3.1	139
Abbildung 8-29: Spezifische Produktkosten der Einelloptima O_1 – O_6 mit verschiedenen Rippenstärken $s_{a1}, s_{a2}, s_{a3} = s_{b1.1}$ und $s_{a4} = s_{b1.2}$ – Profilkategorie 4A3.1	139
Abbildung 8-30: Schematische Darstellung der Rippengeometrie der Profilklassen 4A4.1	140
Abbildung 8-31: Spezifische Produktkosten der Einelloptima O_1 – O_6 mit verschiedenen Rippenstärken $s_{a1}, s_{a2}, s_{a3} = s_{b1.1}$ und $s_{a4} = s_{b1.2}$ – Profilkategorie 4A4.1	140
Abbildung 8-32: Schematische Darstellung des Speicherbehälters – Seitenansicht	141

Abbildung 8-33: Schematische Darstellung des Speicherbehälters – Draufsicht	142
Abbildung 8-34: Genaue Positionierung der Temperaturmessfühler	143
Abbildung 8-35: Positionierung der Temperaturmessfühler Rohr 09 Messebene 2	143
Abbildung 8-36: Positionierung der Temperaturmessfühler Rohr 13 Messebene 2	144
Abbildung 8-37: Positionierung der Temperaturmessfühler Rohr 09 Messebene 1 & 3	144
Abbildung 8-38: Positionierung der Temperaturmessfühler Rohr 10 Messebene 1 & 3	145
Abbildung 8-39: Positionierung der Temperaturmessfühler an Tankinnenwand für RS1 und RS2	145
Abbildung 8-40: Positionierung der Temperaturmessfühler Rohr 10 Messebene 1 & 3	146
Abbildung 8-41: Positionierung der Temperaturmessfühler Rohr 13 Messebene 2	147
Abbildung 8-42: Positionierung der Temperaturmessfühler in Rohr 13 Messebene 1 & 3	147
Abbildung 8-43: Zeitlicher Verlauf der Temperaturen des PCMs im Experiment und gemäß der Simulation für verschiedene Messpositionen – Ebene 2, Rohr 10 – Erstarren „20 K - Massenstrom“	148
Abbildung 8-44: Zeitlicher Verlauf der Temperaturen des PCMs für die Positionen 20 und 30 für verschiedene Starttemperaturen – Ebene 3, Rohr 10 – Erstarren RS1 „20 K – Normal“ & „20 K – Konvektion“	148
Abbildung 8-45: Zeitlicher Verlauf der Temperaturen des PCMs über alle Messebenen für Messposition 20 – Rohr 09 – Aufschmelzen RS2 „20 K - Normal“	149

Tabellenverzeichnis

Tabelle 3-1: Allgemeine Simulationsparameter des Basismodells	32
Tabelle 3-2: Parameterauswahl für Verifizierung des Simulationsmodells	32
Tabelle 4-1: Übersicht Profilklassen	37
Tabelle 4-2: Herstellungskosten eines berippten Rohres sowie gewählte Parameter zur Berechnung der ausgespeicherten Energie Q_{aus}	39
Tabelle 4-3: Produktkostenaufteilung für verschiedene Rippenstärken s_{a1} und s_{a2} – Profilkategorie 6A1.1	46
Tabelle 4-4: Einzelergebnisse der Profilklassenoptima für unberippte Rohre und sternförmige Rippenprofile	51
Tabelle 4-5: Einzelergebnisse der Profilklassenoptima für schneeflockenartige Rippenprofile	55
Tabelle 4-6: Einzelergebnisse der Profilklassenoptima für spiralförmige Rippenprofile	56
Tabelle 5-1: Geometrische Abmessungen des Speicherbehälters, Designparameter sowie eingesetzte Materialmengen	62
Tabelle 5-2: Überblick Versuchs- und Teilversuchsserien für Erstarren (Erst.) & Aufschmelzen (Auf.)	65
Tabelle 5-3: Ausgangsparameter der Modellvalidierung abweichend zu Tabelle 3-1 und Tabelle 8-1	74
Tabelle 5-4: Erstarrungszeiten des PCMs ($T = 300,0 \text{ °C}$) für das Experiment und die Simulation	77
Tabelle 5-5: Basisfall und Sensitivitätsanalyse der Simulation für Versuchsserie „20 K – Normal“	78
Tabelle 5-6: Energiebilanz der Teilversuchsserien – Erstarren RS1	81
Tabelle 5-7: Aufschmelzzeiten ($T = 306,3 \text{ °C}$) der einzelnen Ebenen für Rohr 10 in Stunden	86
Tabelle 5-8: Energiebilanz – Aufschmelzen RS1	89
Tabelle 5-9: Erstarrungszeiten ($T = 300,0 \text{ °C}$) der geklammerten und gekrimpten Rohre – „20 K – Normal RS2“	95
Tabelle 5-10: Vergleich der Aufschmelzzeiten ($T = 306,3 \text{ °C}$) zwischen geklammerten und gekrimpten Rohren –	104
Tabelle 8-1: Stoffdaten für das Simulationsmodell nach [Jan79], [Bau12], [Ric16], [EU07]	123
Tabelle 8-2: Vergleich möglicher Rippenmaterialien	124

Nomenklatur

Lateinische Buchstaben

a	m^2/s	Temperaturleitfähigkeit
A	m^2	Fläche
c_p	$\text{J}/\text{kg} \cdot \text{K}$	spezifische Wärmekapazität
c_{PC}	$\text{J}/\text{kg} \cdot \text{K}$	spezifische Schmelzwärme im Phasenwechselintervall
C_{Product}	$\text{€}/\text{kWh}_{\text{th}}$	spezifische Produktkosten
d_{grid}	m	maximale Gittergröße der num. Simulation
f	–	Faktor
h	J/kg	spezifische Enthalpie
h_{PC}	J/kg	spezifische Schmelzenthalpie
k	$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$	Wärmedurchgangskoeffizient
L	m	charakteristische Länge
m	kg	Masse
m'	m	Rippenteilung
m^*	kg/m	spezifisches Gewicht pro Meter Rippenprofillänge
O	$\text{€}/\text{kWh}_{\text{th}}$	Teiloptimum der spezifischen Produktkosten
Q	J	Wärme
\dot{q}	W/m^2	Wärmestromdichte
\dot{q}_{Rohr}	W/m	integrierte Wärmestromdichte über die Systemgrenze
\dot{Q}	J/s	Wärmestrom
p	bar	Druck
R^2	–	Bestimmtheitsmaß
s	mm	(Rippen-)stärke
S	m	Position
Ste	-	Stefan Zahl
t	s	Zeit
t_{step}	s	maximale Zeitschrittweite der num. Simulation
T	$^{\circ}\text{C}$	Temperatur
$T_{\text{Öl}}$	$^{\circ}\text{C}$	Öltemperaturdifferenz zwischen Vorlauf und Rücklauf
$T_{\text{PC}}, T_{\text{m}}$	$^{\circ}\text{C}$	Phasenwechsel- bzw. Schmelztemperatur
$T_{\text{start}}, T_{\text{PCM,start}}$	$^{\circ}\text{C}$	Starttemperatur des PCM zum Zeitpunkt $t = 0$
T_{V}	$^{\circ}\text{C}$	Verdampfungstemperatur des H_2O
T_{Wand}	$^{\circ}\text{C}$	Wandtemperatur
U	J	innere Energie
U_{w}	–	Umwälzzahl
v	m/s	Geschwindigkeit
V	m^3	Volumen
\dot{W}	J/s	Arbeitsstrom
\dot{w}_{diss}	W/m^3	volumenbezogene Arbeitsstromdichte
x	m	Ortskoordinate
y_{Rohr}	mm	Rohrabstand, Rohrteilung
z	–	Argument der Fehlerfunktion

Griechische Buchstaben

α	$W/m^2 \cdot K$	Wärmeübergangskoeffizient
ΔT_{LWS}	K	treibende Temperaturdifferenz zwischen Schmelztemperatur und Temperatur des Wärmeträgermediums
ε	Wh/m; €/kWh _{th}	Diskretisierungsfehler
θ	-	Massenanteil Phase 1 im Phasenwechselintervall
η_Q	%	energetischer Nutzungsgrad
η_R	%	Rippenwirkungsgrad
λ, λ_{eff}	$W/m \cdot K$	(effektive) Wärmeleitfähigkeit
ρ	kg/m^3	Dichte

Subscripte

akt	aktiv
alt	alternativ
app	offensichtlich (<i>apparent</i>)
aus	ausspeichern
BH	Begleitheizung
diss	dissipiert
grid	Gitter
HTF	Wärmeträgermedium (<i>heat transfer fluid</i>)
inakt	inaktiv
Konv	Konvektion
L	Länge
lat	latent
Leit	Wärmeleitung
liq	flüssig, Liquiduspunkt
Log	logarithmisch
LWS	Latentwärmespeicher
m	Schmelzpunkt (<i>melt</i>)
Max	Maximum, maximal
num	numerisch
PC	Phasenwechsel (<i>phase-change</i>)
PCM	Phasenwechselmaterial (<i>phase-change-material</i>)
R	Rippe
RR	Rohrregister
sens	sensibel
sol	fest, Soliduspunkt
steg	Rippensteg, Negativ
tot	total
U	Umgebung
V	Verdampfung, Verluste
0	Ideal-, Ausgangszustand
2P	Zweiphasengebiet

Abkürzungen

Auf.	Aufschmelzen
CFD	Computational Fluid Dynamics
Erst.	Erstarren
HT	Hochtemperatur
HTF	heat transfer fluid - Wärmeträgermedium
KWK	Kraft-Wärme-Kopplung
LWS	Latentwärmespeicher
MTE	Mantelthermoelement
NaNO ₃	Natriumnitrat
NT	Niedertemperatur
PCM	Phasenwechselmaterial (<i>phase-change material</i>)
PT-100	PT-100 Widerstandsthermometer
RS	Rohrserie (=Versuchsserie)

Kurzfassung

Die vorliegende Arbeit beschreibt die technische und ökonomische Optimierung eines Hochtemperatur-Latentwärmespeicher zum Zwecke der Weiterentwicklung und Kommerzialisierung der Technologie. Im Fokus steht hierbei der Einsatz der Latentwärmespeicher in solarthermischen Kraftwerken mit Direktverdampfung zur Speicherung der Verdampfungsenthalpie des Wassers. Ein solcher Latentwärmespeicher in Kombination mit einem kommerziell verfügbaren, sensiblen Wärmespeichersystem ermöglicht die nachfrageorientierte und emissionsfreie Energiebereitstellung von Solarenergie.

Zur Verbesserung des Wärmeübergangs im Latentwärmespeicher aufgrund der niedrigen Wärmeleitfähigkeit der Speichermaterialien werden üblicherweise axial berippte Rohre mit komplexen, schneeflockenartigen Rippenprofilen eingesetzt. Für diese axial berippten Rohre wird zunächst ein vereinfachtes Simulationsmodell zur Bestimmung des Wärmeübergangs erstellt, mit dem Ziel die Geometrie des Rippenprofils unter thermodynamischen und ökonomischen Gesichtspunkten zu optimieren. In diesem Modell wird ausschließlich der auslegungsrelevante Erstarrungsvorgang betrachtet, der durch die Wärmeleitung in der festen Phase des Speichermaterials limitiert ist. Mit Hilfe einer Versuchsanlage wird das Modell sowie dessen wesentliche Annahmen validiert, so dass es zur Auslegung von Latentwärmespeichern in solarthermischen Kraftwerken anwendbar ist.

Für bisher entwickelte axiale Rippenprofile und -rohre ist weder die technische Auslegung im Detail nachvollziehbar noch wurden ökonomische Gesichtspunkte beim Design des Rippenprofils berücksichtigt. Deshalb wird auf Basis des Simulationsmodells der Bewertungsparameter der spezifischen Produktkosten eingeführt, der die Herstellungskosten eines Rippenprofils und -rohres ins Verhältnis zur seiner technischen Leistungsfähigkeit gemäß den Simulationsergebnissen setzt. Mit diesem Parameter werden sowohl ähnliche Rippenprofile innerhalb einer Rippenprofilklasse als auch die einzelnen Optima verschiedener Profilklassen miteinander verglichen. In dieser Arbeit werden insgesamt 17 verschiedene Rippenprofilklassen entwickelt und daraus ein bezüglich der Anforderungen techno-ökonomisch optimales Rippenprofil bestimmt.

Ein weiterer wichtiger Optimierungsfaktor ist die Wahl und Güte des Rohr-Rippe-Verbindungsverfahrens, das das Aluminiumrippenprofil effektiv mit dem Stahlrohr verbindet. Mit diesem Verfahren muss ein dauerhafter Kontakt zwischen Rohr und Rippe und somit ein effektiver Wärmeübergang gesichert werden. Bisher ist lediglich der Einsatz des Federstahlklammerverfahrens belegt, so dass alternative, günstigere Verfahren insbesondere aufgrund der Vielzahl der berippten Rohre in kommerziellen Anlagen deutliche Kostenreduktionspotentiale aufweisen können. In dieser Arbeit wird das Krimpverfahren entwickelt und für den Einsatz im Latentwärmespeicher qualifiziert. Mittels einer experimentellen Versuchsserie wird der Wärmeübergang im Latentwärmespeicher basierend auf dem Krimpverfahren mit dem des Federstahlklammerverfahren verglichen. Die Versuchsergebnisse zeigen bei gleichem Rippenprofil deutlich kleinere Wärmeübergangsraten bei Einsatz des Krimpverfahrens. Der schlechtere Wärmeübergang führt ebenfalls zu höheren spezifischen Produktkosten für die auf diese Weise gefertigten berippten Rohre. Aus diesen Gründen kann aktuell nur das Federstahlklammerverfahren nicht aber das Krimpverfahren für einen großtechnischen Einsatz empfohlen werden.

Abstract

This thesis describes the technical and economic optimization of a high temperature latent heat storage system to further develop and commercialize the technology. High temperature latent heat storage systems can efficiently store the evaporation enthalpy of water. In combination with a commercially available sensible heat storage system, they can be employed in concentrated solar power plants using steam as heat transfer medium. Hence, they can efficiently provide energy to meet customer demand.

To overcome the storage material's low thermal conductivity and resulting low heat transfer rates, extruded fins with complex snowflake-like fin profiles are usually applied. In this study, a simplified simulation model targeting the technical and economic optimization of such fin profiles was developed. This model allows for both accurate and rapid calculation of the heat transfer between tubes with extruded fins and the phase change material (PCM). The model considers only the PCM's freezing process, as this is the relevant process for system design due to the limited conductive heat transfer in the solid phase. Comparison of the model's predictions with experimental results obtained from a test rig shows good consistency. Therefore, the model and its main assumptions are applicable for the design of large scale latent heat storage systems for concentrated solar power plants.

Until today, only a few complex fin profiles have been developed, most of which have been for research applications. For these fin profiles, neither the detailed design methodologies are publicly available nor have any economic criteria been considered. In this thesis, the specific product costs are introduced as an evaluation parameter that relates the production costs of a fin profile and the finned tube to its heat transfer capabilities calculated in the simulation model. Based on the specific product costs, similar fin profiles within one class of profiles as well as the best profiles of different classes can be compared. In this study, 17 different fin profile classes have been developed and optimized, and the fin profile with the best techno-economic performance was finally determined and constructed.

Another important factor in finned tube optimization is the type and quality of the tube-fin assembly method. This method must ensure a stable connection between the employed steel tubes and aluminum fins to guarantee effective heat transfer. So far, the application of spring steel clips has been the only technically feasible and available solution. Alternative, less expensive techniques could offer significant cost benefits for commercial-scale latent heat storage systems due to the large volume of tubes required. For this study, a method of crimping the fins to the tubes was developed and employed in the test rig. Experimental testing showed that use of the crimping assembly method resulted in significantly slower melting and freezing activity compared to the clipping assembly method. This slowed melting and freezing activity indicates lower heat transfer rates for crimped finned tubes, which result in higher specific product costs using the same fin profile when compared to a clipped finned tube. Thus, the spring steel clipping technique remains the only economically viable assembly method for application in large scale latent heat storage systems to date.

1 Einleitung

Die Anfänge der Forschung zum Treibhauseffekt und Klimawandel reichen zurück bis in die erste Hälfte des 19. Jahrhunderts. Erstmals beschreibt Joseph Fourier im Jahr 1824 den natürlichen Treibhauseffekt der Erde [Fou24] während Svante Arrhenius schon 1896 den Einfluss von Kohlendioxid in der Luft auf die Temperatur am Boden darlegt [Arr96]. Aufgrund der Industrialisierung mit ihrem weltweiten Einsatz im 19. Jahrhundert und den seitdem kontinuierlich ansteigenden Treibhausgasemissionen vor allem in Form von Kohlendioxid befindet sich der Klimawandel heutzutage in vollem Gange.

Zur Milderung schwerwiegender und unkontrollierbarer Folgen des Klimawandels wurde seitens Wissenschaft und Politik eine maximale Temperaturerwärmung um 2 °C als Obergrenze bestimmt. Auf dieses 2 °C Ziel sowie auf eine ideale Begrenzung der Erwärmung um 1,5 °C einigten sich die 195 Teilnehmerländer der UN Klimakonferenz in Paris (COP 21) im Dezember 2015 [UN16]. Allerdings liegt die aktuelle mittlere Erdtemperatur schon 1,3 °C über der des Referenzjahres 1850. Aktuelle Hochrechnungen zeigen, dass selbst bei Erreichen aller durch die Teilnehmerländer angekündigten Einzelziele die mittlere Erderwärmung im Jahr 2100 mit 2,7 °C deutlich über 2 °C liegen wird [Poe17]. Insofern ist eine umfangreiche Reduktion der anthropogenen Treibhausgasemissionen sowie der zügige und flächendeckende Ausbau der erneuerbaren Energien umso dringender geboten.

Im Jahr 2015 wurde noch 86 % des weltweiten Primärenergiebedarfs in Höhe von ca. 550 EJ durch die fossilen und mit CO₂ Emissionen behafteten Energieträger Erdöl, Kohle und Erdgas bereitgestellt [BP16]. Das größte Potential CO₂-emissionsfreier, erneuerbarer Energien zum Ersatz der fossilen Rohstoffe weisen die Wind- und Solarenergie auf. Allein das Dargebot der Solarenergie übersteigt den weltweiten Primärenergiebedarf um das 7000-fache, sodass der Ausbau dieser Technik essentiell für die Reduktion der Treibhausgasemissionen ist [Qua15].

Solarenergie kann z.B. in solarthermischen Kraftwerken in Wärme und diese wiederum in Elektrizität umgewandelt werden. Gegenüber der Photovoltaik zeichnen sich solarthermische Kraftwerke durch die einfache und vor allem zurzeit kosteneffiziente Integration eines Energiespeichers aus. Mit diesem kann sowohl die Energie bedarfsgerecht bereitgestellt werden, als auch die Wirtschaftlichkeit des Gesamtkraftwerks verbessert werden [Kea02], [Tur10]. Bereits kommerziell verfügbar sind verschiedene Kraftwerkstypen mit unterschiedlichen Wärmeträgermedien wie Thermalöl, Salzschnmelzen, Luft oder auch Wasser/Dampf und dazu kompatiblen Energiespeichern. Einzig für die Kraftwerke mit Direktverdampfung existiert bisher keine kommerziell verfügbare Speichertechnologie [Fel12]. Mit dem Einsatz von Wasser/Dampf ist es potentiell möglich einzelne Nachteile der übrigen Kraftwerkstypen wie z.B. den niedrigen Wirkungsgrad, die energieintensiven Gefrierschutzmaßnahmen oder die geringen Energie- und Leistungsdichten aufzuheben.

Der bisher vielversprechendste Speicheransatz ist die Kombination eines Latentwärmespeichers zur Speicherung der Verdampfungsenthalpie mit einem kommerziell verfügbaren Flüssigsalzspeicher [Sei14], [Sei15]. Die für dieses System benötigten Hochtemperatur-Latentwärmespeicher entsprechen nicht dem Stand der Technik und stehen deshalb im Fokus dieser Arbeit.

Neben den solarthermischen Kraftwerken wird Dampf als Wärmeträgermedium vor allem in der industriellen Prozesswärmeversorgung verwendet. Auch hier eignen sich Latentwärmespeicher besonders zur bedarfsgerechten Bereitstellung beim Einsatz solarer Energiequellen, zur Entkopplung von Strom- und Wärmeerzeugung in Kraft-Wärme-Kopplungsanlagen und zur allgemeinen Effizienzsteigerung durch Abwärmerekuperation. Aufgrund dieser vielseitigen Anwendbarkeit stellen Latentwärmespeicher einen wichtigen Baustein zum Erreichen der Klimaschutzziele dar.

Die wesentliche technische Herausforderung beim Bau von Latentwärmespeichern besteht in der niedrigen Wärmeleitfähigkeit der in Frage kommenden Speichermaterialien. Ohne zusätzliche technische Maßnahmen limitiert die Wärmeleitfähigkeit die Wärmeübertragungsleistung, so dass ein kommerzieller, großtechnischer Einsatz der Latentwärmespeicher nicht möglich ist. Eine vielversprechende Option zur Verbesserung der effektiven Wärmeleitfähigkeit ist die Verwendung zusätzlicher Wärmeleitstrukturen in Form von berippten Rohren. Diese müssen jedoch den technischen Anforderungen an die Wärmeübertragungsleistungen und an die hohen Lebensdauern von mindestens 20 Jahren genügen. Darüber hinaus werden aufgrund der großen benötigten Stückzahlen besondere Anforderungen an die Wirtschaftlichkeit und Kosteneffizienz der berippten Rohre gestellt.

In dieser Arbeit werden bezogen auf den Einsatz in Solarkraftwerken mit Direktverdampfung zwei wesentliche Fragen zum Design von Hochtemperatur Latentwärmespeichern gestellt und beantwortet. Zum einen wird ein ökonomisch optimiertes Rippenrohr unter Einhaltung der technischen Leistungsanforderungen bestimmt und damit gezeigt welche Rippengeometrie vorteilhaft ist. Zum anderen wird aufgrund der großen Abhängigkeit der Investitionskosten vom verwendeten Rohr-Rippe Verbindungsverfahren untersucht, inwieweit die Gestaltung dieses Verfahrens zur techno-ökonomischen Optimierung der Rippenrohre beiträgt. Damit wird die Grundlage für den zeitnahen, kommerziellen Einsatz der Latentwärmespeichertechnologie geschaffen.

2 Stand der Technik der Latentwärmespeicher

2.1 Physikalische Grundlagen der Wärmespeicherung

Die Speicherung thermischer Energie kann auf drei verschiedene Arten – sensibel, latent oder chemisch – erfolgen. Sensible bzw. fühlbare Wärme Q_{sens} wird durch die Temperaturerhöhung eines Materials in Abhängigkeit der spezifischen Wärmekapazität c_p eingespeichert. Die Ausspeicherung der Wärme erfolgt entsprechend durch die Absenkung der Temperatur des Materials [Meh08], [Hau13]. Die chemische Wärmespeicherung erfolgt durch die Umsetzung einer reversiblen, chemischen Reaktion. Eine solche Reaktion ist in einer Richtung ablaufend exotherm, also wärmebereitstellend, während die Rückreaktion in die Ausgangsmaterialien endotherm ist und externe Wärme benötigt [Meh08], [Hau13].

Als latente Wärme Q_{lat} wird die Phasenwechselenthalpie eines Materials h_{PC} bezogen auf seine Masse bezeichnet. Diese Enthalpie wird zur Phasenänderung z.B. von fest nach flüssig oder flüssig nach gasförmig benötigt bzw. beim umgekehrten Phasenwechsel freigesetzt. Die Wärme Q_{lat} entsteht bei einer konstanten Temperatur, der Schmelz- oder Siedetemperatur. Einige Materialien oder Stoffgemische weisen aber auch Schmelz- oder Siedetemperaturintervalle auf, so dass zusätzlich ein geringer Anteil sensibler Wärme freigesetzt bzw. benötigt wird.

Während der Speicherphase entspricht die Speichertemperatur eines Latentwärmespeichers (LWS) meist nicht exakt der Phasenwechseltemperatur. Deshalb muss das Speichermedium z.B. beim Einspeichern zuerst sensible Wärme $Q_{\text{sens},1}$ aufnehmen, um die Phasenwechseltemperatur zu erreichen. Diese Wärmeaufnahme und der anschließende Phasenwechsel erfolgen nur, sofern eine Temperaturdifferenz zu einem anderen Medium – dem wärmeabgebenden Medium – besteht. Aufgrund dessen kann das Speichermedium nach vollzogenem Phasenwechsel weitere sensible Wärme $Q_{\text{sens},2}$ aufnehmen, bis dieses die Temperatur des wärmeabgebenden Mediums erreicht. Die gespeicherte Wärme eines Latentwärmespeichers in Abhängigkeit von der Temperatur ist in Abbildung 2-1 dargestellt. Gut erkennbar ist das Phasenwechselplateau, das die Aufnahme bzw. Abgabe der latenten Wärme bei konstanter Temperatur kennzeichnet. Die Berechnung der insgesamt übertragenen Wärme bestehend aus den sensiblen Wärmen der ersten und zweiten Phase $Q_{\text{sens},1}$ und $Q_{\text{sens},2}$ sowie der latenten Wärme Q_{lat} erfolgt unter Berücksichtigung der Masse m , der spezifischen Wärmekapazitäten $c_{p,1}$ und $c_{p,2}$, der Phasenwechseltemperatur T_{PC} und der Phasenwechselenthalpie h_{PC} nach Gleichung Gl. 2-1.

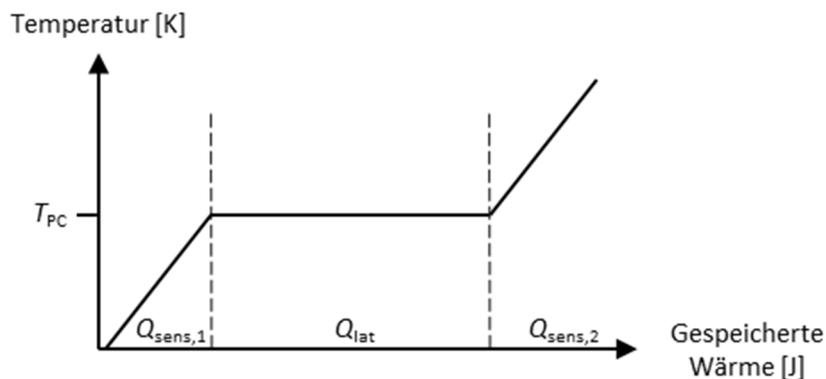


Abbildung 2-1: Abhängigkeit der gespeicherten Wärme von der Temperatur, eigene Darstellung nach [Meh08]

$$\begin{aligned}
 Q_{LWS} &= Q_{Sens,1} + Q_{Lat} + Q_{Sens,2} \\
 &= \\
 & m \cdot c_{p,1} \cdot |T_{PC} - T_{11}| + m \cdot h_{PC} + m \cdot c_{p,2} \cdot |T_{PC} - T_2|
 \end{aligned}
 \tag{Gl. 2-1}$$

Die Phasenwechselenthalpie eines Materials ist im Vergleich zu der auf ein Kelvin bezogenen spezifischen Wärmekapazitäten um ein Vielfaches größer. Da in Latentwärmespeichern aus Exergieeffizienzgründen nur kleine Temperaturdifferenzen von 10 bis 20 Kelvin eingesetzt werden, ist die gespeicherte sensible Wärme gering. Der Großteil der Energie wird in Form von latenter Wärme gespeichert. Beim Aufschmelzen von einem Kilogramm Eis wird z.B. eine latente Wärme von 333,5 kJ benötigt, während die sensible Wärme bei einer angenommenen Unterkühlung und Überhitzung von je 10 K nur 64 kJ beträgt.

Latentwärmespeichersysteme basieren vor allem auf dem fest-flüssig Phasenwechsel, da der Speicherbehälter das Volumen beider Phasen aufnehmen können muss. Beim fest-flüssig Phasenwechsel sind die typischen Volumenänderungen mit Werten unter 10 % klein [Meh08]. Beim flüssig-gasförmigen Phasenwechsel ist die Volumenänderung jedoch erheblich und beträgt z.B. für Wasser/Dampf das ca. 1600-fache. Aufgrund der niedrigen Dichte gasförmiger Medien ist auch die energetische Speicherdichte begrenzt, weshalb die Speicherung gasförmiger Medien bei niedrigen Drücken wirtschaftlich nicht effizient ist.

Alternativ zu Materialien mit einem fest-flüssig Phasenwechsel kommen Materialien mit einem fest-fest Phasenwechsel zum Einsatz. In diesen Systemen ändert sich die Gitter- bzw. Kristallstruktur des Speichermaterials bei Erreichen der Phasenwechseltemperatur [Xi09]. Die für Latentwärmespeichersysteme verwendeten Speichermaterialien mit fest-flüssig oder fest-fest Phasenwechsel werden allgemein als Phasenwechselspeichermaterial (*phase-change-material* – PCM) bezeichnet.

Wärmeübertragung

Die Wärmeübertragung von einem PCM über eine Wärmeübertragungsfläche an ein Arbeitsmedium erfolgt zum einen in Form von Wärmeleitung und zum anderen mittels natürlicher Konvektion. Die Übertragung durch Wärmestrahlung ist aufgrund kleiner Temperaturdifferenzen vernachlässigbar.

Im Erstarrungsprozess muss die an der Phasengrenzfläche freiwerdende Phasenwechselwärme durch festes PCM, das bereits an der Wärmeübertragungsfläche haftet, transportiert werden. Dieser Transport erfolgt ausschließlich in Form von Wärmeleitung und ist durch die Wärmeleitfähigkeit des festen PCMs limitiert. Die Wärmeübertragung von der flüssigen in die feste Phase an der Phasengrenzfläche hingegen erfolgt sowohl durch Wärmeleitung als auch durch natürliche Konvektion (Abbildung 2-2 links). Insbesondere in der Anfangsphase eines Erstarrungsvorgangs, wenn noch kein festes PCM auf der Wärmeübertragungsfläche haftet, verbessert die Konvektion den Gesamtwärmeübergang.

Der in Form von Wärmeleitung übertragene Wärmestrom \dot{Q}_{Leit} berechnet sich aus dem Produkt der effektiven Wärmeleitfähigkeit des Materials λ_{eff} , der Wärmeübertragungsfläche A bezogen auf die zu durchleitende Weglänge L und der anliegenden Temperaturdifferenz zwischen der Phasenwechseltemperatur T_{PC} und Temperatur des Wärmeträgermediums T_{HTF} (vgl. Abbildung 2-2 links). Diese Gesetzmäßigkeit wird als das Fourier'sche Wärmeleitgesetz bezeichnet (Gl. 2-2) [Bae08]. Die allgemeine Form dieses Gesetzes, das im weiteren Verlauf der Arbeit benötigt wird, ist in Gleichung Gl. 2-3 dargestellt.

Während des Aufschmelzens ist die flüssige Phase direkt im Kontakt mit der Wärmeübertragungsfläche, so dass Wärme zusätzlich zur Wärmeleitung auch durch Konvektion

übertragen werden kann. Strömt ein heißes Wärmeträgermedium (HTF¹) mit $T_{HTF} > T_{PC}$ von oben nach unten entlang einer senkrechten Wärmeübertragungsfläche, entstehen natürliche Konvektionsströmungen. Das flüssige PCM wird an der Wärmeübertragungsfläche kontinuierlich erwärmt und kühlt sich durch Abgabe der latenten Wärme kontinuierlich an der Phasengrenzfläche ab (Abbildung 2-2 rechts). Die dabei entstehenden Strömungsgeschwindigkeiten, die den Wärmestrom \dot{Q}_{Konv} bestimmen, sind vor allem abhängig von den Dichteunterschieden des lokal kälteren und lokal wärmeren Mediums und den freien Volumina.

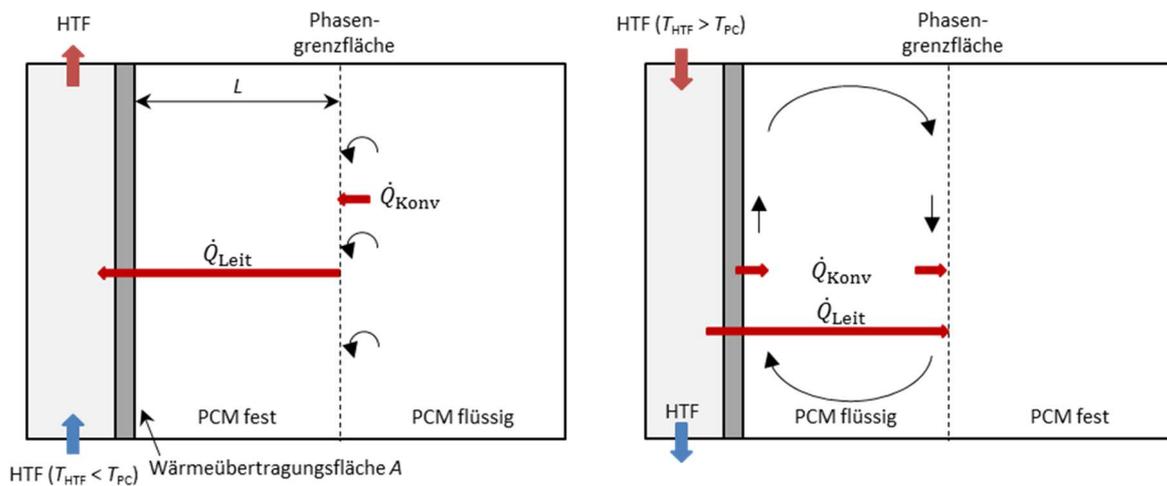


Abbildung 2-2: Wärmeübertragung mittels Wärmeleitung und natürlicher Konvektion für den Erstarrungsvorgang (links) und den Aufschmelzvorgang inklusive der Konvektionsströmungen (rechts)

$$\dot{Q}_{Leit} = \lambda_{eff} \cdot \frac{A}{L} \cdot (T_{PC} - T_{HTF}) \quad \text{Gl. 2-2}$$

$$\dot{q} = -\lambda \cdot \text{grad } T = -\lambda \cdot \left(\frac{\partial \dot{q}_x}{\partial x} + \frac{\partial \dot{q}_y}{\partial y} + \frac{\partial \dot{q}_z}{\partial z} \right) \quad \text{Gl. 2-3}$$

¹ HTF – heat transfer fluid

2.2 Einsatzgebiete

Latentwärmespeicher (LWS) ermöglichen die Aufnahme bzw. Abgabe großer Mengen von Wärme bei konstanter Temperatur. Diese sind deshalb besonders geeignet große Mengen von Wärme ohne große Änderung der Temperatur zwischen beladenem und entladene Speicherzustand bereitzustellen. Im Niedertemperaturbereich (NT-Bereich) bis ca. 100 °C werden vor allem Latentwärmespeichersysteme zur Klimatisierung von Gebäuden eingesetzt. Latentwärmespeicher mit entsprechender Phasenwechseltemperatur können an warmen Tagen Raumwärme zur Kühlung des Gebäudes aufnehmen und diese während der kälteren Nacht wieder an die Umgebung abgeben [Meh08]. Umgekehrt ist dieser Prozess auch zum Verschieben solarer Wärme in die Nachtzeiten oder z.B. zur Effizienzsteigerung von Wärmepumpen möglich. Für beide Anwendungen sind kommerzielle Systeme erhältlich [Meh08], [Vie16], [Nat16]. Weitere Anwendungsgebiete im Niedertemperaturbereich finden sich in der Kühlung von Lebensmitteln („Kühlakku“) oder beim Transport medizinischer Güter wie z.B. Blut und Organen [Hau11].

Im Hochtemperaturbereich (HT-Bereich) zwischen 120 °C und 350 °C liegt der Anwendungsfokus der Latentwärmespeicher vor allem auf der großtechnischen Speicherung von Druckdampf. Neben solarthermischen Kraftwerken basierend auf der Direktverdampfung werden Dampfspeicher auch für die Flexibilisierung konventioneller Kraftwerke sowie für die Energieeffizienzsteigerung in industriellen Prozessen benötigt. Bisherige Lösungen wie z.B. Gefällespeicher (Ruths-Speicher) können solche Anforderungen nur unzureichend erfüllen. Bei diesem Speichertyp wird die Kondensationsenthalpie in Form sensibler Wärme in einem Druckbehälter in einem Wasser/Dampf-Gleichgewicht gespeichert. Die Energiedichte beträgt niedrige 20 bis 30 kWh/m³ [Ste06], so dass zur Speicherung großer Mengen an Energie große Druckbehälter mit hohen Investitionskosten notwendig sind. Deshalb werden Gefällespeicher bevorzugt als kurzzeitige Pufferspeicher zum Abdecken hoher Lastgradienten z.B. in der Industrie oder bei Wolkendurchgängen in Solarkraftwerken eingesetzt [Ste10], [Abe14].

In Solarkraftwerken mit Direktverdampfung wird die Solarenergie in Form von Dampf gewonnen und zur Stromerzeugung genutzt. In Kombination mit sensiblen Wärmespeichern können Latentwärmespeicher die täglich in Form von überhitztem Dampf gewonnene Solarwärme einspeichern und für einen Nachtbetrieb des Kraftwerks bereitstellen. Diese kombinierten latent-sensiblen Speichersysteme werden in verschiedenen Arbeiten sowohl technisch als auch ökonomisch bewertet [Sei14], [Sei15], [Fel12], [Yog13]. Insbesondere die Latentwärmespeicher entsprechen im Gegensatz zu den sensiblen Wärmespeichern [Kea02], [Bra02], [Bur12] nicht dem Stand der Technik. Für die Latentwärmespeicher konnte die prinzipielle technische Machbarkeit der Verdampfung/Kondensation von Wasser/Dampf mittels Phasenwechselmaterialien (PCM) unter kraftwerkstechnischen Prozessparametern in verschiedenen Versuchs- und Demonstrationsanlagen gezeigt werden [Lai11], [Bay10], [Gar15a]. Zur weiteren Optimierung und Senkung der Investitionskosten sind jedoch weitere Forschungs- und Entwicklungsarbeiten notwendig.

In konventionellen Kraftwerken können Latentwärmespeicher zur Flexibilisierung z.B. durch Mindestlastabsenkung, verbesserte Lastrampengeschwindigkeiten oder verkürzte Start- und Stoppprozesse eingesetzt werden. Erste Konzepte zur Einbindung von Latentwärmespeichern und anderer Wärmespeichertechnologien werden von verschiedenen Forschungsgruppen vorgeschlagen und auf die Machbarkeit der Prozessintegration hin untersucht [Hai15], [VGB16], [Sch15]. Insbesondere für kurzzeitige Anwendungen müssen sich Latentwärmespeicher jedoch gegen druckaufgeladene Warmwasserspeicher behaupten. In industriellen Kraft-Wärme-Kopplungs-Anlagen mit Dampf als Wärmeträgermedium steht die Entkopplung der Wärme- und Stromerzeugung [Nöt15] oder die Notfall-Wärmeversorgung im Fokus aktueller Arbeiten [Joh15]. Eine erste

Latentwärmespeicher-Versuchsanlage zur Bereitstellung von 6 MW überhitztem Dampf bei 300 °C und 25 bar befindet sich aktuell im Bau [Joh15], [DLR16a].

Für eine Vielzahl industrieller Prozesse wird Satttdampf zwischen 120 °C und 200 °C benötigt [DLR08]. Insbesondere in Batch-Prozessen wie z.B. der Härtung von Baustoffen in dampfbetriebenen Autoklaven eignen sich Latentwärmespeicher zur effizienten Rekuperation von Energie und deren Bereitstellung für den nächsten Zyklus. Die anwendungsnahe, experimentelle Untersuchung einer solchen Versuchsanlage mit 200 kWh_{th} erfolgte im Rahmen des Forschungsprojektes *ProsperPlus* des Deutschen Zentrums für Luft- und Raumfahrt (DLR) im Jahre 2011 [DLR11]. Darüber hinaus sind erste Konzepte zur Stromspeicherung mittels eines Wärmepumpenprozesses¹ bekannt, die auf einem Rankine-Zyklus basieren und dafür einen Latentwärmespeicher einsetzen [Ste14].

Durch die Literaturanalyse wird deutlich, dass verschiedene Möglichkeiten des Einsatzes von Hochtemperatur-Latentwärmespeichern zur Speicherung von Druckdampf untersucht wurden und werden. Hierbei stehen vor allem die konzeptionelle Integration in die verschiedenen Prozessanwendungen und die technische Entwicklung und Demonstration im Mittelpunkt. Neben den technischen Aspekten liegt der Fokus der Forschungsarbeiten auf ökonomischen Analysen und Vergleichen, um kommerzielle Einsatzfälle zu bestimmen, die bisher jedoch noch nicht identifiziert werden konnten.

¹ pumped heat electrical storage – PHES

2.3 Verbesserung des Wärmeübergangs

Fest-flüssig Phasenwechselmaterialien sind für einen sehr großen Temperaturbereich von -100 °C bis über 800 °C für verschiedenste Anwendungen bekannt. Geeignet sind einerseits alle Materialien mit stabiler Feststoff- und Flüssigphase sowie Materialien mit Phasenumwandlungen innerhalb der Feststoffphase. Ein Überblick über die einzelnen Materialklassen mit fest-flüssig Umwandlung in Abhängigkeit der Einsatztemperatur und Schmelzenergie ist in Abbildung 2-3 gegeben. Nicht enthalten sind Metalle, die aber mit Schmelztemperaturen zwischen ca. 100°C bis weit über 1000 °C ebenfalls geeignet sind.

Zum Einsatz im Niedertemperaturbereich sind vor allem organische Materialien wie Paraffinwachs oder Fettsäuren (*fatty acids*), anorganische Salzhydrate sowie eutektische Mischungen beider Gruppen bekannt und geeignet [Abh83], [Zal03], [Sha09]. Janz [Jan79], [Jan81] und Kenisarin et al. [Ken10] geben einen ausführlichen Überblick über reine Salze, binäre, ternäre und quaternäre Salzmischungen im Temperaturbereich oberhalb 120 °C an.

Für die Dampfspeicherung im Hochtemperaturbereich bis 350 °C eignen sich vor allem Nitrat- und Hydroxidsalze, für die Bauer et al. [Bau08], [Bau10] und Laing et al. [Lai09] eine erste Vorauswahl hinsichtlich Beständigkeit, hoher latenter Wärme, Toxizität und Wirtschaftlichkeit treffen. Insbesondere Nitratsalze sind zyklen- und temperaturbeständig und verfügen bei niedrigen Chloridgehalten in Kombination mit warmfesten und rostfreien Stählen über geringe Korrosionsraten. Auch ist der kommerzielle Einsatz des sogenannten *Solar Salt* – einer Mischung aus Natrium- und Kaliumnitrat – in sensiblen Wärmespeichern für Temperaturen bis 565 °C belegt [Kea02], [Bra02], [Bur12].

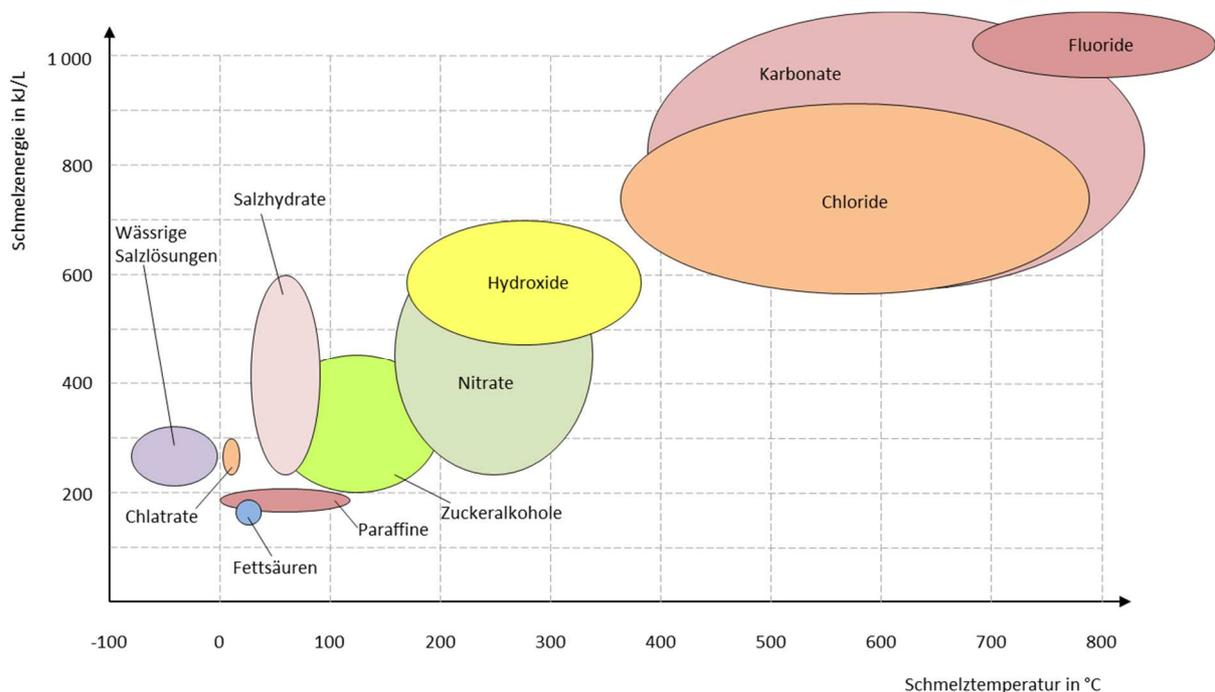


Abbildung 2-3: Überblick über Phasenwechselmaterialien nach [Hau13]

Die wesentliche Herausforderung bei Verwendung von Nitrat- und Hydroxidsalzen sowie organischer und anorganischer NT-PCMs besteht in der niedrigen Wärmeleitfähigkeit der Materialien. Diese liegt in der Größenordnung von 0,5 W/m/K, wodurch die effektive Wärmeleitfähigkeit bzw. Wärmeübertragungsleistung stark limitiert ist [Vel99], [Lai09], [Cho96], [Liu12]. Zur Verbesserung der effektiven Wärmeleitfähigkeit sind für Latentwärmespeicher diverse technische Konzepte bekannt, die

gemäß Pointner [Poi14] bezogen auf die Anordnung des PCMs in stationäre (passive) und bewegte (aktive) Systeme unterteilt werden können (Abbildung 2-4).

In stationären Systemen wird zur Verbesserung des Wärmestroms \dot{Q} entsprechend des Fourier'schen Wärmeleitgesetzes (Gl. 2-2) entweder die effektive Wärmeleitfähigkeit des PCM λ_{eff} durch Zugabe von Partikeln oder Strukturen oder die Wärmeübertragungsfläche A durch Rippen oder gekapselte PCMs erhöht. Beim Phasenwechsel von der flüssigen in die feste Phase belegt die isolierende Feststoffschicht der Stärke L die Wärmeübertragungsfläche. Diese kontinuierlich wachsende Schicht führt bei einer konstanten Temperaturdifferenz zwischen Phasenwechseltemperatur T_{PC} des PCMs und der Temperatur des Wärmeträgermediums T_{HTF} zum charakteristischen Leistungsabfall stationärer Latentwärmespeichersysteme. Ein solcher exemplarischer Verlauf über der Zeit ist in Abbildung 2-5 dargestellt, in der der theoretische und experimentelle Wärmestrom bezogen auf eine konstante Temperaturdifferenz für Systeme mit und ohne Verbesserung des Wärmeübergangs aufgetragen ist. Sowohl kontrolliert als auch unkontrolliert bewegte Systeme haben zum Ziel, den Aufbau dieser wachsenden Feststoffschicht zu minimieren und somit den charakteristischen Leistungsabfall zu begrenzen oder ganz zu vermeiden. In den folgenden Unterkapiteln wird ein Überblick über den Stand der Technik dieser vier Ansätze präsentiert (Abbildung 2-4).

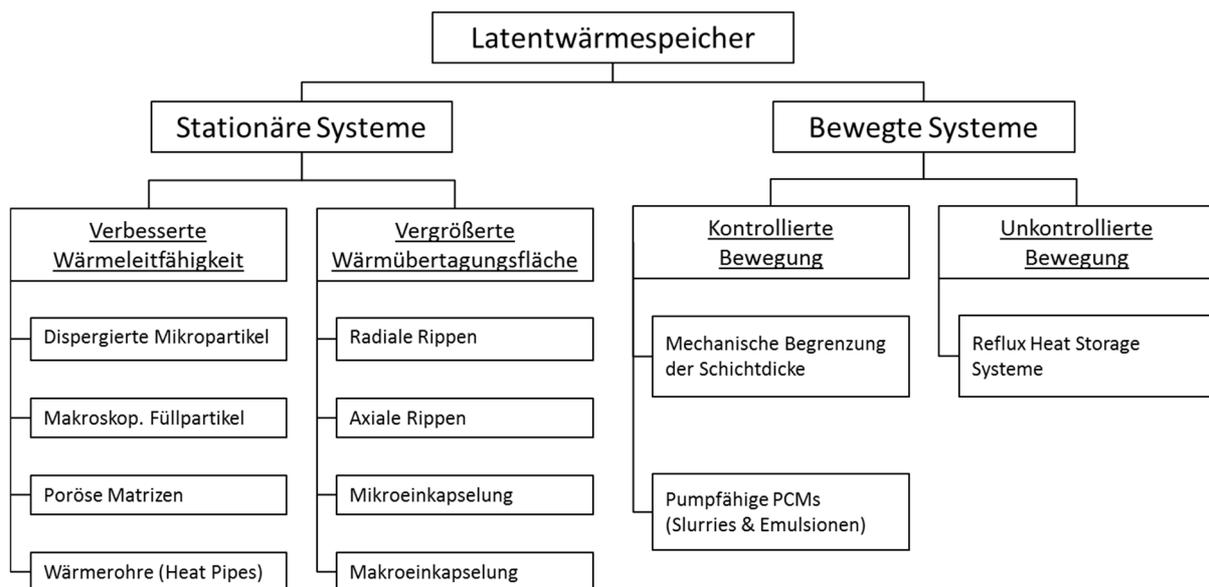


Abbildung 2-4: Einteilung von Latentwärmespeichersystemen in Anlehnung an Pointner [Poi14]

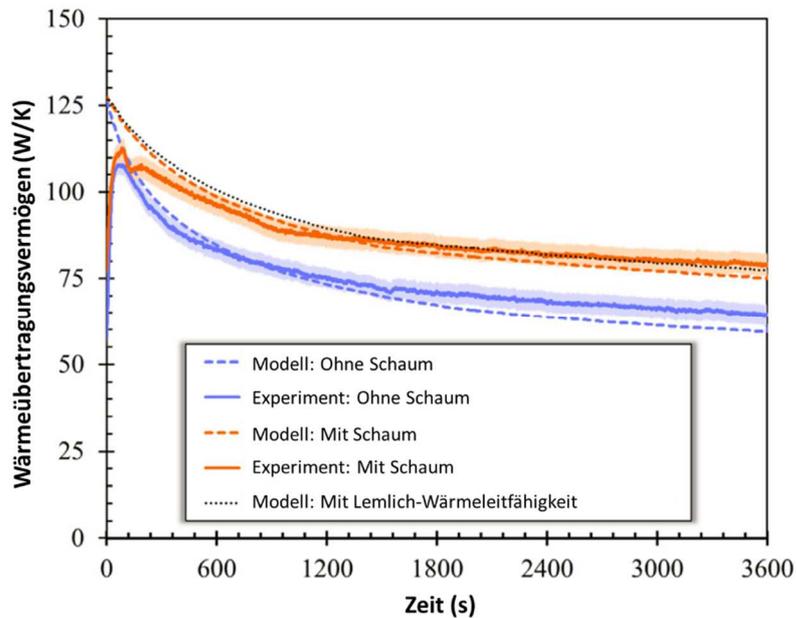


Abbildung 2-5: Theoretische und experimentelle Verläufe des Wärmeübertragungsvermögens über der Zeit für ein stationäres Latentwärmespeichersystem („ohne Schaum“) sowie ein stationäres System mit verbesserter effektiver Wärmeleitfähigkeit („mit Schaum“) [Fle15]

2.3.1 Stationäre Systeme mit verbesserter effektiver Wärmeleitfähigkeit

Verbundmaterialien zur Erhöhung der effektiven Wärmeleitfähigkeit basieren auf der Kombination des PCMs mit einem gut wärmeleitenden Material. Die einfachste Form ist die Zugabe und Dispersion dieser Materialien – z.B. Metalle – in Partikelgrößen von μm bis mm im jeweiligen PCM. Allerdings lassen sich hiermit aufgrund des losen Verbundes der Mikropartikel nur moderate Verbesserungen der übertragenen Wärmeströme bzw. der effektiven Wärmeleitfähigkeit bei gleichzeitiger Gefahr der Entmischung im flüssigen Zustand erzielen.

Cabeza et al. [Cab02] können mit 10 vol.% Kupferpartikeln in H_2O eine Verbesserung des Wärmeübergangs gegenüber reinem Wasser um den Faktor 1,4 bis 2,5 nachweisen. Auch Siegel [Sie77] und Mettawee et al. [Met07] bestätigen ähnliche Verbesserungsdaten des Wärmeübergangs. Diese betragen 120 % beim theoretischen Vergleich verschiedener Partikelmaterialien mit maximalen Volumenanteilen von 20 % [Sie77] und 150 % bei der Verwendung von Aluminiumpartikeln in Paraffinwachs [Met07]. Im HT-Bereich untersuchten Chow et al. [Cho96] die Mischung von LiH mit 5 % Nickelpartikeln in einer theoretischen Arbeit. Auch hier können nur moderate Verbesserungen mit einer Reduktion der Aufschmelzzeit gegenüber dem Referenzsystem auf ein Drittel erzielt werden.

Im Bereich der Makropartikel erzielen Velraj et al. [Vel99] eine theoretische Verzehnfachung der effektiven Wärmeleitfähigkeit bei Verwendung von Stahl-Raschigringen mit einem volumetrischen Anteil von 20 % in einem Paraffinwachs. Auch durch den Einsatz geordneter und ungeordneter Kohlenfasern mit sehr geringen Volumenanteilen ($< 2 \text{ vol.}\%$) werden effektive Wärmeleitfähigkeiten von $1,5 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ bis $6,5 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ (Faktor 10) erzielt [Fuk00]. Makropartikel verfügen zum einen über deutlich längere zusammenhängende Wärmestrompfade und zum anderen besteht auf Grund der Größe und Schüttgutcharakteristika keine bzw. nur eine geringe Gefahr der Entmischung.

Noch höhere effektive Wärmeleitfähigkeiten lassen sich durch die Einbettung des PCMs in poröse Matrizen wie z.B. Schäume aus einem wärmeleitenden Trägermaterial erreichen. Im NT-Bereich ist eine Vielzahl an experimentellen und theoretischen Arbeiten mit Schäumen aus Kupfer [Sia08], [Zhan15], [Li12], [Xia14], [Zhao10], aus Aluminium [Hack07], [Nay06], [Ton96], [Fle15] oder in Form

von Graphitmatrizen [Py01], [Cab02], [Mar05] bekannt, die signifikante Verbesserungen der Wärmeleitfähigkeit um ein bis zwei Größenordnungen belegen. Effektive Wärmeleitfähigkeiten von bis zu 70 W/m/K wurden für typische Porositäten im Bereich von 85 % – 99% gemessen [Zhao10], [Py01], [Li12]. Die Erhöhung des Anteils an festem Matrixmaterial verbessert einerseits die effektive Wärmeleitfähigkeit und den Wärmeübergang. Andererseits wird durch die kleineren freien Volumina des PCMs die Ausbildung der natürlichen Konvektion damit der Wärmeübergang vor allem während des Aufschmelzvorgangs reduziert [Mes05], [Wu11]. Der optimale Anteil an Matrixmaterial ist deshalb in Abhängigkeit der jeweiligen Anwendung zu bestimmen.

Für anorganische HT-PCMs wie z.B. Natriumnitrat (NaNO_3) vergleichen Wu et al. [Wu11] Metallschäume aus Edelstahl und Kupfer mit Graphit-Natriumnitrat Verbundmaterialien sowie mit reinem Natriumnitrat. Im Vergleich zu reinem Natriumnitrat liegen die verbesserten Wärmeübergangsraten der Metallschaumproben nur im Bereich von 200 %. Nach Wu et al. [Wu11] sind vor allem die Porenanzahl und die Porosität des Metallschaumes und weniger das Matrixmaterial selbst ausschlaggebend für eine hohe effektive Wärmeleitfähigkeit.

Im Rahmen des europäischen *DISTOR* Projektes von 2008 sind weitere Herstellungsverfahren für Graphit- und HT-PCM-Verbundmaterialien entwickelt worden [Pin08]. Die Anwendung der für Graphitmatrizen im NT-Bereich verwendeten Imprägnierverfahren konnte in diesem Projekt nur mit geringem Erfolg auf die anorganischen HT-Salze übertragen werden. Verschiedene Forschungsgruppen untersuchen die Verfahren der Infiltration, Dispersion und Kompression, mit denen im Bereich der Schmelztemperatur effektive Wärmeleitfähigkeiten bis zu 8 W/m/K für Graphitanteile von 10 vol.% bis 20 vol.% erreicht werden können [DoC08], [Ste07], [Pin08]. Allerdings sind auch diese Wärmeleitfähigkeiten für einen effizienten Einsatz in Solarkraftwerken nicht ausreichend [Pin08]. Darüber hinaus haben DoCouto-Aktay et al. [DoC08] und Wu et al. [Wu11] neben der Abhängigkeit von den Fertigungsparametern beobachtet, dass insbesondere die komprimierten Verbundmaterialien nicht zyklenstabil sind. In diesen Materialien ändert sich die Mikrostruktur mit jedem Phasenwechsel und führt zu Änderungen der effektiven Wärmeleitfähigkeit.

2.3.2 Berippte stationäre Systeme mit vergrößerter Wärmeübertragungsfläche

Eine weit verbreitete Methodik zur allgemeinen Verbesserung des Wärmeübergangs ist der Einsatz berippter Rohre. Dieser Ansatz wird vor allem zur Wärmeübertragung von bzw. in gasförmige Medien mit niedrigen Wärmeübergangskoeffizienten verwendet. Berippte Rohre kommen in unterschiedlichsten Anwendungen jeglicher Größenskala zum Einsatz. Dazu zählen u.a. Luftkühler im Automobilbereich, Luftwärmeübertrager in der Klimatechnik, luftbeheizte Verdampfer für kryogene Flüssiggase sowie Luftkühler und Abwärmerecuperatoren im Kraftwerksbereich und in der Öl-, Stahl- und Prozessindustrie. In Abhängigkeit der Einsatztemperatur und Medien werden vorrangig radiale Rippen in verschiedenen Formen aus (Edel-) Stahl, Kupfer oder Aluminium eingesetzt. Beispielsweise für luftbeheizte Verdampfer sind aber auch axiale Rippen (-rohre) bekannt (Abbildung 2-6).



Abbildung 2-6: Berippte Rohre mit a) ebenen radialen Rippen mit gleichem und unterschiedlichem Rohr- und Rippenmaterial [Wie16] b) geriffelte (serrated) radiale Rippen [Ham16] c) axiale Rippen [Lin16]

In einer Vielzahl numerischer und experimenteller Arbeiten im NT-PCM-Bereich ist belegt, dass berippte Rohre eine praktische, effektive und kosteneffiziente Methode zum Erreichen der prozessseitig geforderten Wärmeübergangsraten sind [Agy09], [Vel99], [Abo82], [Sou15], [Spa81], [Ism01].

Im HT-Bereich besteht auch die wesentliche Herausforderung in der effektiven und kosteneffizienten Verbindung der Wärmeträgerrohre mit den Rippen. Aus Festigkeitsgründen werden zum Transport des in der Regel druckbeaufschlagten Wärmeträgermediums (HTF) Stahlrohre eingesetzt, die jedoch im Vergleich zu Aluminium, Graphit oder Kupfer eine niedrige Wärmeleitfähigkeit aufweisen [Liu12]. Bei Verwendung unterschiedlicher Rohr- und Rippenmaterialien mit unterschiedlichen Wärmeausdehnungskoeffizienten führen große Temperaturdifferenzen zwischen Umgebungs-¹ und Einsatztemperatur zur Ablösung der Rippen vom Trägerrohr. Das Vermeiden dieser Ablösung und somit die Gewährleistung der Wärmeübertragung stellt eine wesentliche technische Herausforderung beim Einsatz berippter Systeme dar bei Temperaturen oberhalb der Umgebungstemperatur dar.

Radiale Rippen

Steinmann et al. [Ste07] testeten in einer Laboranlage erfolgreich 0,5 mm bis 1 mm dicke Graphitfolie als radiale Rippen für die eutektische Mischung von Natrium- und Kaliumnitrat als PCM. Darauf basierend verwendeten sowohl DLR et al. [DLR08] als auch Bayón et al. [Bay10] in ihren Labor- und Versuchsanlagen radiale, 1 mm starke, quadratische Graphitrippen mit verschiedenen Nitratsalzmischungen. Die experimentell bestimmte effektive Wärmeleitfähigkeit wird von [Bay10] mit 8 W/m/K bei einem Rippenabstand m von 10 mm und einer Rohrteilung y_{Rohr} von 85 bis 90 mm angegeben (Abbildung 2-7). Die Kombination aus Rohrteilung und Rippenabstand bestimmt das Verhältnis von Speicherkapazität zu Speicherleistung und sollte flexibel einstellbar sein. Trotz der hohen Flexibilität in Bezug auf den Fertigungs- und Rohr-Rippe-Verbindungsprozess, können Graphitrippen nur bis ca. 250 °C eingesetzt werden. Oberhalb von 250 °C wird das Material aufgrund verstärkter Oxidation durch Nitrat- und Nitratsalze zersetzt [Lai09].

Zum Aufschmelzen und Erstarren von Natriumnitrat bei 306 °C werden von Laing et al. [Lai09], [Lai11], [DLR12] radiale, sechseckige Aluminiumrippen bis 330 °C verwendet. Rippenabstände sechseckiger Profile von ca. 10 mm bei einer Rohrteilung von knapp 100 mm führen bei einer effektiven Wärmeleitfähigkeit von 14 W/m/K zu hohen Leistungsdichten mit kurzen Ausspeicherzeiten von ca. 1,5 Stunden. Zur Energiespeicherung z.B. in solarthermischen Kraftwerken werden aber deutlich längere Ausspeicherzeiten gefordert, so dass größere Rippenabstände und Rohrteilungen zu einer signifikanten Kostenreduktion führen [Lai13].

Die fertigungsintensive Befestigung der einzelnen Rippen mittels Drahtspannrings hat sich sowohl im Technikumsspeicher als auch in der Demonstrationsanlage [DLR11], [Lai11], [Joh16] bewährt. Die wesentliche Herausforderung des Rohr-Rippe Verbindungsverfahrens besteht darin bei hohen Einsatztemperaturen einen Kontakt zwischen Rohr und Rippe trotz eines größeren thermischen Ausdehnungskoeffizienten des Rippenmaterials zu gewährleisten. Erste theoretische Untersuchungen zu möglichen Spaltmaßen zwischen der Rohr-Rippe-Kontaktfläche bestätigen eine signifikant schlechtere Wärmeübertragung schon bei Spaltgrößen von 10 µm [DLR12].

Für radial berippte Rohre mit unterschiedlichem Rohr- und Rippenmaterial existieren automatisierte Fertigungsverfahren wie z.B. das Walzen, Aufwickeln oder Aufschrumpfen in verschiedenen Ausführungen. Jedoch lassen sich mit diesen Verfahren nur Rohre mit sehr kleinen Rippenabständen

¹ In kommerziellen Anlagen kann nicht gewährleistet werden, dass die berippten Rohre über die gesamte Lebensdauer (Fertigung, Transport, Montage, 25 Jahre Betrieb) dauerhaft auf Betriebstemperatur gehalten werden.

($m' < 5 \text{ mm}$) und kleinen Rippenhöhen ($L_{\text{Rippe}} < 20 \text{ mm}$)¹ herstellen, die nur teilweise für Einsatztemperaturen bis 350 °C geeignet sind [Wie16], [Ham16]. Außerdem sind diese Verfahren vor allem zur Herstellung runder Rippenprofile geeignet, so dass eine auf den Querschnitt bezogene tottraumfreie und PCM sparende Rohranordnung nicht möglich ist (vgl. Abbildung 2-6 a und b).

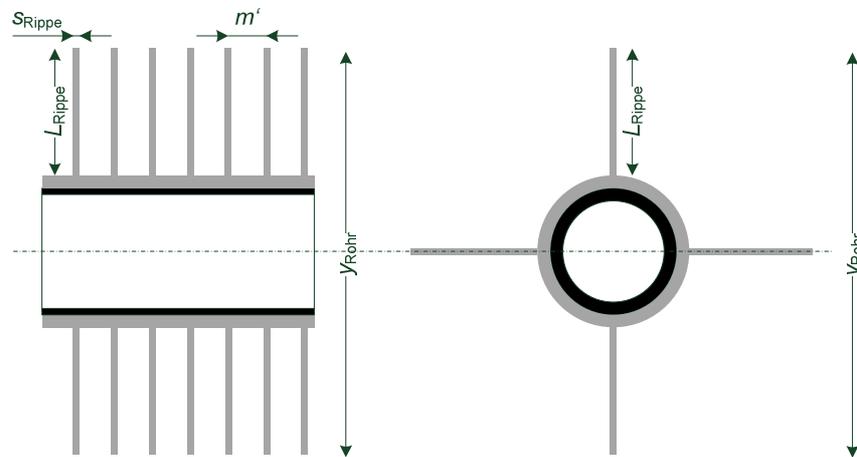


Abbildung 2-7: Parametrisierung radiales (links) und axiales (rechts) Rippenprofil

Axiale Rippen

Axial berippte Rohre weisen gegenüber radial berippten Rohren deutliche Vorteile auf. Das Strangpressverfahren zur Herstellung der Rippenprofile ist kostengünstig und ermöglicht große Freiheitsgrade mit Bezug auf das geometrische Profil der Rippen und die Rippenhöhe, also die Rohrteilung. In Abbildung 2-8 sind drei entwickelte Rippenprofile für HT-PCM-Speicher mit Rohrteilungen von 70 mm bis über 180 mm dargestellt.

Durch die vertikale Anordnung der Rohre werden einerseits die mechanischen Belastungen der Rippen durch anhaftendes, festes PCM minimiert. Andererseits wird die Ausbildung von natürlichen Konvektionsströmen zur Verbesserung des Wärmeübergangs ermöglicht [Bec15] ebenso wie die barrierefreie Ausdehnung des PCM bei sich änderndem Volumen während des Aufschmelzvorgangs².

Die Anbindung der Rippen an das HTF-Rohr mit Hilfe von Federstahlklammern ist erfolgreich für ca. 200 Zyklen bei Temperaturen bis 330 °C und mit Natriumnitrat als PCM eingesetzt worden [Bau11a], [Lai13]. Spätere Untersuchungen im Rahmen des Forschungsprojektes *TESIN* des DLR aus dem Jahr 2016 haben gezeigt, dass ein dauerhafter Kontakt und somit auch ein guter Wärmeübergang gewährleistet werden kann [DLR16a].

Urschitz et al. [Urs14] fixierten die Aluminiumrippen am Stahlrohr mit Hilfe von Schlauchklemmen (Abbildung 2-8 c1 und c2). Beim Einsatz bis 340 °C mit Natriumnitrat als PCM konnte kein Ablösen beobachtet werden. Da die Schlauchklemmenverbindung nur für runde nicht aber für vorteilhafte sechs- oder viereckige Profilquerschnitte geeignet ist, wurden vier weitere Verbindungsverfahren entwickelt. Die vier auf dem System der Presspassung basierenden Verbindungen sind unabhängig vom Profilquerschnitt und wurden in 260 Zyklen bei Temperaturen zwischen 280 °C und 340 °C auf ihre Festigkeit getestet. Urschitz et al. [Urs15] stellen fest, dass eine einfache Verbindung mittels Presspassungen nicht möglich ist, da sich das Aluminium aufgrund der großen Temperaturunterschiede plastisch verformt. Einzig Profile mit einem Dehnungsbogen³ zur Aufnahme

¹ Bei 25 mm Rohrdurchmesser ergibt sich eine Rohrteilung von ca. 65 mm.

² Typischerweise sinkt die Dichte der Materialien beim Übergang in die flüssige Phase

³ Dieser wird in der Arbeit als *bending ear* bezeichnet.

der thermischen Dehnungen liefern zufriedenstellende Ergebnisse und werden als neuer Designansatz vorgeschlagen [Urs15].

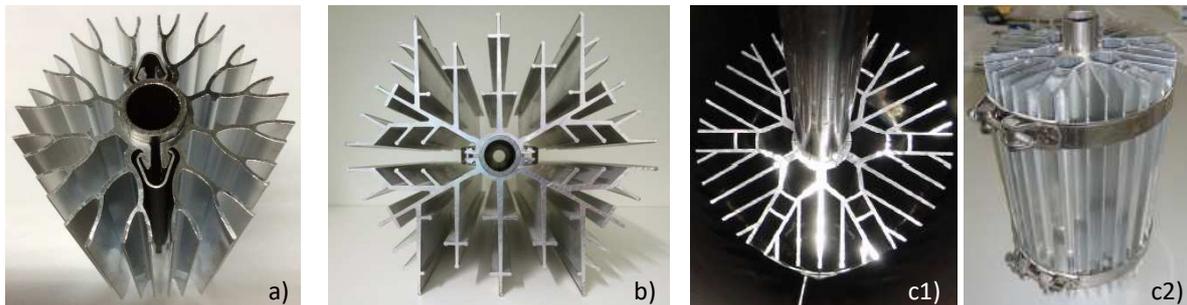


Abbildung 2-8: Stranggepresste Aluminiumrippengeometrien für HT-Latentwärmespeicher für verschiedene Rohrteilungen: a) mit $y_{\text{Rohr}} = 70 \text{ mm}$ [Joh16], b) mit $y_{\text{Rohr}} = 160 \text{ mm}$ [Joh16], c1) und c2) mit $y_{\text{Rohr}} > 180 \text{ mm}$ [Urs14], [Urs15]

Optimierung der Rippenprofile

Zur Bewertung und Optimierung eines konkreten Rippenprofils sind verschiedene Arbeiten bekannt. Für jegliche Rippenform wird insbesondere in Wärmeübertragern der Rippenwirkungsgrad herangezogen. Dieser ist gemäß Gl. 2-4 definiert als das Verhältnis des tatsächlich abgegebenen Wärmestroms \dot{Q}_R bei einer mittleren Rippentemperatur T_R zum ideal abgegebenen Wärmestrom $\dot{Q}_{R,0}$ bezogen auf die Temperatur am Rippenfuß T_0 [Bae08]. Gemäß der Definition werden beste Wirkungsgrade für möglichst kurze Rippen mit uniformer Temperaturverteilung erzielt. Dies widerspricht jedoch dem Stand der Technik von Latentwärmespeichern, dass umso längere Rippen eine effektivere Wärmeübertragung ermöglichen. Die Anwendung und Nichteignung des Parameters zur Bewertung berippter Rohre in Latentwärmespeichern wird u.a. in einer umfangreichen Parameterstudie durch Kragbaeck et al. [Kra11] ausführlich beschrieben.

$$\eta_R := \frac{\dot{Q}_R}{\dot{Q}_{R,0}} = \frac{T_R - T_U}{T_0 - T_U} \quad \text{Gl. 2-4}$$

Für radiale Rippenprofile sind Parameterstudien zur Optimierung der Rippenparameter (vgl. Abbildung 2-7) sowie die Korrelation dieser mit dimensionslosen Kennzahlen bekannt [Akh05], [Sha05], [Sha08], [Lev13]. Die betrachteten Bauteile, die aus radialen Rippen montiert auf einer ebenen Wärmeübertragungsfläche bestehen, werden vor allem zur Kühlung elektronischer Bauteile eingesetzt. Die Ziele der einzelnen Arbeiten sind z.B. die Minimierung des Rippenanteils bei gleichzeitig optimaler Ausnutzung¹ des vorhandenen PCMs [Akh05] oder wie bei Levin et al. [Lev13] die Minimierung der Baugröße des Kühlsystems unter der Voraussetzung, dass die gesamte anfallende Wärme aufgenommen werden kann. Der Wärmeübergang wird für verschiedene Rippenparameterkombinationen mit Hilfe von zwei- und dreidimensionalen, numerischen Simulationsmodellen berechnet und die Ergebnisparameterfelder aufgespannt. In den Arbeiten von Shatikian et al. [Sha05], [Sha08] werden die Ergebnisse anhand dimensionsloser Kennzahlen dargestellt, so dass eine Basis für spätere Dimensionsanalysen gelegt wird.

Für sternförmige, axiale Rippenprofile ist der große Einfluss einer zunehmenden Rippenlänge und Rippenanzahl auf die Reduktion der Aufschmelz- und Erstarrungszeit bestätigt [Ala13a], [Ala13b], [Ism01]. Mit Hilfe von numerischen Simulationsmodellen wird die benötigte Zeit zum vollständigen

¹ Vollständiges Aufschmelzen beim Erreichen einer Maximaltemperatur im elektronischen Bauteil

Aufschmelzen bzw. Erstarren des PCMs berechnet und minimiert. Ismail et al. [Ism01] verwenden hierbei ein einfaches Rohr mit axialen Rippen auf der Außenseite, während Ala et al. [Ala13a], [Ala13b] einen konzentrischen Ringspalt betrachten. Die Wärme wird sowohl auf der Außen- als auch auf der Innenseite übertragen. Ebenso sind die Rippen sowohl am äußeren als auch am inneren Rand des Ringspalt es befestigt. Beide Forschungsgruppen bestätigen, dass sich mit größeren Rippenwandstärken im Gegensatz zur Rippenanzahl und -länge nur geringe Verbesserungen erzielen lassen.

In Abbildung 2-8 sind einzelne, schneeflockenartige, axiale Rippenprofile dargestellt, die für die Notfallwärmeversorgung in einem industriellen Heizkraftwerk (a) und für zwei Versuchsanlagen (b, c1, c2) entwickelt worden sind [Joh15], [Joh16], [Urs14]. Einzig für das Rippenprofil des Heizkraftwerks sind die zu erfüllenden Prozessrandbedingungen der Ausspeicherung von 6 MW überhitztem Dampf ($T \geq 300^\circ\text{C}$ und $p = 26$ bar) für mindestens 25 Minuten bekannt [Joh15]. Allerdings ist für keines der Profile belegt, auf welcher Grundlage diese erstellt worden sind und ob und in welcher Form eine Optimierung der Rippenparameter stattgefunden hat.

Ein erster Ansatz zur geometrischen Optimierung schneeflockenartiger, axialer Rippenprofile wird von Sciacovelli et al. [Sci15] auf Basis der *Response Surface Methode* vorgeschlagen. Zur Optimierung der Rippenlängen und -winkel zweier schneeflockenartiger Rippenprofile werden der maximale Energieertrag innerhalb eines bestimmten Zeitraumes sowie ein fester Rohrabstand zu Grunde gelegt. Die zitierten Ansätze basieren ausschließlich auf der Vorgabe und Optimierung technischer Randbedingungen. Forschungsarbeiten, die sowohl technische als auch ökonomische Parameter berücksichtigen oder sich mit Lebenszyklusanalysen von Latentwärmespeichersystemen beschäftigen sind bisher nicht bekannt [Dut11].

2.3.3 Eingekapselte stationäre Systeme mit vergrößerter Wärmeübertragungsfläche

Stand der Technik ist das Verpacken des PCMs in einem Hüllmaterial in verschiedenen Größenskalen. Im Bereich der Mikroverkapselung werden fast ausschließlich Paraffinwaxe mit flexiblen Kunststoffhüllen mit Kugeldurchmessern im Mikrometerbereich überzogen. Durch eine Integration dieser Kugeln in feste oder flüssige Trägermaterialien wie z.B. Baustoffe, Kleidung oder Wasser¹ sind sie vor allem zur Anwendung in der (Gebäude-)Klimatisierung geeignet [Hau11], [Zhao11], [Roe14], [Del12].

Für Temperaturen oberhalb 200°C ist mit Ausnahme von Metallen wie Stahl oder Nickel kein beständiges, kosteneffizientes und flexibles Hüllmaterial bekannt. Aufgrund der Materialverarbeitungsverfahren für Stahl und Nickel werden diese Hüllen in Größenordnungen von Millimeter bis Zentimeter als sogenannte Makroverkapselungen eingesetzt. Die drei wesentlichen Vorteile solcher Verkapselungen sind (i) die Anpassbarkeit des Hüllmaterials an das PCM hinsichtlich der Korrosions-, Druck- und Temperaturbeständigkeit, (ii) die große Flexibilität der Geometrie zur Dimensionierung gewünschter Kapazitäts- zu Leistungsverhältnisse sowie (iii) der effiziente Betrieb sowohl mit flüssigen als auch mit gasförmigen HTF [Ste07], [Bel15], [Reg08].

Als Verpackungsgeometrien sind Kugeln mit 10 mm bis 15 mm Durchmesser in Festbettspeichern [Bel15], [Mat14], Rohre mit 15 mm bis 25 mm Durchmesser in Rohrbündelwärmeübertragern [Ste07] oder Kammern mit verschiedensten Oberflächenprofilen mit Abständen bis 8 cm als Plattenwärmeübertrager bekannt [Joh13]. Durch die feste Hülle muss jede Verpackungsgeometrie so ausgelegt werden, dass das zusätzliche Volumen der flüssigen Phase aufgenommen werden kann. Zusammen mit fertigungstechnischen Mindestdicken für das Hüllmaterial und den Porositäten der

¹ Verkapselte PCMs in Flüssigkeiten zählen als bewegte Systeme und werden in Kapitel 2.3.4 betrachtet.

Kapselungen führt dies insbesondere bei kleinen Geometrien wie Kugeln oder Rohren zu einem hohen Materialaufwand und somit zu einer begrenzten volumetrischen Speicherdichte [Roe14], [Ste07].

Auch im direkten Vergleich zwischen der internen und externen¹ Anordnung des PCMs wird bei gleichem Leistungsniveau ein prinzipiell höherer Materialaufwand der internen, verkapselten Anordnung festgestellt [Bus06].

2.3.4 Bewegte Systeme mit kontrollierter Bewegung

In aktiven bewegten Systemen wird das Anwachsen der isolierenden Feststoffschicht auf der Wärmeübertragungsoberfläche durch eine kontinuierliche Entfernung des PCMs unterbunden. Damit kann der charakteristische Leistungsabfall (vgl. Abbildung 2-5) eingeschränkt oder ganz vermieden werden. Die Entfernung des PCMs kann z.B. durch ein mechanisches Ablösen z.B. durch ein bewegtes Kratzmesser erfolgen (Abbildung 2-9 links) oder aber durch das Führen des PCMs entlang der Wärmeübertragungsfläche (Abbildung 2-9 rechts). Dadurch können im Gegensatz zu passiven Systemen sowohl eine konstante Wärmeübertragungsleistung erzielt als auch eine Trennung von Kapazität- und Leistungseinheit erreicht werden.

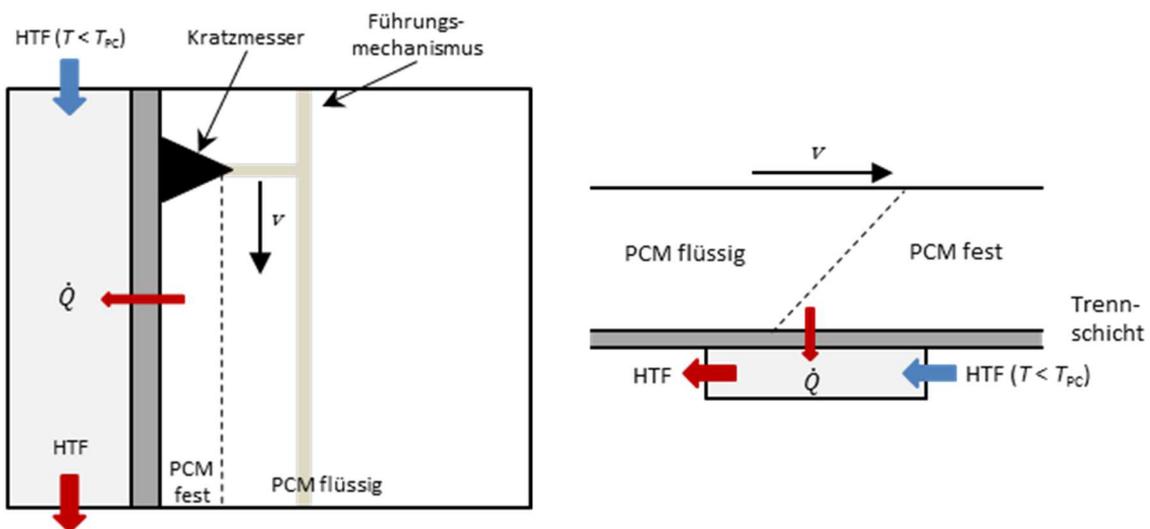


Abbildung 2-9: Mechanisches Entfernen des PCMs von der Wärmeübertragungsfläche mit Hilfe eines bewegten Kratzmessers (links, nach [Lai15]) und Entlangführen des PCMs auf der Wärmeübertragungsfläche in Bewegungsrichtung v (rechts) nach [Poi16]

LeFrois et al. [LeF79] und Alario et al. [Ala80] vergleichen über 20 verschiedene mechanische und hydraulische Systeme sowie PCMs mit geändertem Kristallisationsverhalten. Hierzu zählen das Abkratzen des PCMs durch Klingen oder Messer, das Abschütteln durch Vibration der Wärmeübertragungsfläche, das kontinuierliche Umrühren des fest-flüssig Gemisches mittels Rotoren und die Entfernung durch Beschuss mit Partikeln oder hohen Fluidströmungsgeschwindigkeiten. Jedoch wurden viele Systeme aufgrund technischer Komplexität oder hoher Kosten nicht für eine weitere Entwicklung vorgeschlagen.

Laing et al. [Lai15] geben eine verbesserte und nahezu konstante Entladeleistung für ein Natriumnitrat PCM-System mit einem Abkratzmechanismus an. Da im Wärmeübertrager mit Abkratzmechanismus

¹ Anordnung des PCMs in einem Stahlrohr und Führung des HTFs auf der Außenseite (intern) bzw. Führung des HTFs im Rohr und Anordnung des PCMs auf der Rohraußenseite (extern).

aber ein Teil des PCMs in flüssiger Form vorliegen muss, ist ein solches System nicht für die vollständige Erstarrung des PCMs geeignet. Auch der bewegte Abkratzmechanismus der Testanlage reagiert sehr sensibel gegenüber zusätzlichen Widerständen und Randeinflüssen. Darauf basierend wird ein verbessertes Konzept des Abkratzmechanismus sowie ein Großanlagenkonzept mit der Trennung von Kapazität und Leistungseinheit vorgeschlagen [Lai15], [Nep16].

Zipf et al. [Zip13], [Zip15] konstruierten einen Schneckenwärmeübertrager, in dem das PCM mittels zweier Förderschnecken transportiert wird. Gleichzeitig erfolgt die Wärmeübertragung mit dem HTF, das in Strömungskanälen innerhalb der Schnecken sowie im umliegenden, doppelwandigen Behälter gefördert wird. Durch die ineinandergreifenden Förderschnecken entsteht ein selbstreinigender Effekt der Wärmeübertragungsfläche, der wiederum zu konstanten Feststoffschichtdicken und somit konstanten Wärmeübertragungsleistungen führt. Aus den Ergebnissen der Laboranlage werden mittlere Wärmedurchgangszahlen von 308 W/m²/K bzw. 211 W/m²/K für die Be- und Entladung berechnet, während der elektrische Antrieb energieeffizient mit weniger als 3 % der thermisch übertragenen Energie arbeitet.

Im PCMflux Konzept von Pointner et al. [Poi14] wird das PCM in kleine Container gefüllt, die über die Wärmeaustauschfläche transportiert werden. Auf der Wärmeaustauschfläche stellt sich ein quasi-stationärer Zustand ein, in dem im Erstarrungsfall vollständig erstarrtes PCM kontinuierlich durch flüssiges PCM ersetzt wird. In Abhängigkeit der Füllmenge pro Container, also der maximalen Schichtdicke, und der Vorschubgeschwindigkeit lassen sich konstante Entladeleistungen für verschiedenste Leistungs- zu Kapazitätsverhältnisse einstellen. Die technische Machbarkeit dieses Konzeptes wird ebenfalls von Pointner et al. [Poi16] mittels einer Laboranlage belegt.

Liegt das PCM in Form von Kugeln oder Tropfen im Mikrometerbereich vor, kann es direkt in Form einer Emulsion oder indirekt als mikroverkapseltes PCM in eine Flüssigkeit integriert werden. In solchen pumpfähigen Gemischen (*PCM-slurries*) verhindert die Strömungsgeschwindigkeit bzw. die Hüllschicht ein Festsetzen des festen PCMs auf der Wärmeübertragungsfläche. Solche Gemische ermöglichen ebenfalls den Einsatz konventioneller Speichertanks und Wärmeübertrager als Speichersysteme mit getrennter Leistungs- und Kapazitätseinheit. Im Vergleich zu rein latenten Wärmespeichermedien weisen *PCM-slurries* verbesserte Wärmeübergangsraten sowie erhöhte Wärmekapazitäten durch die zusätzliche Nutzung sensibler Wärme im unterkühlten und überhitzten Zustand auf [Wan07], [Hua09]. Aufgrund der besonderen Anforderungen an die Stabilität der Dispersion und an die Homogenität der Materialeigenschaften sind bisher fast ausschließlich Systeme im NT-Bereich auf Basis von Paraffin-Wachsen bekannt [Del12], [Gsch05]. Zusätzlich treten bei Einsatz des PCMs im Mikrometerbereich Phänomene wie Temperaturhysteresen und Unterkühlungen auf, die mit Bezug auf die Anwendung berücksichtigt werden müssen [Del12], [Hua09].

Im HT-Bereich konnte erfolgreich eine wässrige Natriumnitrat – Natriumhydroxid (NaNO₃ – NaOH) Lösung im Bereich des Schmelzpunktes von ca. 300 °C durch einen speziell beschichteten Wärmeübertrager gepumpt werden [Mat12]. Dies war jedoch nur bis zu einem Anteil von 15 % erstarrtem PCM statt der avisierten 40 % möglich, so dass das letztendliche Kostenreduktionsziel nicht erreicht wurde.

2.3.5 Bewegte Systeme mit unkontrollierter Bewegung

In unkontrollierten, bewegten Systemen erfolgt der Wärmetransport durch direkten Kontakt eines Arbeitsmediums mit dem PCM. Es gibt sowohl Systeme, in denen das Arbeitsmedium flüssig ist [Ala80], [Gar85] als auch sogenannte Reflux-Systeme, in denen auch das Arbeitsmedium einen Phasenwechsel (flüssig-gasförmig) durchläuft [Vel99], [Adi99], [Adi10], [LeF79]. In beiden Fällen fördert die direkte

Durchmischung beider Medien das Auftreten von Konvektionsströmungen, die zusammen mit der großen, direkten Wärmeübertragungsfläche zu hohen Wärmeübergangsraten führen. Indes setzen direkte Systeme voraus, dass beide Medien miteinander verträglich aber nicht mischbar sind. Außerdem muss das PCM mindestens als *Slurry* vorliegen, um dessen Transport und die kontinuierliche Durchströmung zu gewährleisten.

Reflux-Systeme ermöglichen durch den doppelten Phasenwechsel höhere Wärmeübergangsraten als rein flüssige Systeme und können ähnlich einem Naturumlauf ohne zusätzlichen Kreislauf des Arbeitsmediums betrieben werden. Jedoch müssen die Wärmeübertrager als Druckbehälter ausgeführt werden, um die Sättigungstemperatur des Arbeitsmediums an den Schmelzpunkt des PCMs anzupassen. Sowohl im NT- als auch im HT-Bereich ist die Machbarkeit und Funktionsweise von Reflux-Systemen in kleinen Versuchsanlagen bestätigt. Im NT-Bereich benutzen Velraj et al. [Vel99] Paraffinwachs mit Wasser als Arbeitsmedium. Im HT-Bereich existieren Arbeiten von LeFrois et al. [LeF79] mit einem wässrigen, eutektischen Natriumnitrat – Natriumhydroxid-Gemisch als PCM und Wasser als Arbeitsmedium sowie von Adinberg et al. [Adi99] mit Natriumchlorid als PCM und Natrium als Arbeitsmedium.

2.3.6 Zusammenfassung

In den vorhergehenden Teilkapiteln sind die leistungslimitierenden Effekte des Betriebs von Latentwärmespeichersystemen sowie der Stand von Technik und Forschung zur Leistungssteigerung dieser beschrieben. Mittels Partikelzugabe oder durch Einbettung des PCMs in feste Matrizen oder Schäume können im HT-Bereich keine ausreichend effektiven Wärmeleitfähigkeiten bei vertretbarem Materialaufwand erzielt werden. Auch besteht weiterer Forschungsbedarf im Bereich der Herstellungsverfahren (zyklen-)stabiler PCM-Matrix-Verbundsysteme.

Die Einkapselung des PCMs ist stark materialabhängig, so dass für den HT-Bereich mit Ausnahme von Stahl bisher keine geeigneten und kostengünstigen Hüllmaterialien zur Verfügung stehen. Ebenso wird bestätigt, dass die Einkapselung des PCMs zu einem grundsätzlich höheren Materialaufwand führt als dessen externe Anordnung.

In kontrolliert bewegten Systemen werden vor allem mechanische Systeme zur Bewegung und Zerkleinerung des festen PCMs eingesetzt. Verschiedene Forschungsarbeiten legen die hohe Störanfälligkeit und Komplexität dieser Mechanismen dar, weshalb für den großtechnischen Einsatz weitere Fragestellungen im Hinblick auf die Ausfallsicherheit zu klären sind. Sowohl für kontrolliert bewegte Emulsionen als auch für unkontrolliert bewegte Reflux-Systeme sind im HT-Bereich zur Dampfspeicherung bisher keine geeigneten Materialkombinationen bekannt. In Reflux-Systemen könnte dies durch die Verwendung von Wasserdampf in Druckbehälter umgangen werden, die aber in Großanlagen zu hohen Investitionskosten führen.

Im Gegensatz zu den übrigen Verbesserungsansätzen der Wärmeübertragung ist der Entwicklungsstand radialer oder axialer Rippenrohre in HT-Latentwärmespeichern im fortgeschrittenen Stadium¹. Der Überblick bestätigt, dass die geforderten effektiven Wärmeleitfähigkeiten erreicht werden. Ebenso ist der erfolgreiche Betrieb verschiedener Versuchs- und einer großen Demonstrationsanlage zur Speicherung von Druckdampf im HT-Bereich in der Literatur hinreichend belegt. In diesen Arbeiten werden wichtige Parameter wie die Materialverträglichkeit, die Langzeitstabilität und die Ausfallsicherheit bestätigt, so dass ein großtechnischer Einsatz in Kraftwerken oder Industrieanlagen grundsätzlich möglich ist. Deshalb sowie

¹ Technology Readiness Level 5-7

aus Gründen der geometrischen Flexibilität und der einfachen Fertigbarkeit des Rippenprofils liegt der Fokus dieser Arbeit auf dem Einsatz axialer Rippen.

Gemäß dem Stand der Technik ist bisher nicht belegt, wie aus den zu erfüllenden Prozessrandbedingungen eines Latentwärmespeichers das konkrete Rippenprofil entwickelt und ausgelegt wird. Erste Ansätze und Methoden zur Bewertung und Optimierung axialer und radialer Rippenprofile sind bekannt. Jedoch widersprechen diese wie z.B. der Rippenwirkungsgrad dem Einsatz in Latentwärmespeichern. Auch zeichnen sich die bekannten Optimierungsmethoden durch viele zu hinterfragende, technische Vorgaben und damit nur wenige freie Optimierungsparameter aus.

Allen Ansätzen gemein ist die fehlende Betrachtung ökonomischer Parameter, die für eine Kommerzialisierung der Technologie aber entscheidend sind. Ebenfalls nicht berücksichtigt wird der Einfluss des Rohr-Rippe-Verbindungsverfahrens. Die Entwicklung eines solchen Verfahrens stellt eine der wesentlichen Herausforderungen beim Einsatz berippter Rohre in HT-Latentwärmespeichern dar. Zum einen muss das Verbindungsverfahren auch bei den hohen Einsatztemperaturen einen guten Kontakt und Wärmeübergang von den Aluminiumrippen zum Stahlrohr trotz eines größeren Wärmeausdehnungskoeffizienten des Aluminiums gewährleisten. Zum anderen sollten das benötigte Material und die Montage möglichst kostengünstig sein.

2.4 Zielsetzung der Arbeit

Das Ziel dieser Arbeit ist die Beantwortung der Frage, welche Form und Größe ein sowohl technisch als auch ökonomisch optimiertes Rippenprofil für den Einsatz in einem Latentwärmespeicher in direktverdampfenden Solarkraftwerken hat. Ein im Rahmen dieser Arbeit optimiertes Rippenprofil wird auf Basis eines entwickelten Bewertungsparameters und eines vereinfachten Simulationsmodells für den Wärmeübergang mit Phasenwechsel bestimmt. Das Simulationsmodell und damit die Optimierungsmethodik werden anschließend in einer experimentellen Versuchsserie validiert.

In Kapitel 3 wird die Modellierung des Wärmeübergangs mit Phasenwechsel basierend auf der Wärmeleitung präsentiert. Zum einen werden die mathematischen Grundlagen des Wärmeübertragungsproblems sowie dessen mathematische Lösungsmethodik beschreiben. Zum anderen wird das Simulationsmodell mit den wesentlichen Randbedingungen in der kommerziellen Software Comsol Multiphysics® aufgestellt und für einen eindimensionalen Fall anhand der analytischen Lösung verifiziert.

Im Kapitel der techno-ökonomischen Optimierung axialer Rippenprofile (Kapitel 4) wird eine Vielzahl an Rippenprofilen miteinander verglichen und ein techno-ökonomisch optimales Rippenprofil bestimmt. Die geschieht mit Hilfe des Bewertungsparameters der spezifischen Produktkosten eines berippten Rohres, in denen die ausgespeicherte Energie auf die Herstellungskosten eines Rippenprofils bezogen wird. Anhand der im Detail zu beantwortenden Fragestellungen werden die Rippenprofile entwickelt und bewertet. Die Optimierung erfolgt über die Zusammenfassung gleicher Rippenprofile in sogenannten Profilklassen. Innerhalb einer Profilkategorie wird anschließend das Profil mit den niedrigsten spezifischen Produktkosten bestimmt, um es mit den Minima der anderen Klassen vergleichen zu können. Insgesamt werden in dieser Arbeit 26 verschiedene Profilklassen entwickelt und miteinander verglichen.

Mit Hilfe einer experimentellen Versuchsreihe wird in Kapitel 5 das Simulationsmodell mit allen wesentlichen Modellannahmen und damit die Optimierungsmethodik aus Kapitel 4 experimentell validiert. Dafür wird in Kapitel 5.2 das Erstarrungs- und Aufschmelzverhalten des PCMs in einer Latentwärmespeicher-Versuchsanlage detailliert untersucht. Zur Verbesserung des Wärmeübergangs in der Versuchsanlage wird ein in Kapitel 4 optimiertes Rippenprofil eingesetzt.

Da die Rippenprofiloptimierung wesentlich von der Art und Güte des Rohr-Rippe-Verbindungsverfahrens abhängt, wird in Kapitel 5.3 die technische Leistungsfähigkeit des Speichers in Abhängigkeit des Verbindungsverfahrens experimentell bewertet. Hierfür wird in einer zweiten Versuchsreihe der Wärmeübergang eines neu entwickelten Krimpverfahrens mit dem in der ersten Versuchsserie verwendeten Federstahlklammerverfahren verglichen. Letztendlich wird mit Hilfe des Bewertungsparameters der spezifischen Produktkosten die Frage beantwortet, inwiefern ein technisch schlechteres aber kostengünstigeres Verbindungsverfahren unter techno-ökonomischen Gesichtspunkten einsetzbar ist (Kapitel 5.4).

3 Modellierung des Wärmeübergangs mit fest-flüssig Phasenwechsel

3.1 Herleitung der Energieerhaltungsgleichung für instationäre Wärmeleitprobleme

Zur Herleitung der Differentialgleichung für das Temperaturfeld eines allgemeinen Wärmeleitproblems wird der erste Hauptsatz der Thermodynamik aufgestellt. Für ein geschlossenes würfelförmiges Volumenelement mit dem Volumen $dV = dx \cdot dy \cdot dz$ gilt, dass die Änderung der inneren Energie U der über die Oberfläche zugeführten Wärmeströme \dot{Q}_i und der im Volumenelement in Form von Wärme dissipierte Arbeitsstrom \dot{W}_{diss} entspricht (Gl. 3-1). [Inc07], [Köh07]

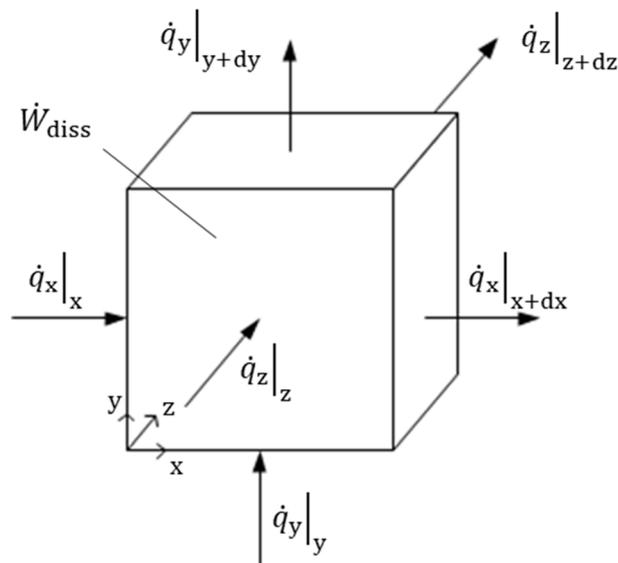


Abbildung 3-1: Volumenelement mit Volumen dV nach [Köh07]

$$\frac{\partial U}{\partial t} = \sum \dot{Q}_i + \dot{W}_{diss} \quad \text{Gl. 3-1}$$

Unter der Annahme eines inkompressiblen Volumenelements mit konstanter Dichte kann der Anteil der Volumenänderungsarbeit der inneren Energie vernachlässigt werden. Damit lässt sich die Änderung der inneren Energie als Änderung der Temperatur bezogen auf die temperaturabhängige Wärmekapazität ausdrücken (Gl. 3-2).

$$\frac{\partial U}{\partial t} = \rho \cdot dV \cdot c_p(T) \cdot \frac{\partial T}{\partial t} = \rho \cdot dx \cdot dy \cdot dz \cdot c_p(T) \cdot \frac{\partial T}{\partial t} \quad \text{Gl. 3-2}$$

Zur Berücksichtigung der ein- und austretenden Wärmeströme in x-Richtung wird die Änderung des Wärmestroms $\partial \dot{Q}_x$ als Differenz von $\dot{Q}_x|_x$ und $\dot{Q}_x|_{x+dx}$ verwendet. Diese kann wiederum über die Änderung der Wärmestromdichte $\partial \dot{q}_x$ und die Bezugsfläche ausgedrückt werden. Für stetig differenzierbare Funktionen und infinitesimal kleine Intervalle dx gilt, dass die Änderung des Wärmestroms bzw. der Wärmestromdichte gleich seiner Ableitung multipliziert mit dem Intervall dx ist (Gl. 3-3). Da die Ableitung über die inverse Differenz von $\dot{Q}_x|_x$ und $\dot{Q}_x|_{x+dx}$ definiert ist, muss diese mit minus eins multipliziert werden.

$$\partial \dot{Q}_x = \partial \dot{q}_x \cdot dy \cdot dz = - \left(\frac{\partial \dot{q}_x}{\partial x} \cdot dx \right) \cdot dy \cdot dz \quad \text{Gl. 3-3}$$

Die Gesamtheit der ein- und austretenden Wärmeströme bzw. der Wärmestromänderungen über alle Flächen ergibt sich damit wie folgt in (Gl. 3-4):

$$\sum \dot{Q}_i = - \left(\frac{\partial \dot{q}_x}{\partial x} + \frac{\partial \dot{q}_y}{\partial y} + \frac{\partial \dot{q}_z}{\partial z} \right) dx \cdot dy \cdot dz \quad \text{Gl. 3-4}$$

Das Einsetzen der Gleichung (Gl. 3-4) in den ersten Hauptsatz nach Gleichung (Gl. 3-1) führt auf die Energieerhaltungsgleichung für instationäre Wärmeleitprobleme. Der in Form von Wärme dissipierte Arbeitsstrom \dot{W}_{diss} wird hier durch die volumenbezogene Arbeitsstromdichte \dot{w}_{diss} multipliziert mit dem Volumen ausgedrückt. Die Division der Gleichung durch das Volumen dV und das Einsetzen des Wärmeleitgesetzes von Fourier (Gl. 2-3) zur allgemeinen Differentialgleichung für das Temperaturfeld eines ruhenden, isotropen und inkompressiblen Materials mit temperaturabhängigen Stoffparametern (Gl. 3-5).

$$\rho \cdot c_p(T) \cdot \frac{\partial T}{\partial t} = \text{div} [\lambda(T) \cdot \text{grad } T] + \dot{w}_{diss} \quad \text{Gl. 3-5}$$

3.2 Lösungsmethoden für Phasenwechselprobleme

3.2.1 Analytische Lösung des Stefan Problems

Wärmeleitprobleme mit Phasenwechsel werden ebenfalls durch die in Kapitel 3.1 hergeleitete Energieerhaltungsgleichung (Gl. 3-5) beschrieben. Diese muss für jede Phase (fest, flüssig) einzeln aufgestellt und gelöst werden, wofür die genaue Position der Phasengrenzfläche bekannt sein muss [Cra84]. Da sich die Position der Phasengrenze mit der Zeit ändert und somit Teil der Lösung ist, handelt es sich mathematisch gesehen um ein Randwertproblem mit bewegter Randbedingung.

Eine erste vollständige Formulierung des Problems ist von J. Stefan [Ste91] in seinen Arbeiten zur Eisbildung im Polarmeer um 1890 veröffentlicht worden. Stefan gibt zusätzlich zu Gleichung (Gl. 3-5) die Energiebilanz an der Phasengrenzfläche an. Ausgehend von einer Wassertemperatur von 0°C , muss die latente Wärme h_{PC} gleich der durch die Eisschicht geleiteten Wärme entsprechen. Hierbei beschreibt S die Position der Phasenwechselfront (Gl. 3-6).

$$\lambda_1 \cdot \frac{\partial T_1}{\partial x} = h_{\text{PC}} \cdot \rho_1 \cdot \frac{dS}{dt} \quad \text{Gl. 3-6}$$

In seinen Arbeiten gibt Stefan [Ste91] ebenfalls die Lösung für einen Erstarrungsvorgang eines halbbunendlichen Körpers in einer Raumrichtung an. Liegt das Medium zum Startzeitpunkt $t = 0$ noch flüssig, aber schon bei Phasenwechseltemperatur vor ($T_{\text{start}} = T_m$), so wird von einem einphasigen Stefan Problem gesprochen (Abbildung 3-2 links). Die Lösung dieses Problems wird in der Literatur auch *Neumann-Lösung* genannt, da sie schon in den 1860er Jahren von F. Neumann aufgestellt aber nicht veröffentlicht wurde [Cra84].

Diese analytische Lösung kann für ein zweiphasiges Stefan-Problem erweitert werden, bei dem das Medium zum Startzeitpunkt $t = 0$ überhitzt ($T_{\text{start}} > T_m$) vorliegt (Abbildung 3-2 rechts). An der Phasengrenzfläche gilt nun, dass die Differenz der Wärmeströme der festen und flüssigen Phase gleich der latenten Wärme der Phasenumwandlung entspricht (Gl. 3-7) [Car59], [Ale93], [Kre00].

$$\lambda_1 \cdot \frac{\partial T_1}{\partial x} - \lambda_2 \cdot \frac{\partial T_2}{\partial x} = h_{\text{PC}} \cdot \rho_1 \cdot \frac{dS}{dt} \quad \text{Gl. 3-7}$$

Bei Betrachtung eines zweiphasigen Stefan-Problems (Erstarrung) wird die Temperatur der festen Phase an einem Ort x und zu einem Zeitpunkt t in Abhängigkeit der Start-, Wand- und Phasenwechseltemperatur sowie mittels des Verhältnisses zweier Fehlerfunktionen *erf* bestimmt (Gl. 3-8). Die Fehlerfunktion des Zählers beinhaltet die beiden Variablen x und t sowie die Temperaturleitfähigkeit des Feststoffes α_{sol} , während die Fehlerfunktion des Nenners nur vom Argument z abhängt. Dieses Argument wird durch Lösen der Gleichung Gl. 3-9 z.B. mittels eines iterativen Newton-Verfahrens ermittelt. In dieser Gleichung ist die Fehlerfunktion *erf* sowie die komplementäre Fehlerfunktion *erfc* enthalten. Außerdem muss die Stefan-Zahl der Feststoff- und Flüssigphase bestimmt werden, die als das Verhältnis von sensibler zu latenter Wärme definiert ist (Gl. 3-10).

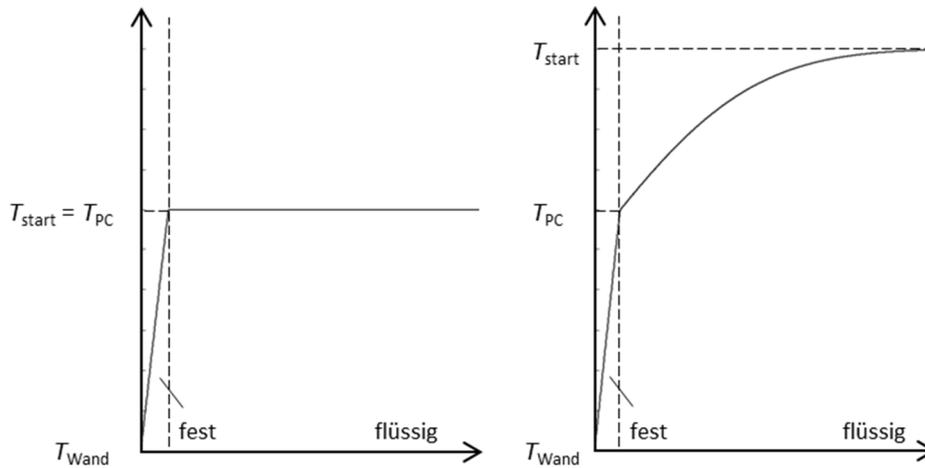


Abbildung 3-2: Temperaturverlauf für einphasiges Stefan Problem (links) und zweiphasiges Stefan-Problem (rechts)
eigene Darstellung nach [Kre00]

$$T_{sol}(x, t) = T_{Wand} + (T_{PC} - T_{Wand}) \cdot \frac{\operatorname{erf}\left(\frac{x}{2 \cdot \sqrt{a_{sol} \cdot t}}\right)}{\operatorname{erf}(z)} \quad \text{Gl. 3-8}$$

$$\frac{Ste_{sol}}{e^{z^2} \cdot \operatorname{erf}(z)} - \frac{Ste_{liq}}{v \cdot e^{v \cdot z^2} \cdot \operatorname{erfc}(v \cdot z)} = z \cdot \sqrt{\pi} \quad \text{mit } v = \sqrt{\frac{a_{sol}}{a_{liq}}} \quad \text{Gl. 3-9}$$

$$Ste_{liq} \equiv \frac{c_{p,liq}(T_{Wand} - T_{PC})}{h_{PC}} \quad \text{und} \quad Ste_{sol} \equiv \frac{c_{p,sol}(T_{PC} - T_{start})}{h_{PC}} \quad \text{Gl. 3-10}$$

Die Temperatur der flüssigen Phase an jedem Ort und zu jedem Zeitpunkt wird ähnlich der Bestimmung der Temperatur der Feststoffphase über die Start- und Phasenwechseltemperatur sowie über das Verhältnis zweier komplementärer Fehlerfunktionen erfc bestimmt (Gl. 3-11). Das benötigte Argument z entspricht dem in Gleichung Gl. 3-9 mit Hilfe eines iterativen Lösungsverfahrens bestimmten Argument.

Aus dem Gleichungssatz (Gl. 3-8 bis Gl. 3-11) kann die Lösung eines einphasigen Problems ohne Anfangsüberhitzung des Mediums abgeleitet werden, in dem die Starttemperatur T_{start} gleich der Phasenwechseltemperatur T_{PC} gesetzt wird. Die Gleichungen Gl. 3-8, Gl. 3-9 und Gl. 3-11 sind durch Vertauschen der Indices sol und liq ebenfalls für den Aufschmelzvorgang gültig [Ale93], [Kre00], [Bae08].

$$T_{liq}(x, t) = T_{start} - (T_{start} - T_{PC}) \cdot \frac{\operatorname{erfc}\left(\frac{x}{2 \cdot \sqrt{a_{liq} \cdot t}}\right)}{\operatorname{erfc}\left(z \cdot \sqrt{a_{sol}/a_{liq}}\right)} \quad \text{Gl. 3-11}$$

Die in diesem Kapitel genannte sowie weitere explizite, geschlossene Lösungen der in Kapitel 3.1 formulierten Energieerhaltungsgleichung mit Phasenwechsel existieren nur für einige wenige halbunendliche, eindimensionale Systeme mit konstanten Parametern und Temperaturrandbedingungen. Für finite und komplexe Geometrien hingegen werden analytische

(siehe Kapitel 3.2.2) und numerische Näherungsverfahren (siehe Kapitel 3.2.3) zur Bestimmung einer Lösung benötigt und entwickelt [Ale93], [Kre00].

3.2.2 Analytische Näherungslösungen

Analytische Näherungsverfahren lassen sich nur unter stark vereinfachten physikalischen und mathematischen Annahmen anwenden und sind somit in ihrer Anwendbarkeit limitiert. Sie eignen sich für erste überschlägige Abschätzungen von Systemen, aber nicht für deren Detailauslegung. Ausführliche Überblicke über verschiedene analytische Näherungsverfahren sind in Crank [Cra84] und Alexiadis [Ale93] angegeben.

Lamberg [Lam03] entwickelte analytische Lösungen sowohl für den Erstarrungsvorgang basierend auf der Wärmeleitung sowie für das Aufschmelzen basierend auf der Wärmeübertragung durch natürliche Konvektion. In den Modellen werden jeweils eindimensionale Lösungsansätze für ein zweidimensionales Problem kombiniert. Im Vergleich mit numerischen Lösungen ergeben sich gute Übereinstimmungen, wobei die Anwendbarkeit auf einfache, radiale Rippengeometrien beschränkt ist.

Bayon et al. [Bay10], Morisson et al. [Mor08] und Bauer [Bau11b] nutzen die quasistationäre Approximation, in der zum einen effektive Stoffdaten für den Rippe-PCM-Verbund für einfache, radiale Rippen verwendet werden. Zum anderen muss die sensible Wärme des PCM vernachlässigt werden, so dass einige Abweichungen im Vergleich zu den experimentellen Werten beobachtet werden [Bay10]. Analytische Ansätze sind somit für eine detaillierte Geometrieoptimierung komplexer Rippenprofile nicht geeignet.

3.2.3 Numerische Näherungsverfahren

Numerische Näherungsverfahren sind zur Lösung der Energieerhaltungsgleichung für komplexe zwei- und dreidimensionale Geometrien geeignet. Ebenso eignen sich diese Verfahren zur Lösung des Strömungsfeldes des PCM, bestehend aus den Navier-Stokes-Gleichungen – der Impuls-, Massen- und Energieerhaltungsgleichung¹ – mit denen die konvektiven Vorgänge im flüssigen PCM abgebildet werden.

Modellansätze ohne Berücksichtigung der natürlichen Konvektion

Ein valider und allgemein anerkannter Modellansatz für den Erstarrungsvorgang ist die Vernachlässigung konvektiver Vorgänge und somit die Reduktion auf ein reines Wärmeleitproblem gemäß der Energieerhaltungsgleichung (Gl. 3-5). In diversen Arbeiten sind entsprechende numerische Modelle für axial und radial berippte Rohre sowie Plattenwärmeübertrager jeweils in vertikaler Aufstellung dokumentiert. Eine typische Anströmung mit kaltem HTF von unten unterbindet zusätzlich die Ausbildung von Konvektionsströmungen.

Die Validierung der Modelle erfolgt anhand experimenteller Daten und ergibt überwiegend gut übereinstimmende Ergebnisse [Chi12], [Ism01], [Lam03], [Sci15], [Trp05], [Vog14]. Der vernachlässigbare Einfluss der natürlichen Konvektion auf das Erstarrungsverhalten wird sowohl durch die Betrachtung der Phasengrenzfläche [Bec15] als auch durch den direkten Vergleich des vereinfachten Modells mit einer Strömungssimulation unter Berücksichtigung der natürlichen Konvektion bestätigt [Vog14]. Der wesentliche Vorteil der Vernachlässigung besteht in der verkürzten

¹ Die Lösung dieses Gleichungssatzes mittels numerischer Verfahren wird auch Computational Fluid Dynamics (CFD) genannt.

Rechenzeit bzw. der Möglichkeit deutlich größere oder komplexe geometrische Ausschnitte betrachten zu können.

Obwohl die Ausbildung der natürlichen Konvektion während des Aufschmelzvorgangs vielfach belegt ist, weisen Dutil et al. [Dut11] darauf hin, dass deren Ausbildung stark von der zu untersuchenden Geometrie abhängt. Akzeptable Übereinstimmungen zwischen experimentellen Ergebnissen und der wärmeleitbasierten Energieerhaltungsgleichung werden von Silva et al. [Sil02] und Tay et al. [Tay12] erzielt. Sie belegen, dass die natürliche Konvektion in radial berippten Rohren oder Plattenwärmeübertragern mit sehr kleinen (Rippen-) Abständen erfolgreich unterdrückt werden kann.

Modellansätze mit Berücksichtigung der natürlichen Konvektion

Die gerechtfertigte Vernachlässigung der natürlichen Konvektion während des Erstarrungsvorgangs ist abhängig vom Aufbau und der Durchströmungsrichtung des Latentwärmespeichers. Al-Abidi et al. [Ala13a] und Bathelt et al. [Bat81] weisen für axial berippte Rohre in horizontaler Anordnung und Durchströmung einen verzögerten Erstarrungsvorgang nach. Diese Verzögerung entsteht vor allem zu Beginn des Erstarrungsprozesses, da die natürliche Konvektion für einen guten Temperatenausgleich und damit den Abbau von Temperaturgradienten innerhalb der flüssigen Phase sorgt.

Der Wärmeübergang während des Aufschmelzvorgangs wird durch die sich ausbildende natürliche Konvektion signifikant verbessert, da keine isolierende Feststoffschicht auf der Wärmeübertragungsfläche vorliegt (vgl. Abbildung 2-2 rechts). Diese Verbesserung ist allgemein anerkannt und insbesondere in vertikalen, unberippten oder axial berippten Rohren vielfach experimentell nachgewiesen [Gar15a], [Sci12], [Sou15], [Urs14].

Für die rechenzeiteffiziente Berücksichtigung der Konvektion existieren vereinfachte Ansätze, die lediglich auf der Energieerhaltungsgleichung basieren. Farid et al. [Far90] nennen die Bestimmung einer effektiven Wärmeleitfähigkeit zur Berücksichtigung in der Energiebilanzgleichung (Gl. 3-5). Da diese Wärmeleitfähigkeit anhand empirischer Konstanten und in Abhängigkeit der Speichergeometrie ermittelt wird, sind bisher nur Korrelationen für einfache Geometrien bekannt. Pointner et al. [Poi15] können mit diesem Ansatz gute Übereinstimmungen mit den experimentellen Temperaturverläufen eines Erstarrungsvorgangs in einem Plattenwärmeübertrager bestätigen.

Einen ähnlichen Ansatz verfolgt Stückle [Stü09], [Stü13], der zuerst ein detailliertes Modell basierend auf der Energieerhaltungsgleichung eines repräsentativen, kleinstmöglichen Ausschnittes der Geometrie verwendet. Mit diesem Modell können die effektiven Materialparameter des Rohr-Rippe-PCM-Verbundes bestimmt werden. Diese werden anschließend in einem einfachen, wärmeleitbasierten, axialen Energieerhaltungsmodell (1-D) verwendet, das das systemische Speicherverhalten mit geringem Rechenaufwand bestimmt. Obwohl Stückle [Stü09], [Stü13] in seiner Arbeit keine natürliche Konvektion berücksichtigt, ermöglicht dieser kombinierte Ansatz die Berücksichtigung der Konvektion mittels umfassender CFD-Simulationen im Detailmodell [Olc14]. Alternativ kann der effektive thermische Widerstand auch anhand experimenteller Werte bestimmt und im vereinfachten 1-D Systemmodell verwendet werden [Gar15a].

Zur detaillierten Berücksichtigung der natürlichen Konvektion auf Basis der Navier-Stokes-Gleichungen wird die Boussinesq-Approximation verwendet. Diese vernachlässigt aufgrund kleiner Temperaturdifferenzen teilweise¹ die Dichteänderungen des Mediums. In verschiedenen Forschungsarbeiten werden experimentelle Ergebnisse mit CFD-Simulationen verglichen, in denen das Aufschmelzen eines PCMs mittels (berippter) Rohre oder in vertikalen Plattenwärmeübertragern betrachtet wird. Die Vergleiche belegen je nach Geometrie und verwendeten numerischen

¹ Diese Vernachlässigung ist nicht im dichteabhängigen Auftriebsterm möglich.

Lösungsmethoden akzeptable bis gute Übereinstimmungen zwischen Theorie und Praxis [Ala13a], [Lon13], [Pal01], [Sci12], [Vog14].

Mathematische Vereinfachung der Energieerhaltungsgleichung mit Phasenwechsel

Die wesentliche Herausforderung beim Lösen der Energieerhaltungsgleichung besteht in der mathematischen Darstellung der Energiezufuhr bzw. -abfuhr während des Phasenwechsels.

Bei der Verwendung sogenannter *front-tracking* Verfahren muss die Energieerhaltungsgleichung einzeln für beide Phasen gelöst werden. Hierbei wird an der sich bewegenden Phasengrenzfläche explizit die Energiebilanz berücksichtigt (vgl. Gl. 3-6 und Gl. 3-7). Diese Verfahren stoßen an Grenzen, wenn sich die Phasengrenzfläche nicht gleichmäßig z.B. aufgrund komplexer Geometrien bewegt oder wenn der Phasenwechsel innerhalb eines Temperaturbereichs stattfindet [Hua94]. Detaillierte Betrachtungen einzelner Verfahren sind in [Cra84] und [Ale93] zu finden.

Weitere Verfahren zur Überwindung der Nachteile der *front-tracking* Verfahren sind sogenannte *fixed-domain* Verfahren. Zu den verbreiteten Verfahren gehören nach [Ale93], [Cra84], [Hei05], [Hu96], [Hua94] und [Mic09]

- die Enthalpie-Methode („enthalpy method“)
- die Methode der effektiven Wärmekapazität („effective heat capacity method“)
- die Methode der zusätzlichen Wärmequelle („additional heat source method“)
- die Methode der scheinbaren Wärmekapazität („apparent heat capacity“ method)

Alle Verfahren haben gemein, dass die Energieerhaltung so umformuliert wird, dass alle drei Zustände (fest, fest-flüssig, flüssig) in einer Gleichung beschrieben und gelöst werden. Die Energiebilanz an der Phasengrenzfläche wird hierbei implizit berücksichtigt, so dass die genaue Position erst a posteriori aus den Ergebnissen bestimmt wird [Car59], [Cra84]. *Fixed-domain* Verfahren sind in Wissenschaft und Technik weit verbreitet.

Zur Lösung der umformulierten Energieerhaltungsgleichung werden verschiedene numerische Lösungsverfahren wie Finite-Differenzen, Finite-Elemente und Finite-Volumen Verfahren eingesetzt. Diese Lösungen werden überwiegend mittels kommerzieller CFD-Software mit implementierten Modellen zur Berücksichtigung des Phasenwechsels bestimmt. Neben der Lösung der Navier-Stokes-Gleichungen kann in dieser Software auch lediglich die Energieerhaltungsgleichung zur ausschließlichen Berücksichtigung der Wärmeleitung betrachtet werden. Weit verbreitet sind die Programme Fluent der Firma ANSYS [Ala13c] und Comsol Multiphysics® [Ogo10], [Lam03], die sich durch ihre einfache Bedienbarkeit und vielseitige Anwendbarkeit auszeichnen. Neben den kommerziell erhältlichen Programmen werden aber auch eigens entwickelte und auf die vorliegende Fragestellung abgestimmte Programme eingesetzt, über die Al-Abidi et al. [Ala13c] einen Überblick geben.

Fazit

In diesem Teilkapitel wird zum einen dargelegt, dass die Vernachlässigung der natürlichen Konvektion während des Erstarrungsvorgangs des PCMs in vertikal aufgestellten Latentwärmespeichern eine valide Annahme ist. Im Gegensatz dazu muss diese Form der Wärmeübertragung für den Aufschmelzvorgang berücksichtigt werden. Dies ist relevant für die spätere Erstellung des Simulationsmodells in Kapitel 3.3.

Zum anderen wird ein Überblick über die verschiedenen *fixed-domain* Verfahren präsentiert, mit denen die Energieerhaltungsgleichung für Phasenwechselprobleme vereinfacht wird. Zur Lösung der vereinfachten Energieerhaltungsgleichung wird überwiegend kommerzielle Software eingesetzt. Diese zeichnet sich durch die einfache Implementierung komplexer (Rippen-)Geometrien, durch die zeiteffiziente und stabile Berechnung und durch eine gute Bedienbarkeit aus. Deshalb wird in dieser

Arbeit eine solche Software – Comsol Multiphysics® – eingesetzt, die zur Diskretisierung und Lösung des Problems die Finite-Elemente-Methode verwendet.

3.2.4 Verwendete Lösungsmethodik in Comsol Multiphysics®

Das von Comsol Multiphysics verwendete *fixed-domain* Verfahren zur Berücksichtigung der Phasenwechselproblematik ist die in Kapitel 3.2.3 genannte Methode der „*apparent heat capacity*“. Hierbei wird die Wärmekapazität c_p in der instationären Wärmeleitungsgleichung (Gl. 3-5) durch die scheinbare Wärmekapazität $c_{p,app}$ ersetzt. Die scheinbare Wärmekapazität entspricht in den Reinphasen (fest, flüssig) der jeweiligen spezifischen Wärmekapazität des Materials $c_{p,sol}$ und $c_{p,liq}$. Im Zweiphasengebiet hingegen, für das ein Temperaturintervall definiert werden muss, setzt sich $c_{p,app}$ aus einem sensiblen Anteil $c_{p,2P}$ und einem latenten Anteil c_{PC} zusammen. Dieser Zusammenhang ist zum einen in Gleichung Gl. 3-13 und zum anderen in Abbildung 3-3 anhand des Temperaturverlaufs über der gespeicherten Wärme dargestellt. Die Steigung der Geraden entspricht hierbei den einzelnen Wärmekapazitäten.

$$\rho \cdot c_{p,app}(T) \cdot \frac{\partial T}{\partial t} = \nabla^2 T = \lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad \text{Gl. 3-12}$$

$$c_{p,app}(T) = \begin{cases} c_{p,sol} \\ c_{p,2P} + c_{PC}(T) \\ c_{p,liq} \end{cases} \quad \text{für} \quad \begin{cases} T < T_{sol} \\ T_{sol} \leq T \leq T_{liq} \\ T_{liq} < T \end{cases} \quad \text{Gl. 3-13}$$

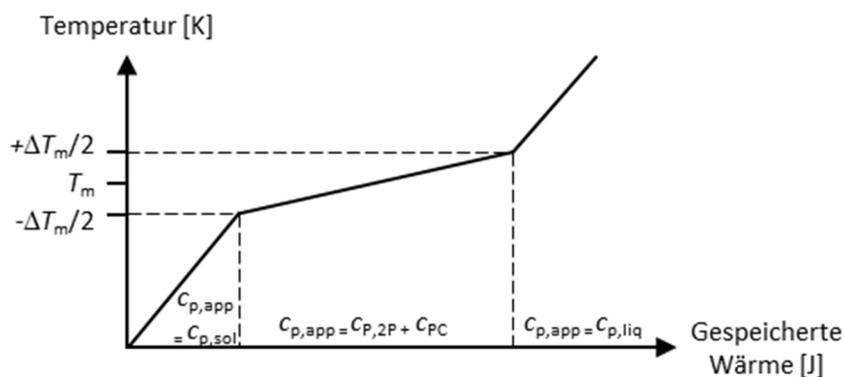


Abbildung 3-3: Darstellung der gespeicherten Wärme in Abhängigkeit von der Temperatur mit den einzelnen Anteilen der scheinbaren Wärmekapazität für die feste und flüssige Phase sowie das Zweiphasengebiet

Zur Bestimmung der spezifischen Wärmekapazität im Zweiphasengebiet (Gl. 3-14) sowie der Dichte und Wärmeleitfähigkeit wird eine geglättete Heaviside Funktion fünfter Ordnung $\theta(T)$ eingeführt. $\theta(T)$ gibt den Phasenanteil im Zweiphasengebiet mit $\theta = 0$ für $T = -\frac{\Delta T_m}{2} = -0,5$ und $\theta = 1$ für $T = +\frac{\Delta T_m}{2} = +0,5$ an. Zur Bestimmung des Anteils der latenten Wärme c_{PC} in Gleichung (Gl. 3-13) wird die latente Wärme h_{PC} mit dem Differential der Funktion θ multipliziert (Gl. 3-15). Das Integral der Heaviside Funktion $\frac{d\theta}{dT}$ über das gesamte Phasenwechselintervall $[-\frac{\Delta T_m}{2}, +\frac{\Delta T_m}{2}]$ ist gleich eins, so dass dementsprechend auch die gesamte latente Wärme im System berücksichtigt wird (Abbildung 3-4) [Ban14], [Com14a], [Com14b].

$$c_{p,2P} = \frac{1}{\rho_{2P}} \cdot \left((1 - \theta) \cdot \rho_{\text{sol}} \cdot c_{p,\text{sol}} + \theta \cdot \rho_{\text{liq}} \cdot c_{p,\text{liq}} \right) \quad \text{Gl. 3-14}$$

$$c_{PC}(T) = h_{PC} \cdot \frac{d\theta}{dT} \quad \text{Gl. 3-15}$$

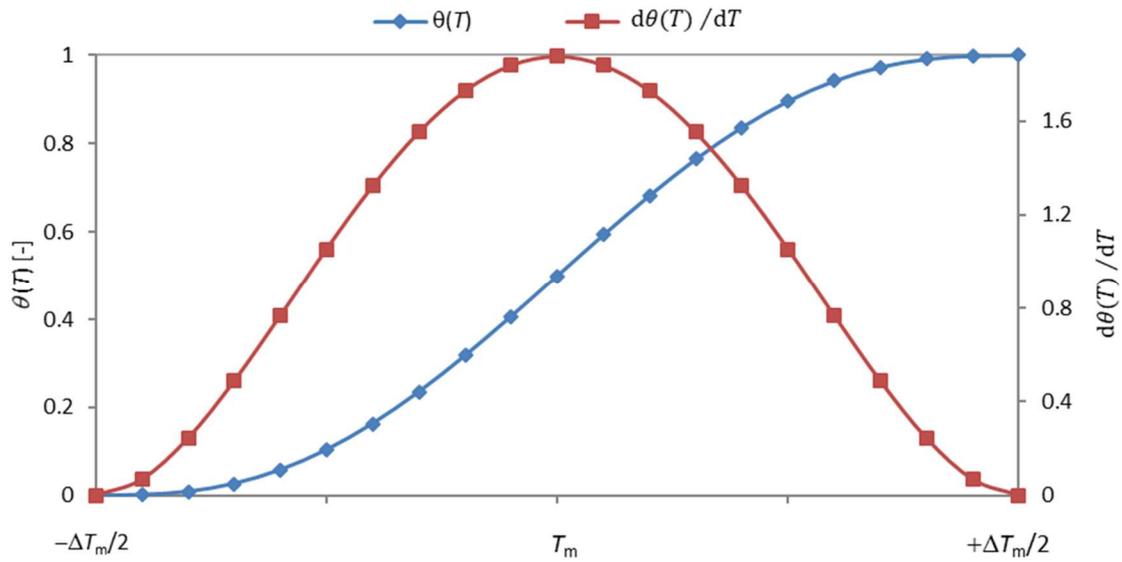


Abbildung 3-4: Heaviside Funktion $\theta(T)$ und deren Ableitung $d\theta/dT$ im Phasenwechselintervall

3.3 Erstellung des Simulationsmodells mit Phasenwechsel

3.3.1 Modellerstellung

Die in dieser Arbeit betrachteten Hochtemperatur-Latentwärmespeicher sind vorzugsweise zur Verdampfung/Kondensation von Wasser/-dampf geeignet. Das H₂O wird hierbei auf der Rohrinneenseite eines vertikalen Stahlrohrregisters geführt. Auf der Außenseite ist jedes Rohr mit einem axialen Rippenprofil vorzugsweise aus Aluminium bestückt, das eine ausreichende Wärmeübertragungsfläche in das Phasenwechselspeichermaterial bereitstellt (Abbildung 3-5). Als Wärmespeichermedium für den Einsatz in solarthermischen Kraftwerken ist insbesondere Natriumnitrat aufgrund seiner hohen Schmelztemperatur und –wärme geeignet. Das in dieser Arbeit erstellte Modell basiert auf dem Wärmeträgerfluid H₂O und Natriumnitrat als PCM.

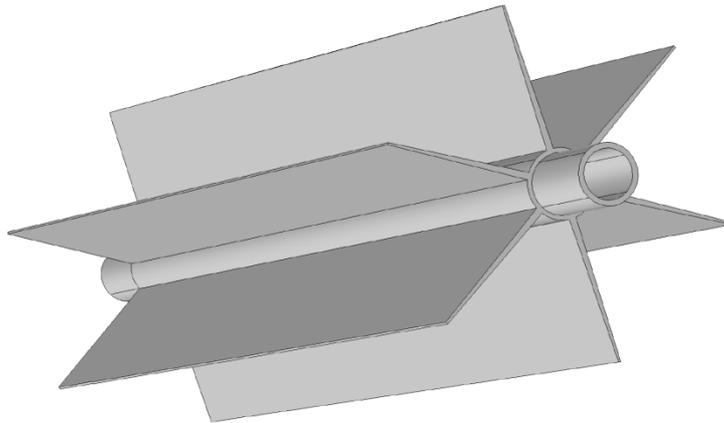


Abbildung 3-5: Rohr mit sternförmigem, axialem Rippenprofil

Zur Vereinfachung der Betrachtung der dreidimensionalen Wärmeübertragungsrohre und des Wärmeübergangs mit Phasenwechsel werden folgende Annahmen getroffen:

1. Der mit Bezug auf die Wärmeübertragung limitierende und deshalb auslegungstechnisch relevante Fall ist der Erstarrungsvorgang des PCMs. Der Wärmeübergang beruht im Wesentlichen auf der Wärmeleitung durch die sich bildende Feststoffphase, so dass die natürliche Konvektion vernachlässigbar ist (vgl. Kapitel 3.2.3).
2. Aufgrund der Identität der Einzelrohre wird nur ein einzelnes Rohr betrachtet. Die Symmetriegrenze zu den benachbarten Rohren wird mit einer adiabaten Randbedingung beschrieben.
3. Volumenänderungen während des Phasenwechsels sind vernachlässigbar. Da das PCM zu Beginn des Erstarrungsvorgangs vollkommen flüssig vorliegt, gilt: $\rho_{\text{sol}} = \rho_{\text{liq}}$.
4. Aufgrund geringer Unterkühlung und Überhitzung beider Medien können konstante Stoffparameter in den einzelnen Phasen angenommen werden.
5. Das im Erstarrungsfall auf der Rohrinneenseite zu verdampfende Wasser wird mittels eines Umlaufverfahrens mit hohen Umwälzzahlen ($U_w \geq 3$) umgewälzt. Der im Rohr vorhandene Dampfanteil liegt somit zwischen 0 und 33 %, so dass der Strömungszustand im Bereich der Blasen-, Schwall und Ringströmung und damit deutlich unterhalb des sogenannten *dryout*-Punktes¹ liegt [Col96]. Daraus folgt, dass die Fluidtemperatur T_f ebenso wie der

¹ Austrocknen der inneren Rohroberfläche und ausschließliche Benetzung mit Gasphase

Wärmeübergangskoeffizient α_v über der Rohrlänge L als konstant angenommen werden können. Das dreidimensionale Problem wird auf die Betrachtung eines zweidimensionalen Querschnitts reduziert.

- Es sind keine internen Wärmequellen oder -senken vorhanden

Mit diesen Annahmen kann das Problem auf ein zweidimensionales Wärmeleitproblem ohne Berücksichtigung von Strömungsvorgängen reduziert werden. Die allgemeine Energiebilanz (Gl. 3-5) kann in Gleichung (Gl. 3-16) umgewandelt werden. Für die äußere Symmetriegrenze der Geometrie wird eine Randbedingung zweiter Art gemäß Gleichung (Gl. 3-17) vorgegeben. Für die Rohrinneenseite ergibt sich mit dem Wärmeübergangskoeffizienten α_v eine Randbedingung dritter Art gemäß Gleichung (Gl. 3-18), (Abbildung 3-6). Abhängig von der Ausführung des Rippenprofils ergeben sich weitere Symmetriebedingungen wie z.B. die Betrachtung eines Kreissegments statt des gesamten Querschnittes (vgl. Abbildung 3-6). Diese Bedingungen vereinfachen die zu betrachtenden Geometrie und reduzieren den späteren Rechenaufwand.

$$\rho \cdot c_p(T) \cdot \frac{\partial T}{\partial t} = \nabla^2 T = \lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad \text{Gl. 3-16}$$

$$-\lambda \cdot \frac{\partial T}{\partial x} = \dot{q}_{\text{Rand}} = 0 \quad \text{Gl. 3-17}$$

$$\dot{q}_{\text{Rand}} = -\lambda \cdot \frac{\partial T}{\partial x} = \alpha_v \cdot (T_v - T) \quad \text{Gl. 3-18}$$

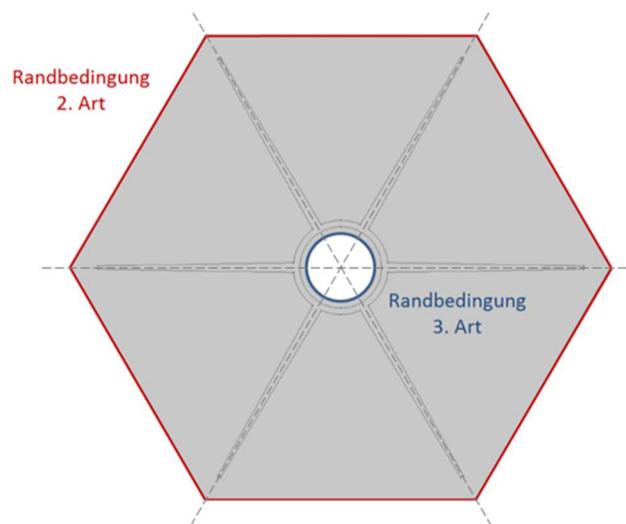


Abbildung 3-6: Exemplarische Darstellung eines 2-D Profilquerschnitts zur Verwendung im Simulationsmodell mit den Modellrandbedingungen (blau, rot) sowie zusätzlichen Symmetriebedingungen (gestrichelt)

Modellparameter

Stand der Technik ist der Einsatz von warmfestem Karbonstahl in Kombination mit chloridarmen Salzschnmelzen für Temperaturen bis 400 °C [Her04], [Bra10]. Aufgrund der maximalen Temperaturen von 350 °C wird eine solche Legierung – 16Mo3 bzw. 1.5415 – für die Wärmeübertragungsrohre ausgewählt. Als Rippenmaterial mit hoher Wärmeleitfähigkeit und guter Umformbarkeit für das gewählte Strangpressverfahren wird die Aluminiumlegierung Al 6060 verwendet [Hac14], [Lai11].

Diese kann bis ca. 350 °C eingesetzt werden und ist damit für einen Einsatz mit Natriumnitrat mit einer Schmelztemperatur von 306 °C geeignet.

Für den Erstarrungsfall wird ein leicht überhitztes PCM mit $T_{\text{start}} = 307 \text{ °C}$ angenommen. Im Hinblick auf den kommerziellen Speicherbetrieb wird ein vollständiges Aufschmelzen des PCMs sowie eine geringe Überhitzung von zehn Kelvin während des Beladens angenommen. Unter konservativen Annahmen muss eine mehrstündige Stillstands- bzw. Speicherzeit berücksichtigt werden, in der sich das PCM auf die genannten 307 °C abkühlt. Die Temperaturdifferenz im Latentwärmespeicher zwischen Phasenwechseltemperatur des PCMs und des zu verdampfenden Wassers ΔT_{LWS} beträgt zehn Kelvin. Dieser Wert ergibt sich, um die Exergieverluste zwischen der Ein- und Ausspeicherphase zu minimieren und entspricht typischen Temperaturdifferenzen in Wärmeübertragern von Wasser-Dampf-Kreisläufen mit thermischen Speichern.

Alle weiteren Parameter sind in Tabelle 3-1 dargestellt. Die Materialparameter von Stahl, Aluminium sowie festem und flüssigem Natriumnitrat sind im Anhang in Tabelle 8-1 einzusehen.

Tabelle 3-1: Allgemeine Simulationsparameter des Basismodells

Parameter	Einheit	Wert	Parameter	Einheit	Wert
Verdampfungstemperatur des H ₂ O T_V	°C	296	Wärmeübergangskoeffizient α_V	W/m ² /K	10.000 ¹
Ausgangstemperatur PCM $T_{\text{start}} (t = 0)$	°C	307	Temperaturdifferenz $\Delta T_{\text{LWS}} = T_m - T_V$	K	10
Rohrdurchmesser	mm	25,4	Rohrwandstärke	mm	2
Rohrmaterial	-	16Mo3	Rippenmaterial	-	Al6060
Wandstärke Rippenring	mm	2	PCM	-	NaNO ₃

3.3.2 Verifizierung des Simulationsmodells

Um die Aussagekraft der numerischen Lösung zu bestimmen, müssen die Ergebnisse verifiziert werden. Eine analytische Lösung ist für die Erstarrung eines eindimensionalen, halbumendlichen Stabes mit konstanter Wandtemperatur ($T_{\text{wand}} < T_m$) bekannt (Kapitel 3.2). Dieses Modell wird in Comsol Multiphysics® mit einer Start- und einer Wandtemperatur von 310°C bzw. 290°C abgebildet. Die Darstellung der Halbumendlichkeit erfolgt über eine ausreichende Länge des Stabes sowie eine adiabate Randbedingung am anderen Ende. Der Stab gilt als ausreichend lang, wenn die dortige Randtemperatur am Ende des betrachteten Erstarrungsvorgangs keine Änderung erfahren hat und somit noch der Ausgangstemperatur T_{start} entspricht. Tabelle 3-2 gibt einen Überblick über die verschiedenen Parameter, die für die Modellverifizierung untersucht werden.

Tabelle 3-2: Parameterauswahl für Verifizierung des Simulationsmodells

Parameter	Formelzeichen	Einheit	Bandbreite
Speicherentladezeit	t_{aus}	h	1 / 4
Gittertyp	-	-	free triangle / <u>free quad</u>
Maximale Gittergröße	d_{grid}	m	0,01 / 0,005 / <u>0,0025</u> / 0,001
Maximale Zeitschrittweite	t_{step}	s	4 / <u>2</u> / 1 / 0,5
Zeitschrittwahl	-	-	Free / intermediate / <u>strict</u>
Schmelzintervall	ΔT_m	K	4 / 2 / <u>1</u> / 0,5

¹ Basierend auf Berechnungen des Wärmeübergangs in Dampferzeugern mit Hilfe der Software HTRI (Heat Transfer Research Inc.) [Bra14]

Die Zeitspanne des Erstarrungsvorgangs wird in Anlehnung an großtechnische Latentwärmespeicher auf eine und vier Stunden festgelegt. Daraus ergibt sich eine hinreichende Stablänge von 0,3 m, die in der gleichen Größenordnung wie die später betrachteten Geometrien liegt. Als Standardgittertyp wird in der Software Comsol Multiphysics® das *free quad* Gitter festgelegt, das aufgrund der höheren Ordnung der Elemente im Vergleich zum *free triangle* Gitter eine höhere Genauigkeit aufweist. Zur weiteren Verbesserung der Genauigkeit wird die Zeitschrittwahl auf den Modus *strict* eingestellt [Com14b].

Die Parameterstudien zeigen einen signifikanten Unterschied einzig für die Gittergröße d_{grid} . Für unterschiedliche Zeitschrittweiten und Schmelztemperaturintervalle ist nur ein vernachlässigbarer Einfluss erkennbar, so dass auf diese Darstellung verzichtet wird. Als Standardwerte für diese beiden Parameter werden die in Tabelle 3-2 unterstrichenen Werte benutzt. Diese Werte stellen einen guten Kompromiss aus Genauigkeit der Lösung und physikalischem Realverhalten¹ bei akzeptabler Rechenzeit dar.

In Abbildung 3-7 sind in blau und schwarz die analytischen Lösungen des Modells für den Zeitraum von 1 h bzw. 4 h abgebildet. Gut zu erkennen ist das unterschiedliche Temperaturverhalten in den einzelnen Phasen ober und unterhalb der Schmelztemperatur von 306 °C. Entsprechend dazu sind in rot bzw. grün die mit dem numerischen Modell berechneten Lösungen für verschiedene Gittergrößen dargestellt. Die numerischen Ergebnisse weichen vor allem für große Gittergrößen im Bereich des Phasenwechsels von der analytischen Lösung ab. Die maximale Abweichung ergibt sich für die größte Gittergröße von 0,01 m, sie beträgt 2 K bzw. 1,2 K für die beiden Zeiträume von 1 h bzw. 4 h. Ebenfalls für diese Gittergröße ist eine kleine Unstetigkeit der Lösung zu erkennen. Eine nur noch geringe Abweichung ist für maximale Gittergrößen von 0,0025 m und 0,001 m zu beobachten. Für diese Größen ist der maximale Fehler konstant und beträgt 0,45 K bzw. 0,27 K für die betrachteten Erstarrungszeiträume. Somit muss die Gittergröße für eine ausreichende Übereinstimmung der numerischen mit der analytischen Lösung auf $d_{\text{grid}} < 0,0025$ m gesetzt werden.

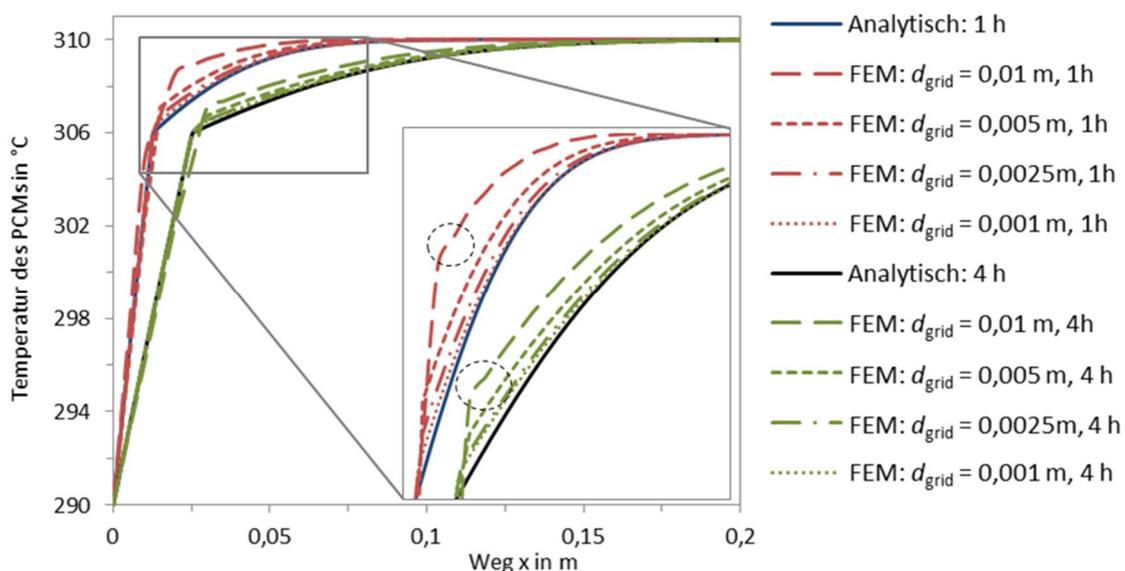


Abbildung 3-7: PCM Temperatur über der Stablänge für eine Ausspeicherzeit von einer und vier Stunden in Abhängigkeit von der Gittergröße d_{grid} – mit Vergrößerung des Phasenwechselbereichs und eingekreister Unstetigkeit

¹ Natriumnitrat besitzt einen exakten Schmelzpunkt und kein Schmelzintervall, so dass das Schmelzintervall möglichst klein zu wählen ist.

Der Diskretisierungsfehler des Modells ε in Abhängigkeit der Gittergröße d_{grid} ist definiert als die Differenz aus der analytischen Lösung¹ und der numerischen Lösung für eine bestimmte Gitterweite (Gl. 3-19). In Abbildung 3-8 ist dieser Fehler ε für die Ausspeicherzeit von 1 h über der Gittergröße aufgetragen. Die Ursprungsgerade bestätigt, dass der Fehler bei unendlich kleiner Gittergröße gegen Null und damit gegen die analytische Lösung konvergiert. Auch für eine Ausspeicherzeit von 4 h wird dieses Ergebnis bestätigt, so dass eine korrekte Funktionsweise des Simulationsmodells angenommen wird.

Darüber hinaus ist die Software bzw. ihre Vorgängerversion FEMLAB von verschiedenen Forschungsgruppen für ein- und zweidimensionale Phasenwechselprobleme benutzt und auch experimentell oder analytisch verifiziert worden [Mic09], [Ogo10], [Lam03]. Das entwickelte Simulationsmodell gilt somit als verifiziert und kann für zwei- und dreidimensionale Phasenwechselprobleme basierend auf der Wärmeleitung verwendet werden.

$$\varepsilon(d_{\text{grid}}) = |Q_{\text{num}}(d_{\text{grid}}) - Q_{\text{analytisch}}| \quad \text{Gl. 3-19}$$

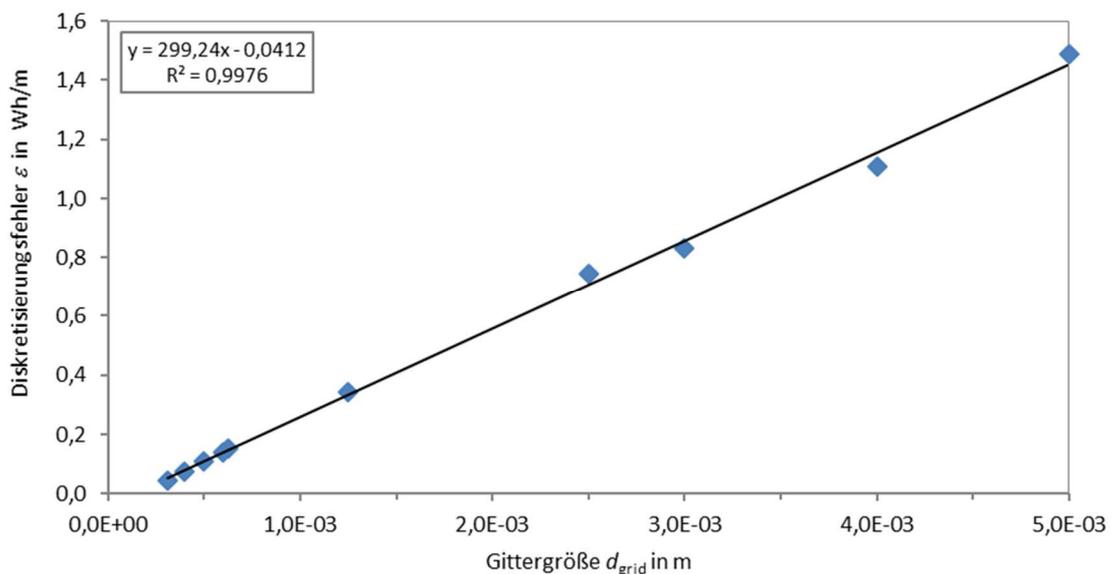


Abbildung 3-8: Diskretisierungsfehlers ε für $Q(t_{\text{aus}} = 1 \text{ h})$ über der Gittergröße d_{grid}

¹ Für einen zweidimensionalen Geometriequerschnitt ergibt sich die in einem Zeitraum ausgespeicherte Energie in Wh pro Meter Länge der Geometrie.

4 Techno-ökonomische Optimierung axialer Wärmeleitstrukturen

4.1 Fragestellung der Optimierung

Zur Optimierung axialer Wärmeübertragungsstrukturen in Latentwärmespeichern ergeben sich drei grundlegende Fragestellungen. Erstens gilt es zu untersuchen, ob axial berippte Rohre Vorteile gegenüber unberippten Rohren bieten. Zweitens ist zu klären, aus welchem Material die Rippen zu fertigen sind, falls berippte Rohre vorteilhafter als nicht-berippte Rohre sind. Drittens gilt es die beste Basisgeometrie eines einzelnen Rohres, also seine Symmetriegrenzen zu den benachbarten Rohren, zu bestimmen.

Die Verwendung berippter Rohre bedeutet einen zusätzlichen Material- und Fertigungsaufwand zur Herstellung der Rippen und deren Montage an das Rohr. Insbesondere bei der Verwendung unterschiedlicher Materialien für Rohr und Rippe ist der Montageaufwand im Gegensatz zum zusätzlichen Materialaufwand nicht zu vernachlässigen. Deshalb sind einfache und kostengünstige, unberippte Rohre mit berippten Rohren zu vergleichen.

Für die Herstellung der Rippen sind grundsätzlich Materialien mit guter Wärmeleitfähigkeit, niedrigen volumenspezifischen Kosten und ähnlichem thermischen Ausdehnungsverhalten wie das Rohrmaterial – Stahl – geeignet. Die thermische Ausdehnung ist relevant für die Herstellung eines dauerhaften Kontaktes zwischen Stahlrohr und Rippenmaterial sowohl bei Umgebungstemperaturen z.B. während der Montage als auch bei Betriebstemperaturen. Eine Vorauswahl möglicher Metalle und Metalllegierungen wird nach diesen Kriterien auf Aluminium und warmfesten Karbonstahl beschränkt, wobei Aluminium als Standardmaterial angesehen wird (Tabelle 8-2). Obwohl die volumenspezifischen Kosten um den Faktor 5,5 größer sind als die von Aluminium, bietet Karbonstahl den Vorteil, dass keine aufwändige Montage zweier sich thermisch unterschiedlich ausdehnender Metalle notwendig ist.

Die Basisgeometrie beschreibt die Symmetriegrenzen eines einzelnen berippten Rohres hin zu den benachbarten Rohren und wird durch die Art der Rohrteilung bestimmt. Die drei Basisgeometrien, die in dieser Arbeit untersucht werden, sind Sechsecke, Vierecke (Quadrate) und gleichseitige Dreiecke. Einzig diese Formen bieten die Möglichkeit eine dichte Rohrpackung ohne „Toträume“ zu erzeugen und somit Tankvolumen und Kosten durch inaktives PCM zu minimieren. Der wesentliche Parameter zur Beschreibung der Größe der Basisgeometrien ist der Rohrabstand y_{Rohr} . Dieser ist in Abbildung 4-1 anhand der Anordnung mehrerer Rohre für jede der drei Basisgeometrien dargestellt.

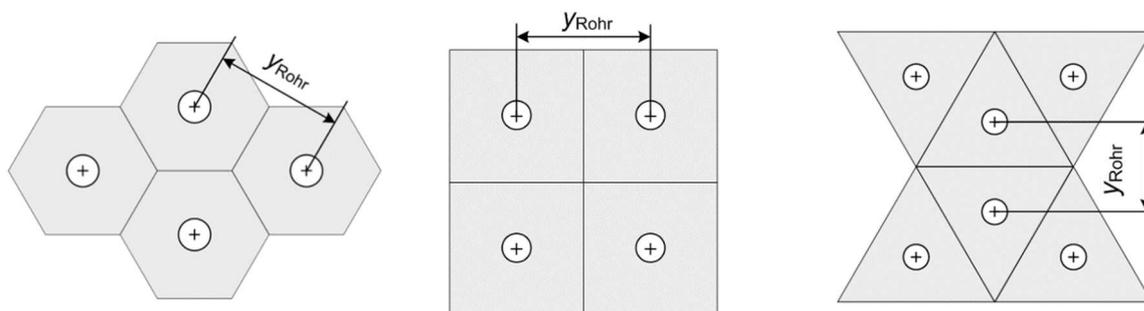
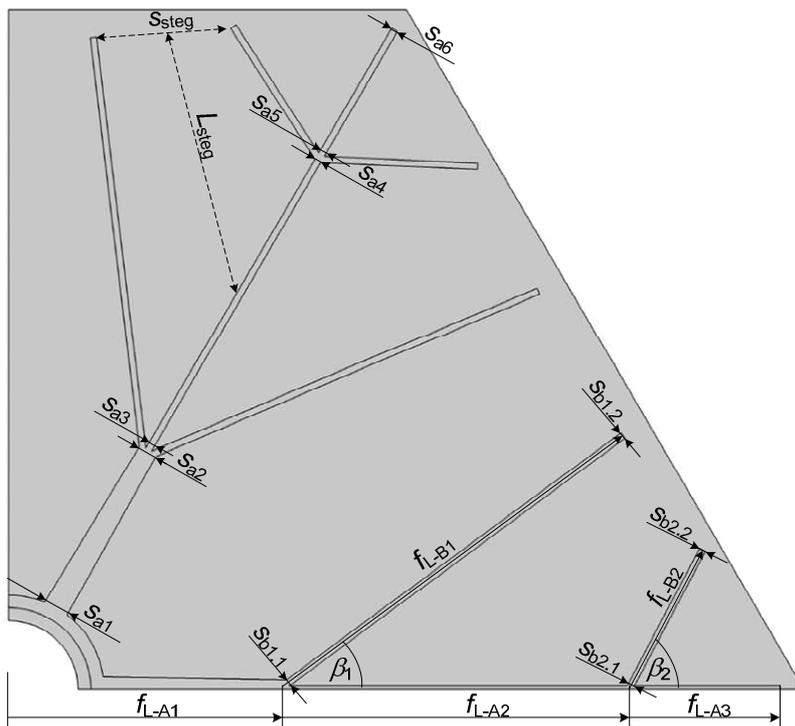


Abbildung 4-1: Schematische Darstellung der Rohranordnungen und Symmetriegrenzen in Abhängigkeit der Basisgeometrie – Sechsecke (links), Quadrate (Mitte) und gleichseitige Dreiecke (rechts) – und des jeweiligen Rohrabstandes y_{Rohr}

Sofern Rippen einen Vorteil gegenüber unberippten Rohren aufweisen, gilt es zusätzlich die optimale Form und Anzahl der Rippen, sowie deren optimale Positionierung zu bestimmen. Die Rippenform unterscheidet sich entsprechend der Dicken in rechteckige oder zum Ende hin schmaler werdende,

trapezförmige Rippen. Die Positionierung und die Unterverzweigungen sind in erster Näherung frei wählbar, da das Strangpressen von Aluminium im Hinblick auf die Geometrie große Freiheitsgrade ermöglicht. Lediglich die Stegbreite an der Wurzel (s_{Steg}) bezogen auf die Steglänge (L_{Steg}) darf bestimmte Größen nicht unterschreiten, da diese Stege im Negativ (Pressform) beim Pressen abbrechen können. Gemäß Abbildung 4-2 wird zwischen Hauptrippen A, a und von den Hauptrippen abgehenden Nebenrippen B, b unterschieden. Alle Längenangaben werden als Faktor bezogen auf die jeweilige maximal mögliche Länge innerhalb der Basisgeometrie angegeben. Auf diese Weise kann ein Profil mit bestimmten Winkel- und Längenparametern auf einfache Art und Weise mit der Größe der Basisgeometrie (y_{Rohr}) skaliert werden.



Parameter	Beschreibung
f_{L-A1} , f_{L-A2}	Längenfaktor Hauptrippe bis Verzweigung 1 bzw. 2
f_{L-A3}	Längenfaktor Hauptrippe bis Rippenende
f_{L-B1} , f_{L-B2}	Längenfaktor der Nebenrippen 1 & 2
β_1, β_2	Versatzwinkel der Nebenrippen 1 & 2
s_{a1} - s_{a6}	Rippenstärken der Hauptrippe
$s_{b1.1}$ - $s_{b1.2}$	Rippenstärken der Nebenrippe 1
$s_{b2.1}$ - $s_{b2.2}$	Rippenstärken der Nebenrippe 2
L_{steg}	Steglänge der Pressform
s_{steg}	Stegbreite der Pressform

Abbildung 4-2: Exemplarische Rippenprofilardarstellung mit Geometrieparametern

4.2 Methodik der Optimierung

4.2.1 Profilklassen

Tabelle 4-1 zeigt eine Übersicht über alle untersuchten Profilklassen, die in Kapitel 4.3 und im Anhang in Kapitel 8.3 grafisch präsentiert werden. Der Übersichtlichkeit halber werden gleiche Wärmeübertragungsstrukturen in Profilklassen zusammengefasst. Für jede Profilkategorie wird später ein Optimum bestimmt, um die einzelnen Profilklassen miteinander vergleichen zu können.

Das eingeführte Benennungsschema wird beispielhaft an der Klasse 6A1.1 erläutert. Die erste Ziffer gibt die Art der Basisgeometrie gemäß der Anzahl der Ecken an. Der folgende Buchstabe kennzeichnet die Grundstruktur der Rippe – eckige Rippen (A) oder spiralförmige Rippen (B), wobei die Klassen der unberippten Rohre ebenfalls die Kennzeichnung „A“ tragen. Die zweite Ziffer nennt weitere Unterklassen. Hierbei werden gleiche Profilgeometrien zusammengefasst. Letzte, feine Unterscheidungen innerhalb einer Unterklasse wie z.B. ein anderes Rippenmaterial oder eine zusätzliche Nebenrippe werden mit Hilfe der letzten Ziffer dargestellt.

Tabelle 4-1: Übersicht Profilklassen

Bezeichnung	Sechseck ($x = 6$)	Quadrat ($x = 4$)	Dreieck ($x = 3$)
xA0	Rohr ohne Rippen		
xA1.1	Sternförmiges Rippenprofil mit 6 Hauptrippen (Alu)	Sternförmiges Rippenprofil mit 4 Hauptrippen (Alu)	Sternförmiges Rippenprofil mit 3 Hauptrippen (Alu)
xA1.2	Sternförmiges Rippenprofil mit 6 Hauptrippen (Stahl)	Sternförmiges Rippenprofil mit 4 Hauptrippen (Stahl)	Sternförmiges Rippenprofil mit 3 Hauptrippen (Stahl)
xA2.1	Sternförmiges Rippenprofil mit 12 Hauptrippen (Alu)	Sternförmiges Rippenprofil mit 8 Hauptrippen (Alu)	Sternförmiges Rippenprofil mit 6 Hauptrippen (Alu)
xA2.2	Sternförmiges Rippenprofil mit 12 Hauptrippen (Stahl)	Sternförmiges Rippenprofil mit 8 Hauptrippen (Stahl)	Sternförmiges Rippenprofil mit 6 Hauptrippen (Stahl)
xA3.1	4 Hauptrippen mit je einer Nebenrippe (Alu)	4 Hauptrippen mit je 2 Nebenrippen	-
xA3.2	4 Hauptrippen mit je zwei Nebenrippen (Alu)	-	-
xA4.1	6 Hauptrippen mit je einer Nebenrippe (Alu)	8 Hauptrippen mit 1-2 Nebenrippen	-
xA4.2	6 Hauptrippen mit je zwei Nebenrippen (Alu)	-	-
xA4.3	6 Hauptrippen mit je drei Nebenrippen (Alu)	-	-
xA5.1	8 Hauptrippen mit & ohne Nebenrippen (Alu)	-	-
xA6.1	12 Hauptrippen mit je einer Nebenrippe (Alu)	-	-
6B1.1	6 spiralförmige Hauptrippen (Alu)	-	-
6B2.1	12 spiralförmige Hauptrippen (Alu)	-	-

4.2.2 Optimierungskriterium: spezifische Produktkosten

Zum quantitativen Vergleich einzelner Wärmeübertragungsstrukturen innerhalb einer Profilkategorie und über verschiedene Profilkategorien hinaus wird das Optimierungskriterium der spezifischen Produktkosten C_{Produkt} eingeführt. Mit diesem Parameter werden die spezifischen Herstellungskosten eines berippten Rohres für einen Latentwärmespeicher bezogen auf die innerhalb einer Zeitspanne ausgespeicherte Energie bewertet.

Die Herstellungskosten umfassen zum einen die Materialkosten des Stahlrohrs aus warmfestem Karbonstahl, die Kosten des Rippenmaterials und die des PCMs. Zum anderen sind in den Fertigungskosten das berippte Rohr mit den Strangpresskosten des Rippenprofils, die Montage der Rippen mit dem Stahlrohr sowie das Verschweißen des Rohres mit dem oberen und unteren Sammler des Wärmeträgermediums enthalten (Gl. 4-1).

Für die Montage der Rippenprofile mit dem Stahlrohr wird das System der Klammerverbindung zugrunde gelegt [Lai13]. Allerdings werden aufgrund der geringen Materialmengen weder der zusätzliche Materialaufwand der Klammernasen (vgl. Abbildung 2-8 a) und b)) noch die Klammern selbst in der Geometrie des Simulationsmodells berücksichtigt (vgl. Abbildung 4-2). Für das Strangpressen wird angenommen, dass zwei Halbprofile pro Rohr benötigt werden. Außerdem sind die Fertigungskosten gewichtsabhängig. Die spezifischen Fertigungskosten betragen 3 €/kg für leichte Profile mit einem längenspezifischen Gewicht m^* bis 1 kg/m, während schwere Profile ab 8 kg/m nur noch 2 €/kg kosten [Hac14]. Die Kosten für Profile mit einem spezifischen Gewicht zwischen 1 kg/m und 8 kg/m werden gemäß [Hac14] mittels einer linearen Funktion zwischen den beiden Datenpunkten bestimmt (Gl. 4-2). Alle Kostenannahmen sind Angaben für den Fall einer Serienfertigung von 5 000 – 10 000 Rohren pro Anlage für die Herstellung mindestens einer kommerziellen Großanlage pro Jahr (Tabelle 4-2).

Die ausgespeicherte Energie Q_{aus} wird mittels der Rohrlänge L_{Rohr} und der integrierten Wärmestromdichte \dot{q}_{Rohr} bestimmt, die während der Ausspeicherphase über die Rohrinneenseite aus dem System tritt (Gl. 4-3). Die Wärmestromdichte wiederum wird als Ergebnis des numerischen Simulationsmodells (vgl. Kapitel 3.3) für eine spezifische Wärmeübertragungsstruktur ausgegeben. Unter der Annahme eines großtechnischen Maßstabs und dem Einsatz in solarthermischen Kraftwerken wird die Rohrlänge des Latentwärmespeichers zu 15 m und die Ausspeicherzeit t_{aus} zu acht Stunden angenommen.

$$C_{\text{Produkt}} = \frac{\sum C_{\text{Material}} + \sum C_{\text{Fertigung}}}{Q_{\text{aus}}} \quad \text{Gl. 4-1}$$

$$C_{\text{Strangpress}} \left[\frac{\text{€}}{\text{kg}} \right] = \begin{cases} 3 & m^* \leq 1 \text{ kg/m} \\ -1/7 \cdot m^* + 3,143 & \text{für } 1 \text{ kg/m} < m^* < 8 \text{ kg/m} \\ 2 & 8 \text{ kg/m} \leq m^* \end{cases} \quad \text{Gl. 4-2}$$

$$Q_{\text{aus}} = L_{\text{Rohr}} \cdot \int_{t=0}^{t=t_{\text{aus}}} \dot{q}_{\text{Rohr}} \cdot dt \quad \text{Gl. 4-3}$$

Tabelle 4-2: Herstellungskosten eines berippten Rohres sowie gewählte Parameter zur Berechnung der ausgespeicherten

Energie Q_{aus}			
Parameter	Einheit	Wert	Referenz
Stahlrohr	€/kg	3	[Ehe14]
Aluminium	€/kg	2	[LME15]
Strangpressen des Rippenprofils pro Halbprofil	€/kg	2 – 3	[Hac14]
Verbindung Rohr-Rippe	€/m	7,5	[Hac14]
PCM	€/kg	0,7	[Lai09] ¹
Schweißen	€/Rohr	100	[Rei14]
Annahmen zur Berechnung der ausgespeicherten Energie			
Rohrlänge L_{Rohr}	m	15	-
Ausspeicherzeit t_{aus}	h	8	-

4.2.3 Optimierungsprozedur

Für jede Profilkategorie werden in Abhängigkeit ihrer Geometrie die freien Parameter und der zu untersuchende Wertebereich festgelegt. Diese Parameter sind die Basisgeometriegröße y_{Rohr} und für die berippten Profile zusätzlich die Positionen, die Längen und die Stärken der einzelnen Rippen. Innerhalb jeder Profilkategorie werden die einzelnen Profile gemäß den möglichen Parameterkombinationen aufgestellt und deren spezifische Produktkosten berechnet. Durch Vergleich der spezifischen Produktkosten wird das jeweilige Klassenoptimum bestimmt und mit den anderen Klassenoptima verglichen. Die detaillierten Vorgehensweisen zur Bestimmung der Optima der einzelnen Profilkategorien werden im nächsten Kapitel (4.3) zusammen mit den Ergebnissen präsentiert. Zusätzlich zu den spezifischen Produktkosten wird der energetische Nutzungsgrad der Speicherkapazität η_Q eingeführt [Maw08] und für jedes Profil berechnet. Dieser bezieht die ausgespeicherte Wärme innerhalb der vorgegebenen Zeit $Q(t_{\text{aus}})$ auf die maximal verfügbare Wärme des PCMs Q_{max} . Zur Berechnung des Nutzungsgrads wird das Verhältnis aus der im betrachteten Zeitraum ausgespeicherten Energie zur maximal in einer Basisgeometrie verfügbaren Energie gebildet (Gl. 4-4).

$$\eta_Q = \frac{Q(t_{\text{aus}})}{Q_{\text{max}}} \quad \text{Gl. 4-4}$$

¹ Laing et al. [Lai09] geben 0,462 \$/kg an, die mit vertraulichen Daten von Verkäufern gemittelt werden.

4.3 Ergebnisse der Optimierung und Diskussion

4.3.1 Unberippte Rohre

Die einfachste Form der Wärmeübertragungsstruktur sind Rohre ohne jegliche Rippen, die in den Klassen 6A0, 4A0 und 3A0 zusammengefasst sind (Abbildung 4-3). Die spezifischen Produktkosten gemäß Kapitel 4.2.2 sind einzig von der Größe der Basisgeometrie y_{Rohr} abhängig. Diese werden in 5 mm Schritten und um das Optimum in 2,5 mm Schritten variiert.

In Abbildung 4-4 sind die spezifischen Produktkosten der Klasse 6A0 über dem energetischen Nutzungsgrad aufgetragen. Der energetische Nutzungsgrad entspricht hierbei jeweils einer bestimmten Größe der Basisgeometrie, die in der Legende angegeben ist. Die niedrigsten Produktkosten ergeben sich zu 40,9 €/kWh_{th} für einen Rohrabstand von 70 mm entsprechend einem energetischen Nutzungsgrad von 95,4 %.

Ähnliche Ergebnisse zeigen die Klasse 4A0 mit leicht höheren spezifischen Produktkosten von 42,2 €/kWh_{th} bei einem energetischen Nutzungsgrad von 92,8 % und 65 mm Rohrabstand sowie die Klasse 3A0 mit 45,8 €/kWh_{th} bei $\eta_Q = 79,3\%$ und $y_{\text{Rohr}} = 60$ mm (Tabelle 4-4 auf Seite 51 sowie Abbildung 8-1 und Abbildung 8-3). Diese Reihenfolge kann auf die gute, mittlere und schwache geometrische Ähnlichkeit der sechseckigen, viereckigen und respektive dreieckigen Basisgeometrie zur idealen kreisförmigen Basisgeometrie zurückgeführt werden.

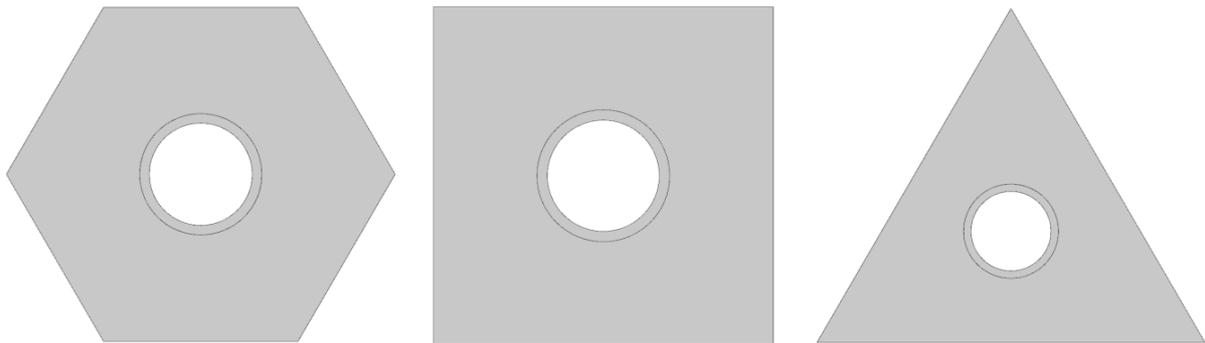


Abbildung 4-3: Schematische Darstellung der Geometrie der Profilklassen 6A0 (links), 4A0 (Mitte), 3A0 (rechts)

Eine Analyse der Einzelkostenanteile der spezifischen Produktkosten zeigt zwei gegenläufige Trends, die das Optimum ergeben. Einerseits sinken die spezifischen Rohrmaterial- und Schweißkosten mit größer werdender Basisgeometrie, andererseits steigen die spezifischen PCM Kosten aufgrund des niedrigeren energetischen Nutzungsgrades.

Die spezifischen Rohrmaterialkosten sinken mit größer werdender Basisgeometrie, da aufgrund des quadratischen Zusammenhangs zwischen Rohrabstand und der PCM-Querschnittsfläche mehr Energie zur Verfügung steht. Dieser Kostenanteil der sechseckigen Basisgeometrie liegt für kleine Rohrabstände von 55 mm bei knapp 27 %, im Klassenoptimum bei 23 % und sinkt für $y_{\text{Rohr}} = 90$ mm auf 18,4 %.

Ebenso sinken die spezifischen Schweißkosten von 51,5 % auf 35,4 %, da zur Bereitstellung einer bestimmten Energie weniger Rohre benötigt werden. Der Schweißkostenanteil stellt insb. für kleine Basisgeometrien bis 75 mm den Großteil der anfallenden Kosten dar. Die Signifikanz dieser Einzelkosten bestätigt auch ein Vergleich der benötigten Rohranzahlen. Bei 55 mm Rohrabstand wird

mit 129.000 Rohren¹ ungefähr die dreifache Menge wie bei einer Geometrie mit 90 mm Rohrabstand benötigt.

Im Gegensatz dazu nehmen die spezifischen Kosten des PCM's mit größer werdenden Rohrabständen zu und erreichen Anteile von 21,8 % für 55 mm Rohrabstand bis 46,2 % für 90 mm Rohrabstand. Dies wird vor allem durch die größeren Wegstrecken, durch die die Wärme geleitet werden muss, und die dadurch kleineren Übertragungsleistungen hervorgerufen. Mit den kleineren Leistungen bei einer größeren maximal verfügbaren Wärme sinkt der energetische Nutzungsgrad, weshalb der spezifische Produktkostenanteil des PCM's signifikant ansteigt. Die prozentuale Aufteilung der Einzelkosten an den Gesamtkosten ist für die untersuchten Rohrabstände der Klasse 6A0 in Abbildung 4-5 dargestellt. Das beschriebene grundlegende Trendverhalten gilt auch für die Produktklassen 4A0 und 3A0, deren Einzelkostenaufteilung in Kapitel 8.3.1 dargestellt sind.

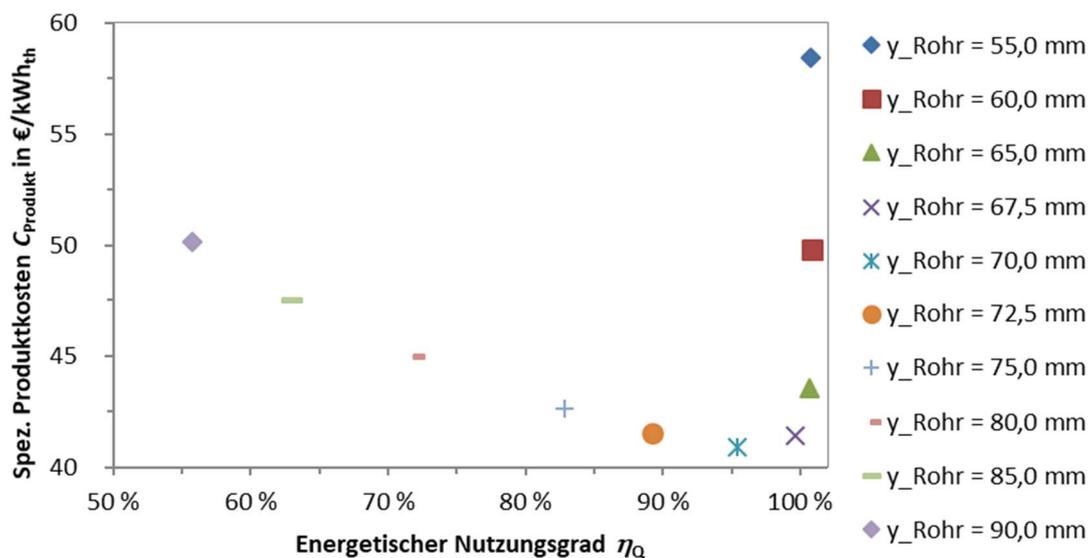


Abbildung 4-4: Spezifischen Produktkosten über dem energetischen Nutzungsgrad η_Q bzw. dem Rohrabstand y_{Rohr} – Profilkategorie 6A0

¹ Für eine Speicherkapazität von 425 MWh_{th}

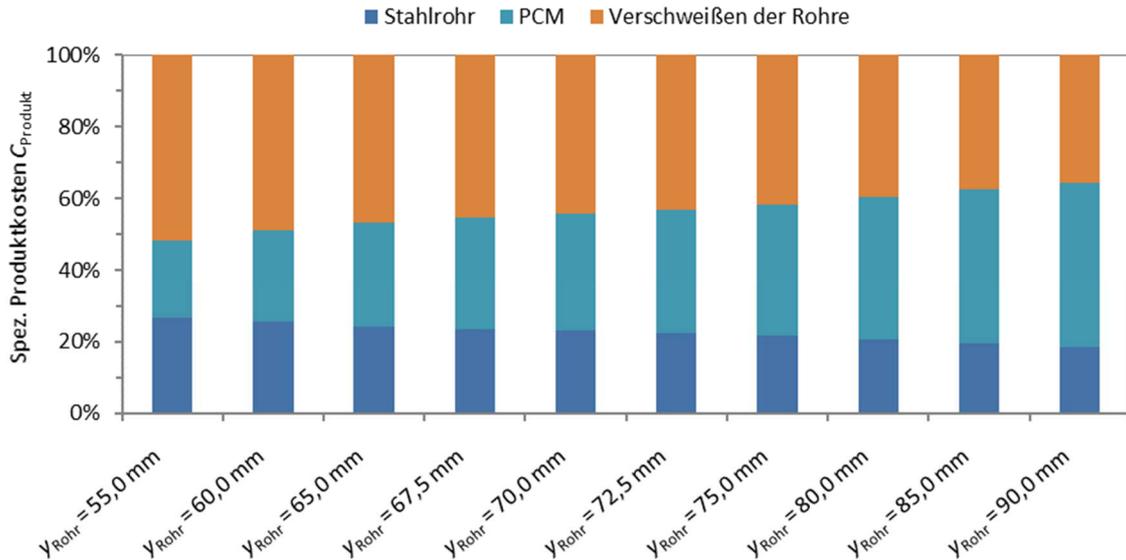


Abbildung 4-5: Einzelkostendarstellung der spezifischen Produktkosten für unterschiedliche Rohrabstände y_{Rohr} – Profilkategorie 6A0

Die Berechnung der Ergebnisse unterliegt im Wesentlichen zwei Fehlereffekten. Zum einen tritt durch die Verwendung einer mittleren Gittergröße im Simulationsmodell ein Diskretisierungsfehler auf (vgl. Kapitel 3.3.2). Zum anderen streut die Lösung in gewissen Bandbreiten hervorgerufen durch numerische Fehler¹ sowie durch die eingestellten Fehlertoleranzen.

Die Analyse des Diskretisierungsfehlers in Kapitel 3 hat eine Konvergenz des Fehlers für kleinste Gittergrößen gegen die analytische Lösung bestätigt. Aufgrund der fehlenden analytischen Lösung² (vgl. Gl. 3-19) wird stattdessen die numerische Lösung der kleinstmöglichen³ Gittergröße eingesetzt. Außerdem wird der Diskretisierungsfehler direkt auf die spezifischen Produktkosten bezogen. Die Darstellung des Fehlers über der Gittergröße bestätigt den gegen Null konvergierenden Fehler (Anhang: Abbildung 8-5) und ergibt eine Abweichung von $-0,04 \text{ €/kWh}_{\text{th}}$ für die verwendete Gittergröße von $0,5 \text{ mm}$. Die spezifischen Produktkosten betragen $40,91 \text{ €/kWh}_{\text{th}}$ während die Kosten der minimalen Gittergröße von $0,1 \text{ mm}$ bei $40,95 \text{ €/kWh}_{\text{th}}$ liegen.

Eine ähnliche Ungenauigkeit von $\pm 0,01 \text{ €/kWh}_{\text{th}}$ zeigt eine Analyse des numerischen Fehlers, der durch die 15-fache Wiederholung der Simulation abgeschätzt wird. Der gesamte Fehler beträgt maximal $-0,05 \text{ €/kWh}_{\text{th}}$ und ist kleiner $0,5 \%$.

Eine Sensitivitätsanalyse der Eingangsparameter des Stahlrohrpreises, der Kosten des PCMs, der Schweißkosten sowie der Rohrlänge jeweils von -80% bis $+120 \%$ ergibt keine Änderung der Ergebnisse untereinander⁴. Die beste Geometrie in der Klasse 6A0 ergibt sich weiterhin für $y_{\text{Rohr}} = 70 \text{ mm}$. Zum anderen beträgt die maximale Abweichung der spezifischen Produktkosten $-3,6 \text{ €/kWh}_{\text{th}}$ ($-8,8 \%$) für 20% niedrigere Schweißkosten sowie $+4,5 \text{ €/kWh}_{\text{th}}$ ($+111 \%$) für ein 20% kürzeres Rohr. Die einzelnen Sensitivitäten der spezifischen Produktkosten in Abhängigkeit der vier genannten Eingangsparameter innerhalb des Änderungsbereichs von -80% bis $+120 \%$ sind in Abbildung 4-6 präsentiert.

¹ Abbruch- und Rundungsfehler

² Für komplexe 2-D Modelle ist diese nicht mehr bestimmbar (vgl. Kapitel 3)

³ Die kleinstmögliche einstellbare Gittergröße, für die die Lösung des Simulationsmodells möglich war

⁴ Eine Änderung des Optimums hin zu einem anderen Rohrabstand erfolgt erst bei stark geänderten Kostenannahmen mit Abweichungen unterhalb -50% und oberhalb $+200 \%$ für die einzelnen Eingangsparameter.

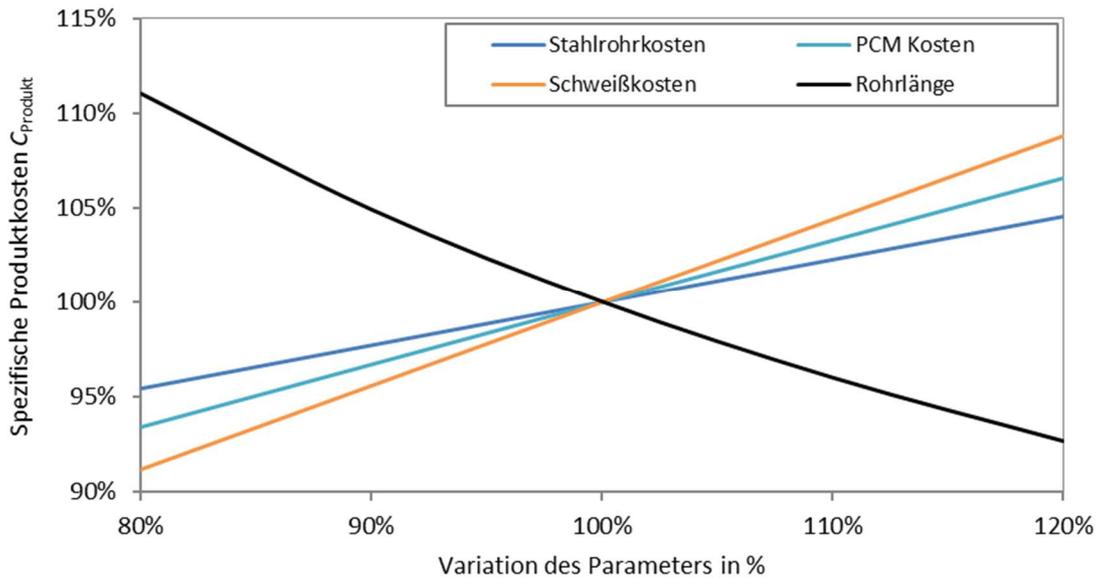


Abbildung 4-6: Sensitivitätsanalyse der Einzelkosten und der Rohrlänge für das Profilklassenoptimum mit einem Rohrabstand $y_{\text{Rohr}} = 70 \text{ mm}$ – Profilkategorie 6A0

4.3.2 Sternförmige Rippenprofile

Zu den sternförmigen Rippenprofilen zählen gemäß Tabelle 4-1 die Klassen xA1.1 und xA2.1 mit Aluminiumrippen sowie xA1.2 und xA2.2 mit Stahlrippen. Zusätzlich zum Rohrabstand y_{Rohr} müssen nun auch die Rippenlänge anhand des Längenfaktors f_{L-A1} sowie die Rippenstärken s_{a1} und s_{a2} an Rippenfuß und Rippenende optimiert werden (vgl. Abbildung 4-2).

Zuerst wird der optimale Längenfaktor f_{L-A1} der Rippen bestimmt. Ist $f_{L-A1} = 1$, hat die Rippe die maximal mögliche Länge innerhalb der Basisgeometrie (vgl. Abbildung 4-2). Zum Vergleich der Längenfaktoren von 0,75 bis 0,90 in 0,05er Schritten wird für jeden Faktor das Produktkostenminimum in Abhängigkeit der Größe der Basisgeometrie y_{Rohr} bestimmt. Die Rippenform wird dafür als trapezförmig mit folgenden Randbedingungen angenommen. Die kleinstmögliche Rippenstärke am Ende der Rippen beträgt aus fertigungstechnischen Gründen 1 mm, es gilt $s_{a2} = 1 \text{ mm}$. Um größere Wärmeströme am Rippenfuß bei gleichzeitig effizientem Materialeinsatz zu ermöglichen, wird die Stärke am Rippenfuß auf 2 mm gesetzt ($s_{a1} = 2 \text{ mm}$).

Basierend auf dem optimalen Rippenlängenfaktor wird die Annahme der Rippenstärken durch einen Vergleich verschiedener Rippenstärken ebenfalls in Abhängigkeit des Rohrabstandes geprüft. Das absolute Optimum der jeweiligen Profilkategorie ist somit bestimmt.

Profilkategorie xA1.1

Die Rippengeometrien der Klassen xA1.1 mit Aluminiumrippen sind in Abbildung 4-7 dargestellt. Der Vergleich der einzelnen Kostenminima dieser Klassen zeigt zum einen niedrigste spezifische Produktkosten für Längenfaktoren von 0,90 bzw. 0,85 und 0,80 für sechs-, vier- und dreieckige Basisgeometrien. Die jeweils niedrigsten spezifischen Produktkosten für die Längenfaktoren von 0,75 bis 0,90 sind für die drei Profilkategorie 6A1.1, 4A1.1 und 3A1.1 in Abbildung 4-8 präsentiert. Zum anderen lässt sich auch wie bei den nicht-berippten Rohren erkennen, dass die sechseckige Basisgeometrie mit $30,7 \text{ €/kWh}_{\text{th}}$ die niedrigsten spezifischen Produktkosten aufweist, gefolgt von der viereckigen sowie der dreieckigen Basisgeometrie. Der energetische Nutzungsgrad der drei Minima liegt jedoch mit 89,6 % für 6A1.1, 83,2 % für 4A1.1 und 84,4 % für 3A1.1 teilweise etwas niedriger als bei den unberippten Rohren.

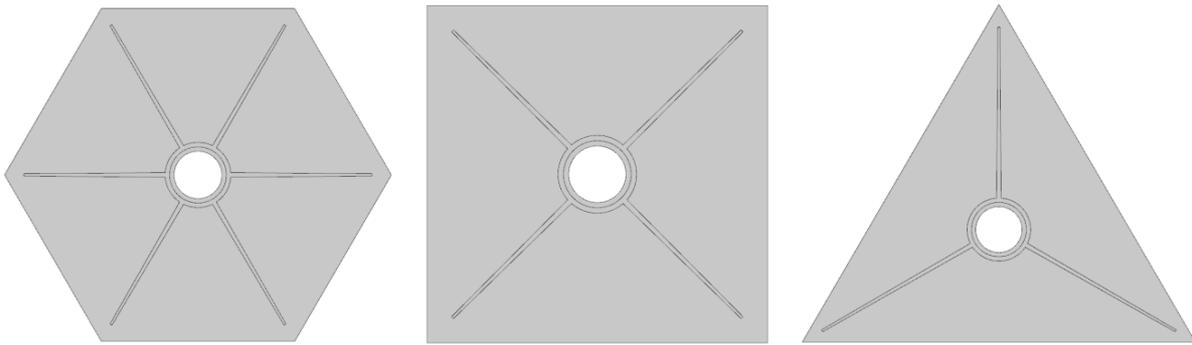


Abbildung 4-7: Schematische Darstellung der Geometrie der Profilklassen 6A1.y (links), 4A1.y (Mitte), 3A1.y (rechts)

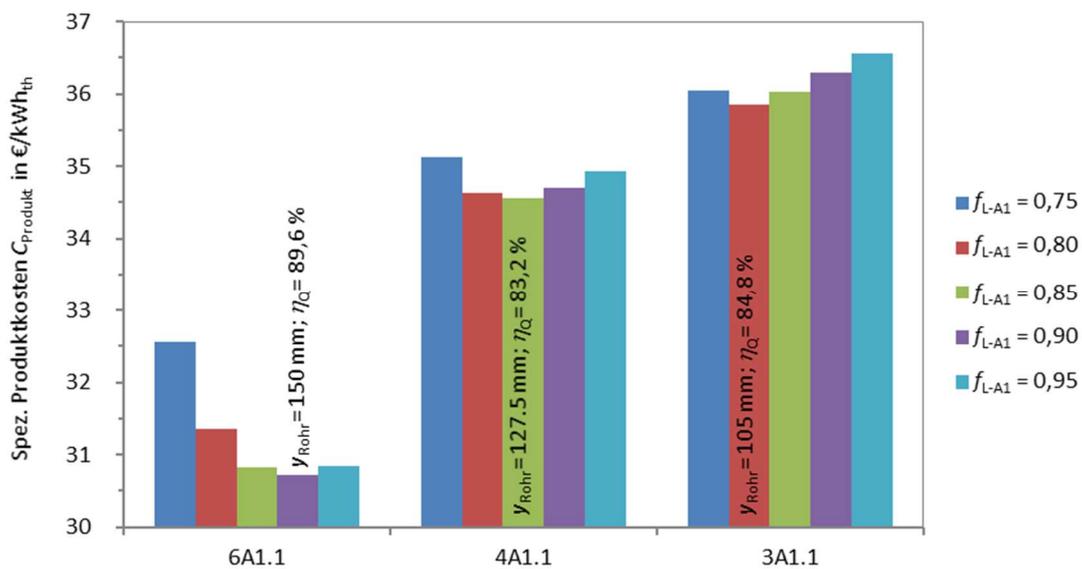


Abbildung 4-8: Spezifische Produktkosten für verschiedene Rippenlängenfaktoren f_{LA1} und Basisgeometrien – Profilklassen xA1.1

Der Vergleich der Teiloptima für verschiedene Rippenstärken von $s_{a1} \in [1; 4]$ und $s_{a2} \in [1; 3]$ bestätigt die eingangs getroffenen Annahmen. Niedrigste spezifische Produktkosten ergeben sich in den Profilklassen xA1.1 für dünne trapezförmig zulaufende Rippen mit $s_{a1} = 2$ und $s_{a2} = 1$. Die Ergebnisse für verschiedene Rippenstärken belegen, dass je größer und trapezförmiger die Rippen werden, desto größer werden die spezifischen Produktkosten. Außerdem ist erkennbar, dass rechteckige Rippen im Vergleich zu trapezförmigen ($s_{a1}/s_{a2} = 2/1$ vs. $2/2$ sowie $s_{a1}/s_{a2} = 3/1$ vs. $3/3$) die höchsten Kosten verursachen und somit nicht vorteilhaft sind. Diese Ergebnisse für verschiedene Rippenstärken sind in Abbildung 4-9 für alle drei Basisgeometrien dargestellt. Die finalen Klassenoptima sowie deren Detailergebnisse sind in Tabelle 4-4 auf S. 51 gelistet.

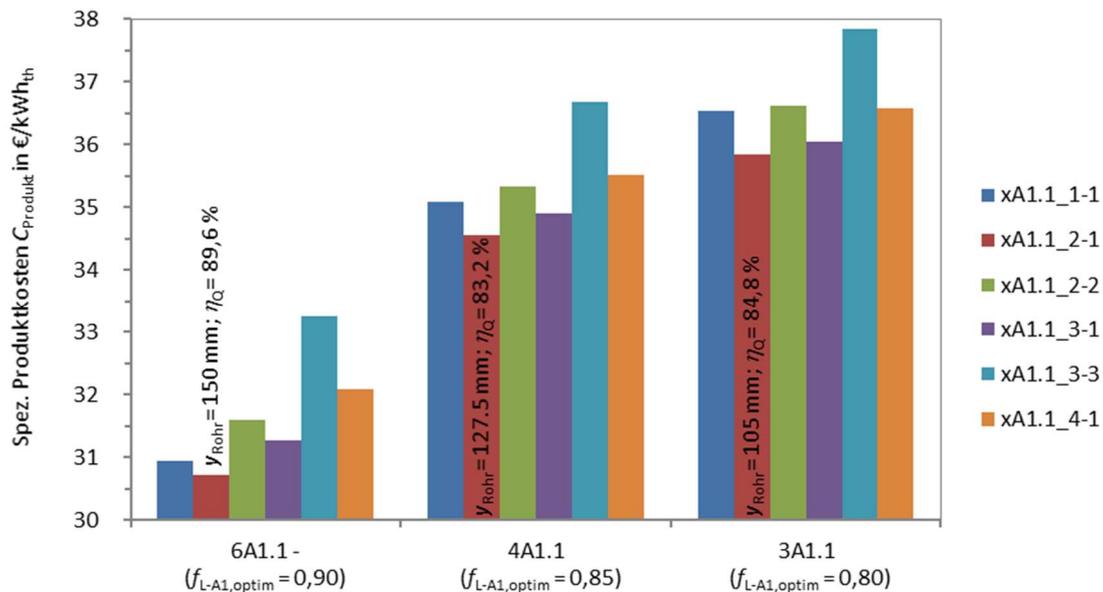


Abbildung 4-9: Spezifische Produktkosten für verschiedene Rippenstärken s_{a1} und s_{a2} und Basisgeometrien – Profilklassen xA1.1¹

Die wesentliche Ursache niedrigster Produktkosten für dünne, trapezförmige Rippen sind die mit größer werdenden Rippen stark steigenden Kosten für das Rippenmaterial und das Strangpressen. Diese Kosten können nicht durch die nur geringe Erhöhung der ausgespeicherten Energie kompensiert werden, die sich aufgrund einer geringfügig größer werdenden optimalen Basisgeometrie ergibt. Im Vergleich der volumetrisch kleinsten Rippen ($s_{a1} = s_{a2} = 1$ mm) mit den volumetrisch größten Rippen ($s_{a1} = s_{a2} = 3$ mm) mit einem dreifachen Materialaufwand verdoppeln sich die spezifischen Einzelkosten für das Rippenmaterial und Strangpressen. Zusammen stellen sie nach den Kosten des PCMs den zweitgrößten Anteil dar. Die Kosten des PCMs bleiben bei größer werdenden Rippenstärken und damit größer werdender optimaler Basisgeometrie aufgrund der ebenfalls steigenden ausgespeicherten Energie nahezu konstant. Im Gegensatz dazu sinken die Kosten für die Rohre, für das Verschweißen dieser und für das Verbinden von Rohr und Rippe nur leicht und können den starken Kostenanstieg des Rippenmaterials und der -fertigung nicht ausgleichen. Die Einzelkostenaufteilung ist exemplarisch für die Profilkategorie 6A1.1 und deren Teiloptima der unterschiedlichen Rippenstärkeparameter in Abbildung 4-10 sowie in Tabelle 4-3 präsentiert. Diese Ergebnisse gelten in gleichem Maße für die Profilklassen 4A1.1 und 3A1.1, deren Einzelkostenaufteilung im Anhang in Kapitel 8.3.2 dargestellt ist.

¹ Die beiden Ziffern nach der Profilklassenbezeichnung in der Legende geben die beiden Parameter s_{a1} und s_{a2} an.

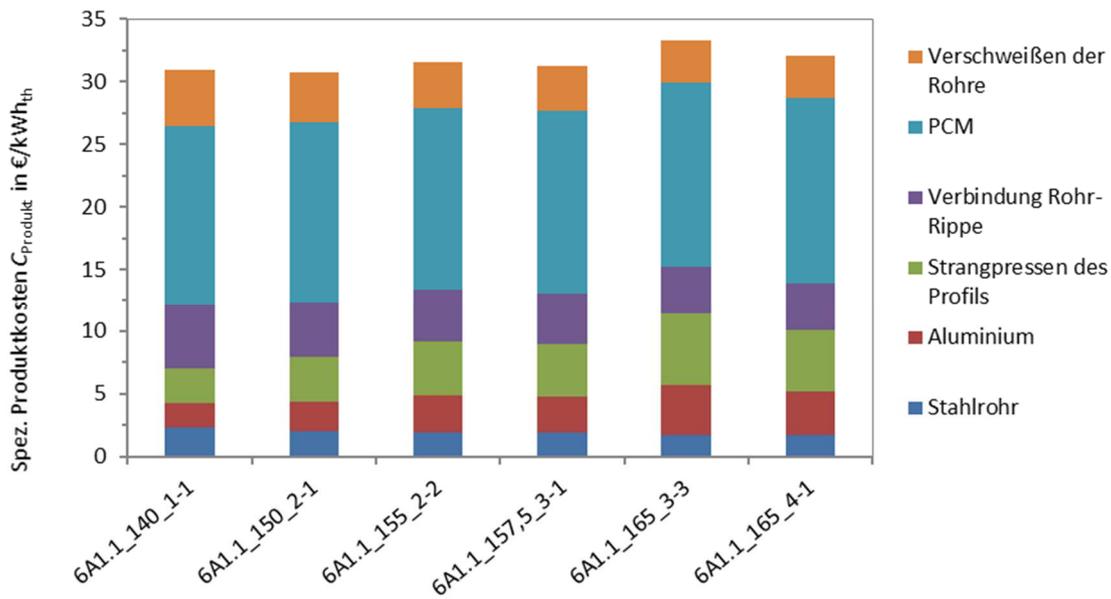


Abbildung 4-10: Aufteilung der spezifischen Produktkostenaufteilung für verschiedene Rippenstärken – Profilklasse 6A1.1 für $f_{LA1,optim} = 0,90$

Tabelle 4-3: Produktkostenaufteilung für verschiedene Rippenstärken s_{a1} und s_{a2} ¹ – Profilklasse 6A1.1

Spez. Kostenanteile in €/kWh _{th}	6A1.1 140 mm 1-1	6A1.1 150 mm 2-1	6A1.1 155 mm 2-2	6A1.1 165 mm 3-1	6A1.1 165 mm 3-3	6A1.1 165 mm 4-1
Rippenmaterial & Strangpressen	4,7	5,9	7,2	7,1	9,7	8,3
PCM- Kosten	14,3	14,4	14,5	14,6	14,7	14,8
Stahlrohr, Verschweißen, Rohr-Rippe-Verbindung	11,9	10,4	9,9	9,6	8,9	9,0
Gesamtkosten d. Profils	30,9	30,7	31,6	31,3	33,3	32,1

Die Fehlerbetrachtung wird gemäß Kapitel 4.3.1 durchgeführt. Für kleinste Gittergrößen von 0,2 mm² konvergieren die spezifischen Produktkosten für die optimale Geometrie der Klasse 6A1.1 gegen 30,73 €/kWh_{th}. Der Diskretisierungsfehler bezogen auf die spez. Produktkosten beträgt bei der verwendeten Gittergröße von 1 mm lediglich -0,01 €/kWh_{th}. Zusammen mit dem numerischen Fehler ergibt sich ein Gesamtfehler von maximal -0,03 €/kWh_{th}. Dieser Fehler ist mit einem Anteil kleiner 0,5 % für diese und alle weiteren in diesem Teilkapitel untersuchten Profilklassen vernachlässigbar.

Für die optimale Geometrie mit $y_{Rohr} = 150$ mm und $s_{a1} = 2$ mm und $s_{a2} = 1$ mm ergibt die Sensitivitätsanalyse lediglich eine starke Abhängigkeit von den Kosten des PCMs. Begründet wird dies durch den großen Kostenanteil des PCMs an den Gesamtkosten. Dieser Anteil beträgt 47,5 %, während alle weiteren Kostenanteile nur zwischen 5 % und 15 % liegen (vgl. Abbildung 4-10). Damit ändern sich die Gesamtkosten um maximal $\pm 2,9$ €/kWh_{th} ($\pm 9,4$ %) bei einer Änderung der PCM-Kosten um ± 20 %. Alle übrigen Kostenänderungen liegen im Bereich von $\pm 0,4$ €/kWh_{th} ($\pm 1,3$ %) bis +1,0 €/kWh_{th} (+3,2 %) und -0,9 €/kWh_{th} (-2,9 %) (vgl. Abbildung 4-11).

Auch die geringe Auswirkung der Rohrlänge im Vergleich zu den unberippten Rohren erklärt sich anhand der Anteile der Einzelkosten. Diese Länge bestimmt die Anzahl der Rohre, die wiederum nur in den Parameter der Schweißkosten mit einem Gesamtkostenanteil von 13 % einfließt.

¹ Die beiden Ziffern am Ende der Profilklassenbezeichnung (Zeile 1) geben die beiden Parameter s_{a1} und s_{a2} an.

² Kleinere Gittergrößen können aufgrund der Geometrie Komplexität nicht mehr erstellt werden.

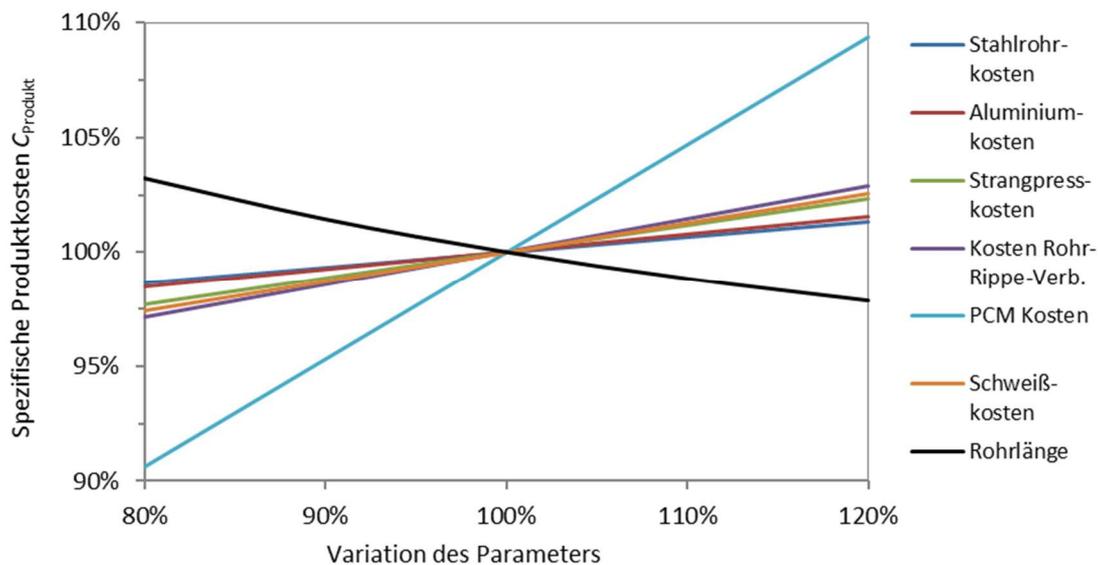


Abbildung 4-11: Sensitivitätsanalyse der Einzelkosten und der Rohrlänge für den Rohrabstand $y_{\text{Rohr}} = 150 \text{ mm}$ – Profilkategorie 6A1.1

Profilklasse xA2.1

Die Optimierungen der Profilklassen xA2.1 mit doppelter, sternförmiger Aluminiumrippenanzahl (Abbildung 4-12) erfolgt entsprechend der Optimierung der Klassen xA1.1. Das relative Verhalten der Ergebnisse zueinander entspricht dem der Profilklassen xA1.1 mit den niedrigsten spezifischen Produktkosten für die sechseckige Basisgeometrie. Jedoch sind die Kosten deutlich niedriger, hervorgerufen durch die größeren optimalen Basisgeometrien und damit durch die größere ausgespeicherte Energie. Für sechseckige Basisgeometrien werden bei optimalen Rippenparametern Kosten von $26,0 \text{ €/kWh}_{\text{th}}$ für einen Rohrabstand von $172,5 \text{ mm}$ erreicht¹, während für die vier- und dreieckige Basisgeometrie nur $28,7$ bzw. $31,3 \text{ €/kWh}_{\text{th}}$ erreicht werden.

Aufgrund des mehr als doppelten Bedarfs an Rippenmaterial steigen die spezifischen Material- und Strangpresskosten. Jedoch fällt diese Steigung aufgrund der deutlich größeren ausgespeicherten Energie² moderat aus. Alle übrigen spezifischen Einzelkosten reduzieren sich aufgrund der größeren Energie signifikant.

Die Ergebnisse der Profilklassen xA2.1 belegen ebenfalls, dass die energetischen Nutzungsgrade wieder deutlich ansteigen und oberhalb 90% liegen. Ein Vergleich mit xA1.1 bestätigt, je größer der Kostenanteil des PCMs³ im Vergleich zu den übrigen Einzelkosten ist, desto höher ist der optimale energetische Nutzungsgrad. Die Ergebnisse der Optima der Klassen xA2.1 sind in Tabelle 4-4 auf S. 51 zusammengefasst und die Aufteilung der Produktkosten der Klassen xA2.1 für die Teilloptima bei unterschiedlichen Rippenstärken ist im Anhang in Kapitel 8.3.4 einzusehen.

Die Sensitivitätsanalyse ergibt aufgrund des hohen Kostenanteils des PCMs an den Gesamtkosten ($\sim 50 \%$), dass der größte Einfluss wiederum in einer Kostenänderung des PCMs besteht. Die spezifischen Produktkosten der besten Geometrie der Klasse 6A2.1 ändern sich um $\pm 2,6 \text{ €/kWh}_{\text{th}}$ ($\pm 10 \%$) für eine Sensitivität der PCM-Kosten um $\pm 20 \%$.

¹ vgl. hierzu $30,7 \text{ €/kWh}_{\text{th}}$ für 150 mm die Klasse 6A1.1

² Steigerung um ca. 75% beim Vergleich der Optima von 6A2.1 und 6A1.1

³ $50,5 \%$ für 6A2.1 vs. $46,8 \%$ für 6A1.1

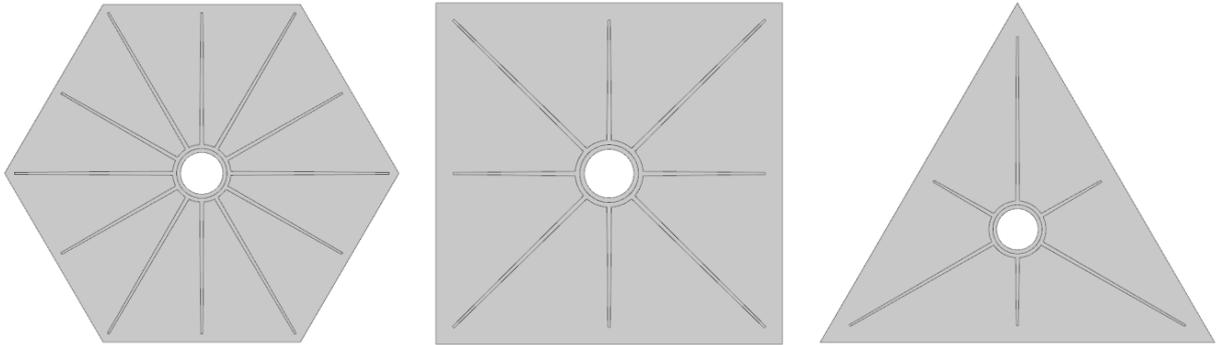


Abbildung 4-12: Schematische Darstellung der Geometrie der Profilklassen 6A2.y (links), 4A2.y (Mitte), 3A2.y (rechts)

Profilklasse xA1.2 und xA2.2

Werden Rohr und Rippe aus Karbonstahl gefertigt, so bieten sich zwei Fertigungsmöglichkeiten. Zum einen kann der gesamte Rohr-Rippe-Verbund in einem Fertigungsschritt im Strangpressverfahren hergestellt werden. Zum anderen besteht die Möglichkeit einfache Rippen in Form von Blechen zu fertigen und mit dem Rohr zu verschweißen oder -löten.

Das Strangpressen von Stahl unterliegt aufgrund der deutlich höheren Presstemperaturen im Vergleich zu Aluminium engeren Randbedingungen. Um ein Auskühlen des Materials zu vermeiden, muss der Prozess innerhalb weniger Sekunden ablaufen, was wiederum das Fließverhalten des Materials und somit die Profilflexibilität stark einschränkt. Auch liegen die minimalen Rohr- und Rippenwandstärken bei 4 mm bis 5 mm (Abbildung 4-13) [Wor16]. Die Fertigungskosten inkl. Rohrmaterialkosten betragen 7,5 €/kg und liegen damit deutlich oberhalb der Kosten der Aluminiumrippen [Wor16]. Zusammen mit dem erhöhten Materialaufwand für Rohr und Rippen ergeben sich für die Klassen xA1.2 und xA2.2 mit stranggepressten Profilen spezifische Produktkosten zwischen 70 €/kWh_{th} und 90 €/kWh_{th}. Diese sind gegenüber den Kosten für unberippte Rohre und für Rohre mit sternförmigen Aluminiumrippen nicht konkurrenzfähig, sodass eine detaillierte Optimierung entfällt.

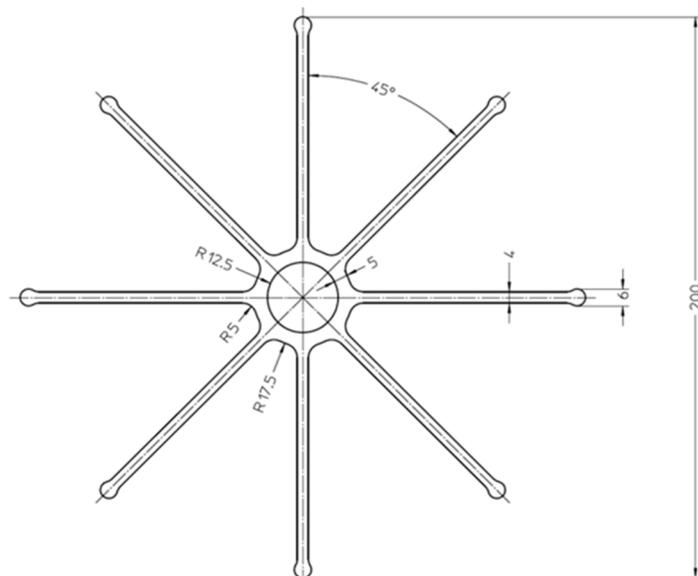


Abbildung 4-13: Exemplarischer Rippenprofilvorschlag für stranggepressten Rohr-Rippe-Verbund aus Karbonstahl¹ mit Mindestwandstärken [Wor16]

¹ Dargestellt sind 8 Hauptrippen, wobei die untersuchten Profile gemäß der Klassendefinition 6 bzw. 12 Hauptrippen aufweisen.

Beim Verschweißen der Rippen mit dem Rohr sind nur diese einfachen sternförmigen Rippenprofile, die in Form von Blechen zugeschnitten werden können, einsetzbar. Komplexe Profile würden einerseits einen stark erhöhten Fertigungsaufwand des Rippenprofils bedeuten, andererseits wäre eine Zugänglichkeit der Schweiß-/Löt看te von Rohr und Rippe nicht mehr gegeben.

Die freien Parameter der Optimierung sind zum einen der Rohrabstand y_{Rohr} , sowie der Rippenlängenfaktor f_{L-A1} . Die Rippenstärke wird konstant auf 1 mm gesetzt und nicht variiert, da die hohen volumetrischen Kosten des Rippenmaterials zusammen mit den bisherigen Ergebnissen der Klassen xA1.1 und xA2.1 das Optimum für dünnste Wandstärken vermuten lassen. In Anlehnung an die Kosten des Stahlrohrs (Tabelle 4-2) werden für die fertig zugeschnittenen Blechrippen Materialkosten von 3 €/kg angesetzt. Für eine optimistische Kostenabschätzung („Best case“) werden die Rohr-Rippe Verbindungskosten zu 0 € angenommen.

Die Profilloptimierung über dem Faktor der Rippenlänge $f_{L-A1} \in [0,65; 0,85]$ und der Größe der Basisgeometrie für Profilkategorie 6A1.2 ergibt ein absolutes Optimum von 31,6 €/kWh_{th} für eine 97,5 mm kleine Basisgeometrie bei einem Längenfaktor von 0,75 und einem energetischen Nutzungsgrad von 98,5 %. Der Vergleich der Teiloptima aller Längenfaktoren für alle drei Basisgeometrien ist in Abbildung 4-14 dargestellt, während die Detailergebnisse der drei Klassenoptima (6A1.2, 4A1.2, 3A1.2) in Tabelle 4-4 angegeben sind.

Die Produktkosten erreichen im besten Fall nur das Produktkostenniveau der vergleichbaren Profilkategorie xA1.1 mit Aluminiumrippen und bieten somit gegenüber diesen keine Vorteile. Vor allem der Anstieg der Rippenmaterialkosten von ca. 8 % auf 17 %¹ und der Schweißkosten zum Anschluss der Rohre an die Sammler von 13 % auf 27 % überkompensieren die Nichtberücksichtigung der Rohr-Rippe Verbindungskosten (Abbildung 4-15 sowie Kapitel 8.3.3). Außerdem führt die schlechte Wärmeleitfähigkeit des Rippenmaterials zu sehr kleinen Basisgeometriegrößen von kleiner 100 mm, wodurch die Rohranzahl des Speichers ähnlich der Klassen ohne Rippen (xA0) erheblich steigt.

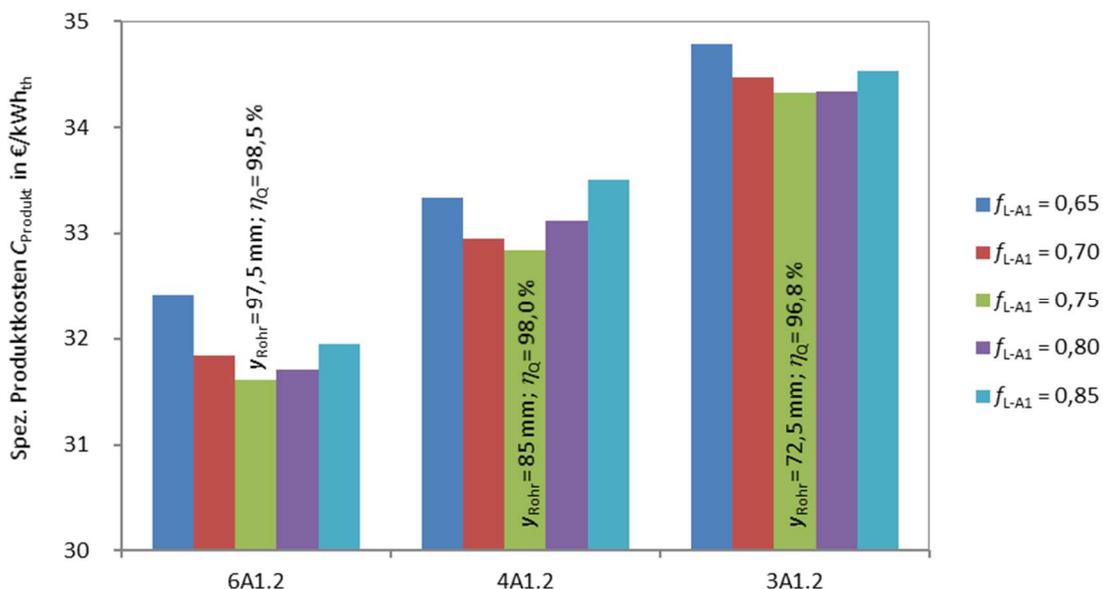


Abbildung 4-14: Spezifische Produktkosten für verschiedene Rippenlängenfaktoren f_{L-A1} und Basisgeometrien – Profilklassen xA1.2

¹ Die Angaben gelten für die jeweils beste Geometrie gemäß Tabelle 4-4 auf S. 42.

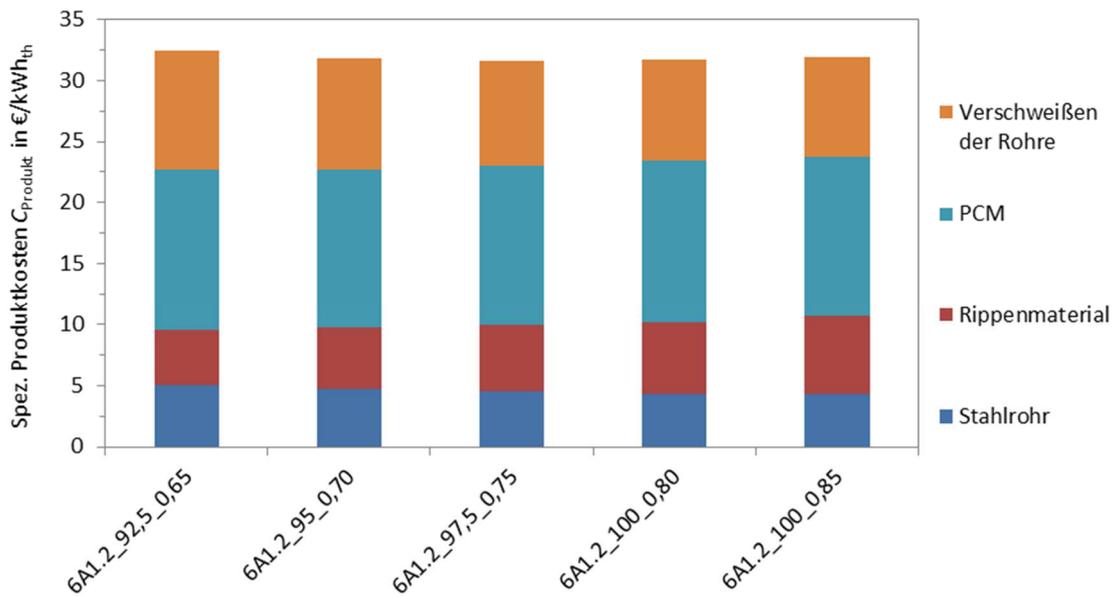


Abbildung 4-15: Aufteilung der spezifischen Produktkosten für verschiedene Rippenstärken – Profilklasse 6A1.2 für $f_{LA1,optim} = 0,75$

Auch bei Verdoppelung der Stahlrippenanzahl (Profilklassen xA2.2) liegen die niedrigsten spezifischen Produktkosten mit 31,7 €/kWh_{th} für eine sechseckige Basisgeometriegröße oberhalb 31 € (siehe Tabelle 4-4 und Kapitel 8.3.5). Sie liegen somit im „Best Case“ in der gleichen Größenordnung wie für die Klassen xA1.2. Im Gegensatz zu den Aluminiumrippen führt die Verdoppelung der Stahlrippen nicht zu einer weiteren Verbesserung der spezifischen Produktkosten. Dies begründet sich durch den signifikanten Anstieg der Rippenmaterialkosten pro Kilowattstunde, die bei Verdoppelung der Stahlrippen um bis zu 80 % ansteigen, während diese bei Verdoppelung der Aluminiumrippen ungefähr konstant bleiben. Die Aufteilung der Produktkosten für die Teilloptima der Längenfaktoren ist im Anhang in Kapitel 8.3.5 dargestellt.

Zusammengefasst zeigen die in diesem Kapitel dargestellten Vergleiche, dass die Verwendung sternförmiger Aluminiumrippenprofile vorteilhaft gegenüber unberippten Rohren ist. Gegenüber den Aluminiumrippenprofilen können keine weiteren Kostenvorteile bei Verwendung von Stahlrippen erzielt werden. Selbst im bestmöglichen Fall der Vernachlässigung der Rohr-Rippeverbindungskosten stellt der Einsatz der Stahlrippen bei den hier gewählten Annahmen keine techno-ökonomisch sinnvolle Alternative dar.

Tabelle 4-4: Einzelergebnisse der Profilklassenoptima für unberippte Rohre und sternförmige Rippenprofile

Profil- klasse	Rippen- anzahl	Spez. Produkt- kosten	Rohr- abstand y_{Rohr}	Energet. Nutzungs- grad η_{Ω}	Längen- faktor f_{L-A1}	Rippen- stärken s_{a1}/s_{a2}	Rippen- material- anteil ¹	Effekt. Wärmeleit- fähigkeit
-		€/kWh _{th}	mm	%	-	mm	%	W/m/K
6A0	0	40,9	70	95,4	-	-	0	2,1
4A0	0	42,2	65	92,8	-	-	0	2,1
3A0	0	45,8	60	79,3	-	-	0	2,0
6A1.1	6 (Alu)	30,7	150	89,6	0,90	2 / 1	3,9	9,0
4A1.1	4 (Alu)	34,6	127,5	83,2	0,85	2 / 1	3,5	8,1
3A1.1	3 (Alu)	35,8	105	84,8	0,80	2 / 1	3,5	8,2
6A2.1	12 (Alu)	26,0	172,5	98,3	0,95	1 / 1	4,2	9,5
4A2.1	8 (Alu)	28,7	150	94,1	0,90	2 / 1	4,4	10,0
3A2.1	6 (Alu)	31,3	117,5	91,6	0,85	2 / 1	4,1	9,4
6A1.2	6 (Stahl)	31,6	97,5	98,5	0,75	1 / 1	2,3	2,3
4A1.2	4 (Stahl)	32,8	85	98,0	0,75	1 / 1	1,9	2,2
3A1.2	3 (Stahl)	34,3	72,5	96,8	0,75	1 / 1	2,0	2,3
6A2.2	12 (Stahl)	31,7	117,5	98,1	0,80	1 / 1	4,0	2,7
4A2.2	8 (Stahl)	31,8	97,5	98,1	0,80	1 / 1	3,1	2,5
3A2.2	6 (Stahl)	34,3	77,5	94,9	0,75	1 / 1	2,5	2,4

4.3.3 Komplexe, schneeflockenartige Rippengeometrien

Für komplexe, schneeflockenartige Rippenprofile ergibt sich eine Vielzahl möglicher Parametereinstellungen für die Rippenlängen, für die Positionierung der Haupt- und Nebenrippen sowie für die Rippenstärken. Deshalb werden zuerst die Positionen und die Längen f_L einmalig für jede Profilkategorie und unabhängig vom Rohrabstand bestimmt. Anschließend wird die Rippenstärke in Abhängigkeit der Basisgeometriegröße optimiert. Das Vorgehen wird beispielhaft für die Profilkategorie 6A3.1 aus Abbildung 4-16 erläutert. Als Rippenmaterial kommt nur Aluminium zum Einsatz, da Stahlrippen mit dieser Profilkategorie nicht kosteneffizient fertigbar sind.

Die einmalige Positionierung und Längenbestimmung der Haupt- und Nebenrippen erfolgt durch eine gleichmäßige Verteilung dieser innerhalb der Basisgeometrie. Voruntersuchungen zeigen, dass sich die spezifischen Produktkosten minimieren, wenn alle PCM-Bereiche einer Geometrie gleichmäßig und die „letzten Tropfen“ flüssigen PCMs aller Teilbereiche gleichzeitig erstarren. Dieses Verhalten ist exemplarisch für ein Profil der Klasse 6A3.1 für verschiedene Zeitpunkte in Abbildung 4-17 dargestellt. Erstarren einzelne Teilbereiche eher als andere, so sind die benachbarten Rippen während bestimmter Zeiträume nicht oder nur in geringem Umfang aktiv am Wärmeübergang beteiligt. Dies führt zu einem erhöhten Rippenmaterialaufwand für bestimmte Wärmeübertragungsleistungen und somit zu höheren spezifischen Produktkosten. Diese so bestimmte Geometrie ist unabhängig von der Größe der Basisgeometrie, da die Rippenlängen mit dieser Größe skalieren.

¹ Menge Rippenmaterial geteilt durch die Summe aus Rippenmaterial und PCM

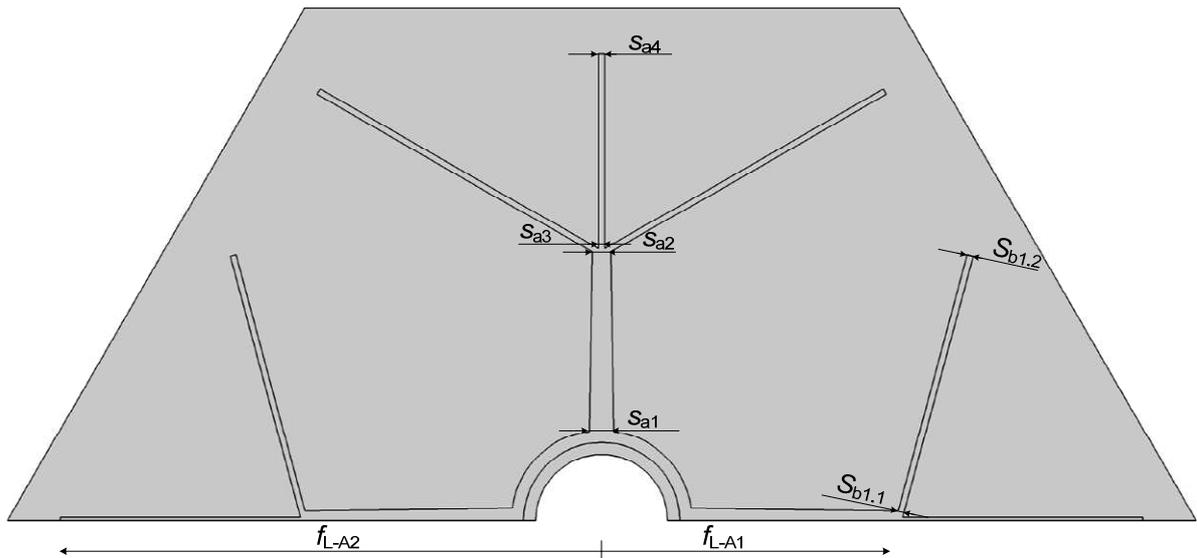


Abbildung 4-16: Schematische Darstellung der Profilklasse 6A3.1 mit Kennzeichnung der Rippenstärken $s_{a1} - s_{a4}$ und $s_{b1.1}$ und $s_{b1.2}$

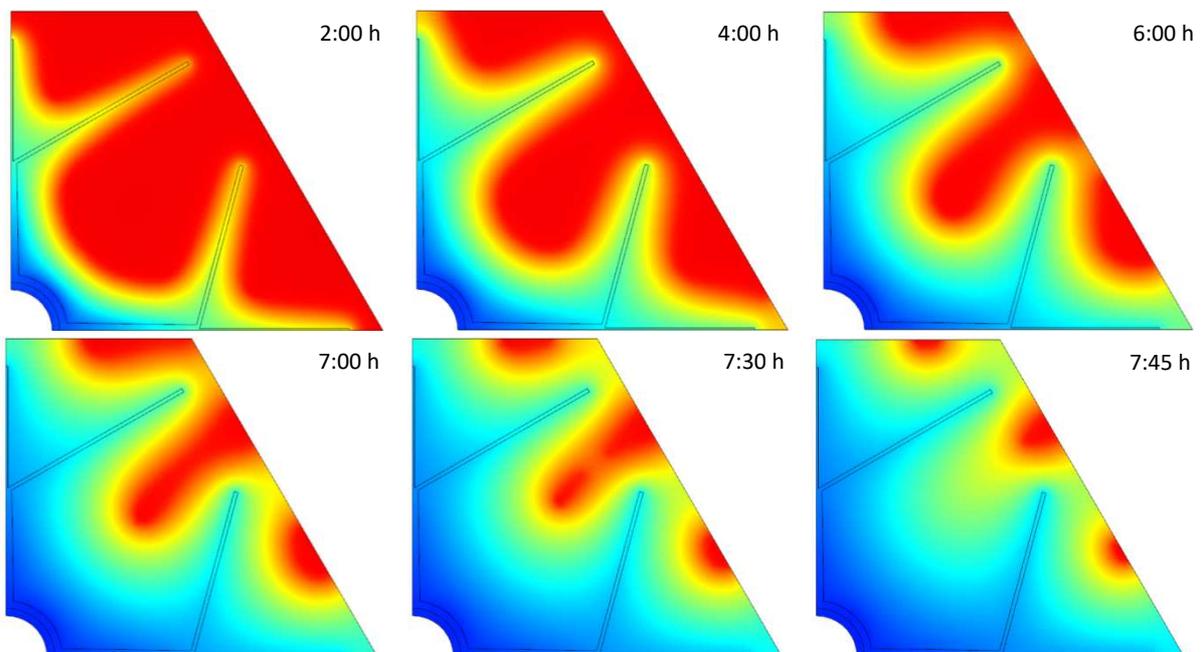


Abbildung 4-17: Gleichmäßiges und gleichzeitiges Erstarrungsverhalten des PCMs in einer beispielhaften Geometrie der Profilklasse 6A3.1 für verschiedene Zeitpunkte

Aufgrund der Vielzahl an Rippen und damit Rippenstärkekombinationen müssen bestimmte Annahmen getroffen werden. Die Ergebnisse aus Kapitel 4.3.2 haben gezeigt, dass aufgrund der signifikanten Materialkosten möglichst dünne Rippen vorteilhaft sind. Außerdem ist zu erwarten, dass sich der Wärmestrom an den Verzweigungen auf die abgehenden Teilrippen aufteilt, so dass die Rippenstärke vor der Verzweigung größer als nach der Verzweigung sein sollte. Es werden folgende Annahmen getroffen (vgl. Abbildung 4-16):

- Die Rippenstärke der Nebenrippen $s_{b1.1}$ und $s_{b1.2}$ wird auf die kleinstmögliche Größe von 1 mm gesetzt
- Die Rippenstärke der Hauptrippe nach der Verzweigung ist identisch mit der der Nebenrippen:
 $s_{a3} = s_{a4} = s_{b1.1}$

Für die verbleibenden freien Parameter s_{a1} und s_{a2} werden anschließend in jeder Kombination für Werte von 1 mm bis 6 mm die niedrigsten Produktkosten als Funktion der Basisgeometrie bestimmt. Die für jede Kombination bestimmten Einzeloptima O_1 bis O_6 werden anschließend miteinander verglichen und ergeben das absolute Optimum der Profilkategorie. Einen Überblick über dieses Vorgehen gibt Abbildung 4-18.

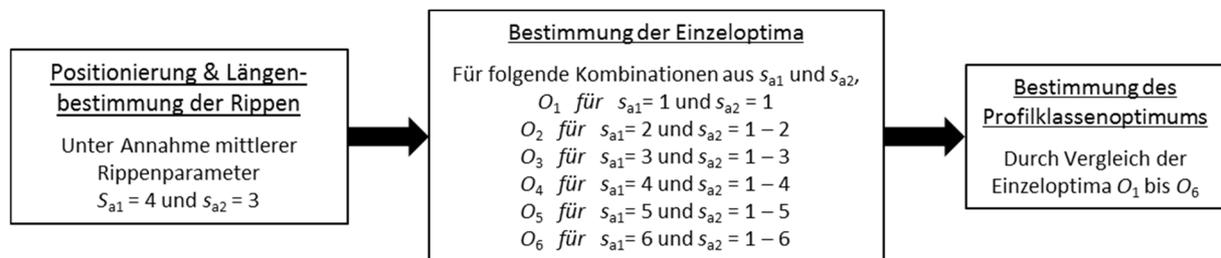


Abbildung 4-18: Vorgehen zur Bestimmung des optimalen Profils für schneeflockenartige Profilklassen

Optimierungsergebnisse

Die spezifischen Produktkosten der Teiloptima O_1 bis O_6 der Klasse 6A3.1 sind in Abbildung 4-19 dargestellt. Die minimalen Kosten betragen 27,4 €/kWh_{th} für die Rippenparameter $s_{a1} = 3$ mm und $s_{a2} = 3$ mm, bei einem energetischen Nutzungsgrad von 98,0 % und einer Basisgeometriegröße von 165 mm. Dieses Ergebnis bestätigt die Annahme, dass ein Größensprung der Rippenstärke an der Verzweigung aufgrund des sich aufteilenden Wärmestroms vorteilhaft ist. Trotzdem bleiben die Rippenstärken an der Wurzel mit 3 mm moderat, um eine Materialanhäufung und die damit verbundenen gewichtsspezifischen Material- und Fertigungskosten zu begrenzen.

Die in diesem Kapitel untersuchten Rippenprofile werden mit einem deutlich größeren Gitter ($d_{grid} = 2$ mm) als die Profile der Klasse xA0, xA1 und xA2 berechnet. Die bisher sehr kleinen Diskretisierungsfehler erlauben größere Fehler, um aufgrund der deutlich gestiegenen Profilkomplexität Rechenzeit einzusparen. Die Fehlerbetrachtung wird beispielhaft für die optimale Geometrie der Profilkategorie 6A3.1 durchgeführt, in der die spezifischen Produktkosten für eine minimale Gittergröße von 0,2 mm gegen 27,46 €/kWh_{th} konvergieren. Damit beträgt der Diskretisierungsfehler -0,07 €/kWh_{th}. Zusammen mit dem numerischen Fehler liegt der maximale Fehler bei -0,08 €/kWh_{th} und ist wiederum vernachlässigbar gering.

Für die Sensitivitätsanalyse sind wie für die sternförmigen Rippenprofile (Kapitel 4.3.2) nur die Kosten des PCMs relevant. Deren Anteil an den Gesamtkosten für das Optimum der Klasse 6A3.1 ist mit 52,5 % deutlich größer als die Anteile der übrigen Kosten mit maximal 13 %. Eine Änderung des PCM-Kostenparameters um ± 20 % führt zu Änderungen der spezifischen Produktkosten um $\pm 2,6$ €/kWh_{th} ($\pm 9,6$ %).

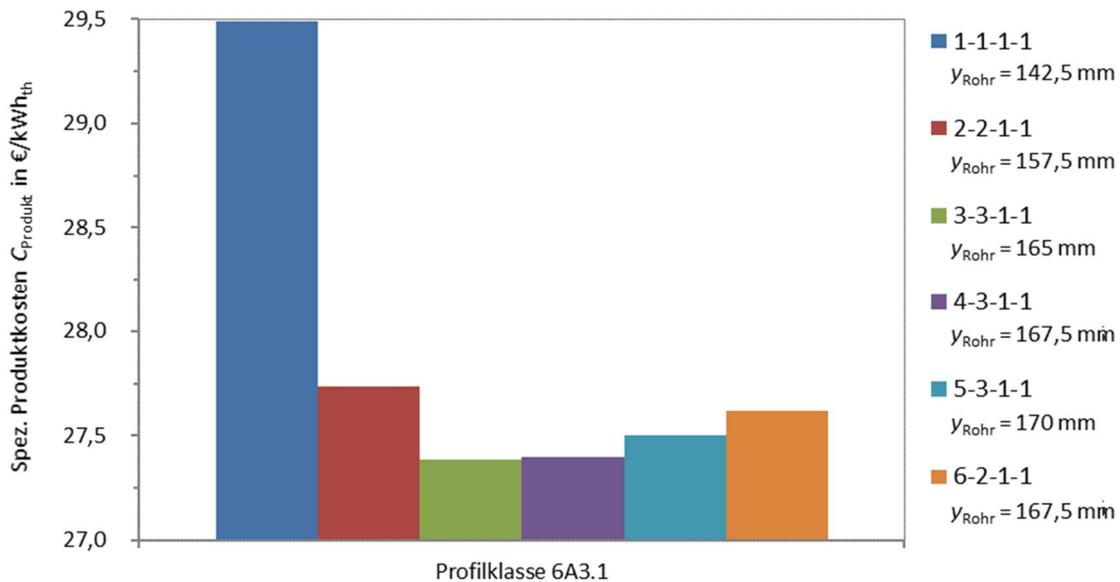


Abbildung 4-19: Spezifische Produktkosten der Einzeloptima $O_1 - O_6$ mit verschiedenen Rippenstärken s_{a1} , s_{a2} , $s_{a3} = s_{b1.1}$ und $s_{a4} = s_{b1.2}$ – Profilklasse 6A3.1¹

Das Vorgehen aus Abbildung 4-18 wird auf alle weiteren Profilklassen der Tabelle 4-1 mit Ausnahme von 6B1.1 und 6B2.1 angewandt (siehe hierzu Kapitel 4.3.4). Der Vergleich der Profilklassenoptima mit den wesentlichen Ergebnissen ist in Tabelle 4-5 enthalten, während die konkreten Profilgeometrien und deren Einzelergebnisse (O_1 bis O_6) im Anhang in Kapitel 8.3 dargestellt sind.

Die spezifischen Produktkosten erreichen ein Minimum von 25,5 €/kWh_{th} für die Klassen 6A4.1 und 6A4.2 mit 200 mm bzw. 212,5 mm Rohrabstand (Abbildung 4-20). Dieser Wert liegt unterhalb der Kosten der sternförmigen Profile. Auch die spiralförmigen Rippenprofile (Kapitel 4.3.4) können diese Werte nicht mehr unterbieten, so dass dieser Wert das absolute Minimum der im Rahmen dieser Arbeit untersuchten Profile darstellt. Dies bestätigt, dass sechseckige Basisgeometrien mit schneeflockenartigen Rippenprofilen sowohl gegenüber drei- und viereckigen Basisgeometrien als auch gegenüber sternförmigen Profilen und unberippten Rohren zu niedrigsten spezifischen Produktkosten führen.

Generell ist festzustellen, dass die effektiven Wärmeleitfähigkeiten aufgrund des steigenden Aluminiumrippenanteils sich auf Werte zwischen 10 W/m/K bis 19 W/m/K erhöhen. Auch die energetischen Nutzungsgrade liegen mit $\eta_Q > 95\%$ nahe dem Maximum, da der Kostenanteil des PCMs mit ca. 50 % der Gesamtkosten sehr groß ist. Die Ausnutzung der verfügbaren Energie ist erstrebenswert, da hierfür nur ein geringer finanzieller (Mehr-)Aufwand für das Rippenmaterial und die Fertigung von Nöten sind. Die optimalen Rippenstärken der Profilklassen liegen ähnlich der Geometrie 6A3.1 im mittleren Bereich von $s_{a1} / s_{a2} = 4$ mm bis 2 mm.

¹ Die vier Ziffern in der Bezeichnung der verschiedenen Rippengeometrien geben in dieser Reihenfolge die Parameter s_{a1} , s_{a2} , $s_{a3} = s_{b1.1}$ und $s_{a4} = s_{b1.2}$ in Millimeter an.

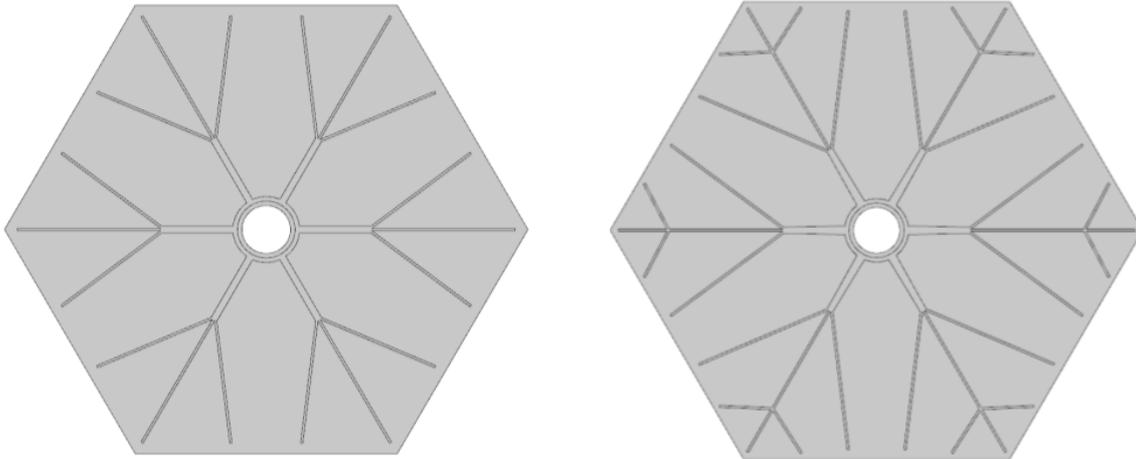


Abbildung 4-20: Schematische Darstellung der Rippengeometrie der Profilklassen 6A4.1 (links) und 6A4.2 (rechts)

Tabelle 4-5: Einzelergebnisse der Profilklassenoptima für schneeflockenartige Rippenprofile

Profil- klasse	Spez. Produkt- kosten	Rohr- abstand γ_{Rohr}	Energetischer Nutzungsgrad η_Q	Rippen- stärken s_{a1}/s_{a2}	Rippen- material- anteil	Effekt. Wärmeleit- fähigkeit
-	€/kWh _{th}	mm	%	mm	%	W/m/K
6A3.1	27,4	165	98,0	3 / 3	4,6	10,4
6A3.2	26,4	187,5	98,8	4 / 4	5,5	12,1
6A4.1	25,5	200	98,2	3 / 3	5,2	11,6
6A4.2	25,5	212,5	98,9	4 / 3	5,9	13,0
6A4.3	26,0	215	99,3	4 / 3	6,4	14,1
6A5.1	26,7	187,5	95,1	3 / 2	4,9	10,6
6A6.1	26,0	262,5	98,7	3 / 3	8,1	17,6
4A3.1	27,2	165	98,6	4 / 3	5,4	12,0
4A4.1	25,9	200	97,1	3 / 2	5,9	12,7

4.3.4 Spiralförmige Rippenprofile

Die spiralförmigen Rippen der Profilklassen 6B1.1 mit sechs Hauptrippen und 6B2.1 mit zwölf Hauptrippen werden über eine parametrisierte Funktion mit den Freiheitsgraden a und t beschrieben (Gl. 4-5), (Abbildung 4-21). Der Vorteil der Geometrie ist, dass der mittlere Abstand zwischen zwei Rippen ungefähr konstant bleibt und nicht wie bei den sternförmigen Profilen (xA1 und xA2) nach außen hin auseinanderläuft (Abbildung 4-21).

$$\begin{aligned} x(t) &= a \cdot [\cos(t) + t \cdot \sin(t)] & \text{mit} & \quad t \in [0; 2\pi] \\ y(t) &= a \cdot [\sin(t) - t \cdot \cos(t)] & \text{mit} & \quad t \in [0; 2\pi] \end{aligned}$$

Gl. 4-5

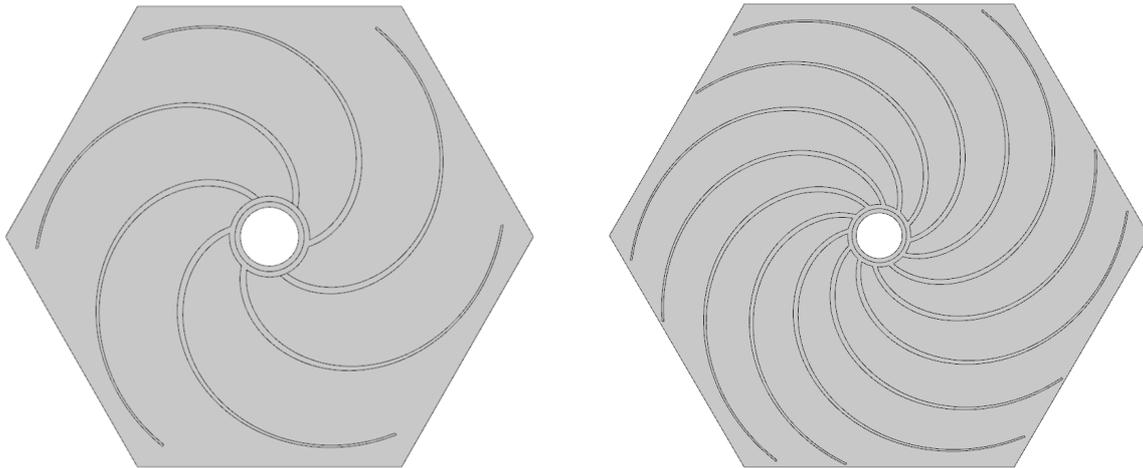


Abbildung 4-21: Schematische Darstellung der Rippengeometrie der Profilklassen 6B1.1 (links) und 6B2.1 (rechts)

Für die Optimierung werden die Rippenstärken in Anlehnung an Kapitel 4.3.2 auf 2 mm an der Wurzel und 1 mm am Rippenende festgesetzt. Betrachtet werden die Parameter a mit $a \in [0,014; 0,019]$ und t mit $t \in [1,4 \cdot \pi; 1,6 \cdot \pi]$ für die Profilklasse 6B1.1. Der Vergleich der relativen Optima jedes Parametersatzes ergibt das absolute Optimum für $a = 0,015$ und $t = 1,45 \cdot \pi$ zu 30,0 €/kWh_{th} bei einer Basisgeometriegröße von 165 mm. Dieser Wert spiegelt die wenn auch geringen Vorteile gegenüber den sechs sternförmig auseinanderlaufenden Rippen der Klasse 6A1.1 mit 30,7 €/kWh_{th} wieder.

Als Nachteilig erweist sich die extreme Länge der Rippen und somit der Wärmestrompfade von Zentralrohr zur Rippen Spitze. Für die spiralförmige Geometrie mit sechs Hauptrippen und einem Rohrabstand von 165 mm beträgt dieser Wert 150 mm, während der vergleichbare Wert der sternförmigen Geometrie (6A1.1) nur bei 67 mm liegt. Selbst die Werte der besten und größten schneeflockenartigen Geometrien (6A4.2 und 6A6.1) mit deutlich größeren Rohrabständen von 212,5 mm und respektive 262,5 mm besitzen nur maximale Wärmestrompfade von 109 mm bzw. 132 mm.

Am deutlichsten ist dieser Effekt bei Verdoppelung der spiralförmigen Rippen auf zwölf Hauptrippen (Klasse 6B2.1) bei einem Rohrabstand von 217,5 mm zu beobachten. Im Optimalfall der niedrigsten spezifischen Produktkosten für $a = 0,021$ und $t = 1,4 \cdot \pi$ betragen die Wärmestrompfade 194 mm. Die steigenden Rippenmaterial-, Strangpress- und PCM-Kosten können nicht durch den nur geringeren Zugewinn an ausgespeicherter Energie ausgeglichen werden, so dass die Produktkosten sogar leicht auf 30,4 €/kWh_{th} ansteigen.

Tabelle 4-6: Einzelergebnisse der Profilklassenoptima für spiralförmige Rippenprofile

Profil- klasse	Spez. Produkt- kosten	Rohr- abstand y_{Rohr}	Energetischer Nutzungsgrad η_Q	Rippen- stärken s_{a1} / s_{a2}	Rippen- material- anteil	Effekt. Wärmeleit- fähigkeit
-	€/kWh _{th}	mm	%	mm	%	W/m/K
6B1.1	30,0	165	97,2	2 / 1	6,2	13,7
6B2.1	30,4	217,5	94,2	2 / 1	8,8	19,1

4.4 Fazit

Die Ergebnisse von Kapitel 4.3 zeigen folgende wesentliche Ergebnisse:

1. Der Vergleich gleicher Wärmeübertragungsstrukturen in unterschiedlichen Basisgeometrien ergibt niedrigste spezifische Produktkosten für die sechseckigen Basisgeometrien.
2. Aluminiumrippen sind aufgrund der techno-ökonomischen Vorteile gegenüber Stahlrippen zu bevorzugen.
3. Niedrigsten Produktkosten werden für komplexe, schneeflockenartige Aluminiumrippengeometrien erzielt werden.
4. Mehr als eine Unterverzweigung der Hauptrippen ist aufgrund langer Wärmestrompfade und der eingeschränkten Strangpressbarkeit nicht vorteilhaft.

In verschiedenen direkten Vergleichen der sechs- vier- und dreieckigen Basisgeometrien, werden niedrigste spezifische Produktkosten mit den sechseckigen Geometrien erzielt. Dies gilt sowohl für unberippte Rohre, mit sternförmigen Aluminium- und Stahlrippen ausgestattete Rohre als auch für komplexe, schneeflockenartige Aluminiumrippenprofile im Vergleich zu quadratischen Basisgeometrien. Die quadratischen Geometrien wiederum sind vorteilhaft gegenüber dreieckigen Geometrien (Abbildung 4-22). Die Ursache hierfür ist die größte Ähnlichkeit der sechseckigen Geometrie zur idealen, kreisförmigen Geometrie. Kreisförmige Geometrien sind jedoch aufgrund der sich ergebenden „Toträume“ ungeeignet. So sind z.B. für 2500 kreisförmige Basisgeometrien innerhalb eines zylindrischen Tanks¹ maximale Füllgrade von ~88 % bei nicht symmetrischer Anordnung erreichbar [Spe14], während sich für 2500 sechseckige Basisgeometrien mit 220 mm Rohrabstand Werte von über 96 % ergeben². Aus diesen Gründen werden alle weiteren Vergleiche nur noch auf die sechseckigen Basisgeometrien bezogen.

Stahlrippen bieten mit der Vermeidung der komplexen Rohr-Rippe-Verbindung für unterschiedliche Materialien keinerlei Vorteile gegenüber Aluminiumrippen, da die stark steigenden volumetrischen Rippenmaterialkosten nicht kompensiert werden können. Die Produktkosten erreichen im bestmöglichen Fall geschweißter Blechrippen nur 31,6 €/kWh_{th} im Vergleich zu 30,7 €/kWh_{th} für vergleichbare Aluminiumrippenprofile. Außerdem bieten die Stahlrippen aufgrund des Verschweißens dieser mit dem Rohr nur geringe Freiheitsgrade mit Bezug auf das Rippenprofil. Das einteilige Strangpressen des Rohr-Rippe-Verbund scheidet mit Kosten von 70 €/kWh_{th} bis 90 €/kWh_{th} ebenfalls aus.

Die niedrigsten spezifischen Produktkosten können für komplexe, schneeflockenartige Aluminiumrippengeometrien erzielt werden, weshalb eine Optimierung der Rippenprofile zielführend ist. Die für eine Anwendung in solarthermischen Kraftwerken mit einer Ausspeicherzeit von acht Stunden ausgelegten Profile erzielen niedrigste Kosten in Höhen von 25,5 €/kWh_{th} (Profilklassen 6A4.1 und 6A4.2). Unberippte Rohre übersteigen diese Kosten um mehr als 60 % und einfache, sternförmige Aluminiumrippenprofile mit sechs Rippen um 20 %.

Einzig sternförmige Rippenprofile mit zwölf Rippen (6A2.1) erreichen ähnlich niedrige Kosten in Höhe von 26 €/kWh_{th} (Abbildung 4-22). Jedoch ist bei einer so großen Anzahl an Hauptrippen fraglich, ob ausreichend Platz für die Anbringung der Federstahlklammern zur Befestigung der Rippenprofile

¹ 2500 Rohre mit einem Rohrabstand von 220 mm entsprechen einem Tankdurchmesser von knapp 12 m.

² Quadratische und dreieckige Basisgeometrien erreichen ähnliche Füllgrade von 95%.

vorhanden ist. Insbesondere für Profile mit kleinem Rohrabstand zeigt sich, dass zur Bereitstellung dieses Platzes Sonderformen notwendig sind (vgl. Abbildung 2-8 a).

Vergleiche zu unberippten Rohren zeigen auch, dass sich die Rohrabstände von 70 mm auf 150 bis 260 mm mehr als verdoppeln. Durch den überproportionalen Zugewinn an ausgespeicherter Energie reduzieren sich die Rohrmaterial- und Schweißkosten erheblich. So beträgt die Rohranzahl eines unberippten Rohrregisters im Idealfall ca. 72.000 Rohre bezogen auf eine Speicherkapazität von 425 MWh_{th}. Durch den Einsatz komplexer Rippenprofile sinkt diese auf 5.000 bis 10.000 Rohre. Im Gegensatz dazu fallen die zusätzlichen, spezifischen Kosten für das Rippenmaterial sowie deren Fertigung und Montage gering aus.

Die effektive Wärmeleitfähigkeit der optimalen Profile liegt im Bereich von 12 W/m/K bis 13 W/m/K entsprechend einem Faktor 25 der Wärmeleitfähigkeit des reinen PCMs. Der dafür eingesetzte Rippenmaterialanteil von deutlich unter 10 % belegt die Effizienz der Rippen zur Verbesserung des Wärmeübergangs. Die Randbedingung des sehr kleinen Leistungs- zu Kapazitätsverhältnisses von acht bestätigt auch, dass mit anderen in Kapitel 2 präsentierten Ansätzen teilweise keine ausreichende Verbesserung der Wärmeübertragung bei vertretbarem Zusatzmaterialeinsatz erreichbar ist.

Darüber hinaus konnte in Voruntersuchungen gezeigt werden, dass sich zu viele Unterverzweigungen der Rippen als nachteilig erweisen [Hue16]. Einerseits steigt die mittlere Weglänge vom Rohr zur Rippen Spitze, was zu größeren Temperaturgradienten in der Rippe und somit zu einem ineffizienten Materialeinsatz vor allem am Rippenende führt. Zum anderen stoßen schneeflockenartige Rippenprofile mit mehr als einer Unterverzweigung schnell an fertigungstechnische Einschränkungen (vgl. Kapitel 4.1).

Einzelkostenanalyse

Die Analyse der Einzelkosten komplexer Rippenprofile zeigt, dass das PCM ca. 50 % der Gesamtkosten ausmacht. An zweiter Stelle folgen die Kosten für das Rippenmaterial und die Fertigung der Rippen. Zusammen liegen diese zwischen 20 % und 30 % und bestätigen die Effektivität der Rippenprofiloptimierung. Die rohrlängen- und rohranzahlsspezifischen Kostenanteile wie die Montage von Rohr und Rippe und das Verschweißen der Einzelrohre betragen 8 % bis 11 % und respektive 6 % bis 10 % (Abbildung 4-22).

Diese Kostenanteile führen dazu, dass größere Rohrgeometrien (Rohrabstand und -länge) vorteilhaft sind, da insgesamt weniger Rohre für eine bestimmte Speicherkapazität benötigt werden. Allerdings wird dieser Effekt ab Rohrabständen von ca. 215 mm durch einen ineffizienten Rippenmaterialeinsatz aufgrund zu langer Rippen und somit zu langer Wärmestrompfade (über-)kompensiert.

Die Kosten des Stahlrohres hingegen spielen mit 2 % bis 10 % eine untergeordnete Rolle. Sie fallen lediglich bei den unberippten Rohren mit einem Anteil von 23 % ins Gewicht.

Entsprechend der Produktkostenanteile unterliegen vor allem die angenommenen Kosten des PCMs einer nennenswerten Sensitivität. Bei komplexen Rippenprofilen führt eine Änderung des Kostenparameters um $\pm 20\%$ zu einer Änderung der spezifischen Produktkosten um $\pm 10\%$. Im Vergleich dazu sind Kostenänderungen der anderen Materialien bzw. der Fertigung mit $\pm 1\%$ bis $\pm 3\%$ vernachlässigbar.

Einsatz in solarthermischen Kraftwerken

Eine der wesentlichen Annahmen der Profilloptimierung ist eine konstante Temperaturdifferenz ΔT_{LWS} von 10 K. Die untersuchten Rippenprofile sind jedoch für einen Einsatz in einem Speicher eines solarthermischen Kraftwerks zur Speicherung von Druckdampf vorgesehen. Ein solches Kraftwerk

würde im Ausspeicherfall nicht mit einer konstanten Temperaturdifferenz, sondern im sogenannten Gleitdruckverfahren – also mit steigender Temperaturdifferenz – betrieben werden. Um die Validität der spezifischen Produktkosten zu gewährleisten wurde in weiterführenden Arbeiten ein vereinfachtes Modell zur Kopplung der Teillastverhalten der Dampfturbine und des Latentwärmespeichers entwickelt. Auf Basis dieses Modells konnte für diesen Anwendungsfall ein zweiter Bewertungsparameter, die spezifischen Stromgestehungskosten des Latentwärmespeichers, bestimmt werden.

Ein Vergleich mit den spezifischen Produktkosten führt zu sehr ähnlichen Ergebnissen und gleichem qualitativem Verhalten der unterschiedlichen Profilklassen zueinander [Hue16]. Dies bestätigt, dass die in dieser Arbeit betrachteten spezifischen Produktkosten als Bewertungsparameter für Rippenprofile unter diesen Einsatzbedingungen aussagekräftig sind.

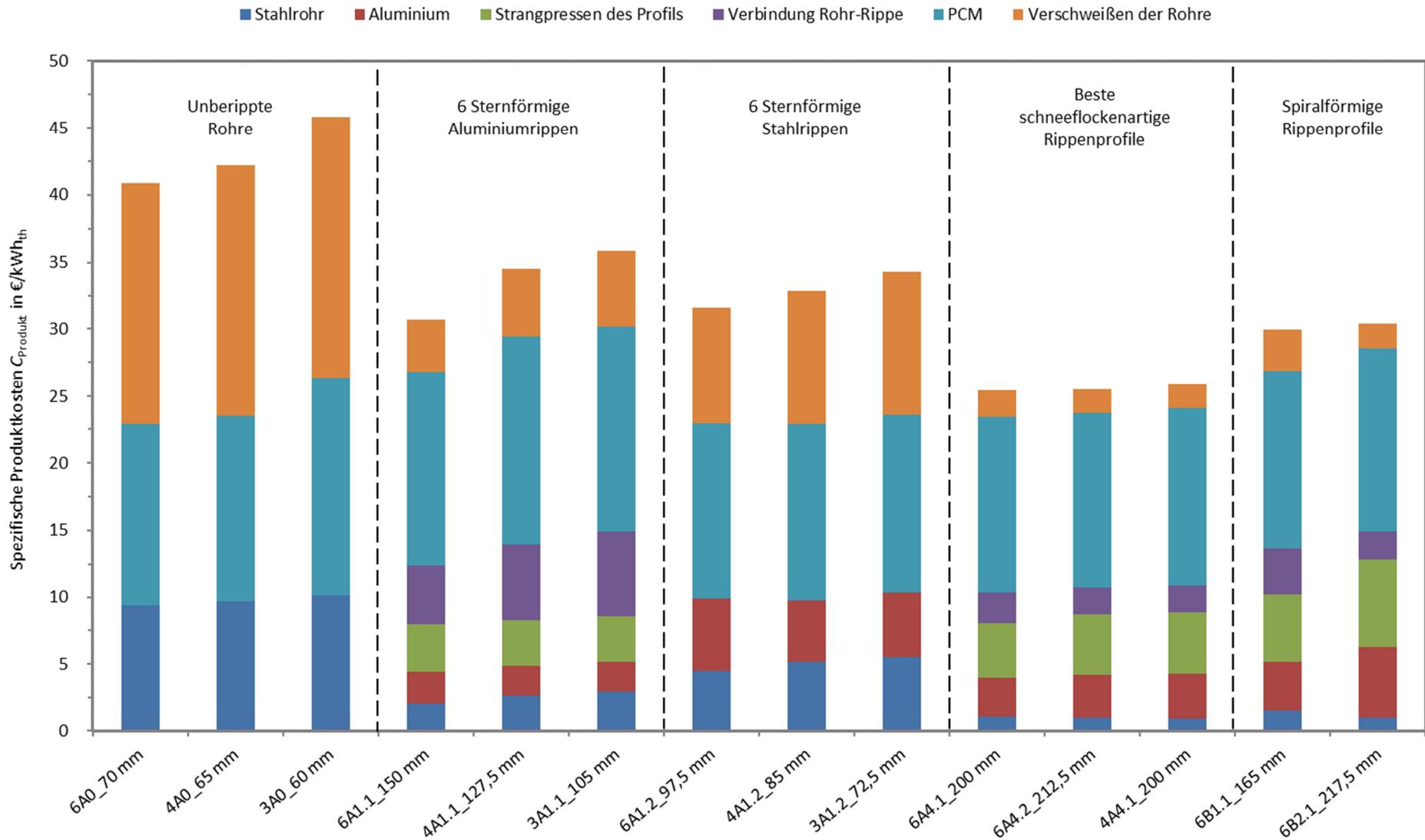


Abbildung 4-22: Vergleich der spezifischen Produktkosten und deren Zusammensetzung für ausgewählte Profilklassenoptima

5 Experimentelle Untersuchungen des Wärmeübergangs

Die Ergebnisse der rechnerischen Profilloptimierung in Kapitel 4 haben ergeben, dass komplexe, schneeflockenartige Rippenprofile aus Aluminium die niedrigsten spezifischen Produktkosten in Hochtemperatur-Latentwärmespeichern zur Verdampfung von Wasser aufweisen. Diese Rippenprofile sind idealerweise in eine sechseckige Basisgeometrie als Symmetriegrenze eingebettet, sodass sich eine dreiecksförmige Rohrteilung ergibt. Im folgenden Kapitel soll das dieser Optimierung zugrundeliegende Simulationsmodell und dessen wesentliche Annahmen (Kapitel 3.3) zur Bestimmung des Wärmeübergangs in einem schneeflockenartigen Rippenprofil validiert werden. Zu diesem Zweck wird im Rahmen dieser Arbeit eine Latentwärmespeicher-Versuchsanlage konstruiert, aufgebaut und mit unterschiedlichen Temperatur- und Massenstromparametern betrieben. Darüber hinaus dient die Anlage – im folgenden Speicherbehälter genannt – der detaillierten Untersuchung des Aufschmelzverhaltens und dem thermodynamischen Vergleich unterschiedlicher Rohr-Rippe-Verbindungsverfahren.

5.1 Versuchsanlagenkonzept & Versuchsmethodik

5.1.1 Auslegung der Versuchsanlage

Der Speicherbehälter besteht aus einem zylindrischen Tank mit einem eingehängten Rohrregister. Das Rohrregister umfasst 18 berippte Rohre mit einer axialen Rippenlänge von 0,8 m. Um die Einzelrohre austauschen zu können, sind diese per Flanschverbindung an den oberen und unteren Sammler angeschlossen (Abbildung 5-1 und Kapitel 8.4.1). Aus versuchsspezifischen Gründen sind auch weitere Sonderkomponenten wie z.B. a) eine Einbringschnecke für die Salzbefüllung, b) ein Ablassventil zur Tankentleerung, c) eine abnehmbare, dünnere Isolierhaube für den oberen Sammler bestehend aus zwölf einzelnen Isoliermatratzen sowie d) aus Sicherheitsgründen eine Kaminleitung und ein thermisches Überdruckventil integriert. Konkrete Anlagendaten des Speicherbehälters sind in Tabelle 5-1 aufgelistet und eine detaillierte Konzeptbeschreibung der Versuchsanlage wird von Reichmann [Rei16] angegeben.

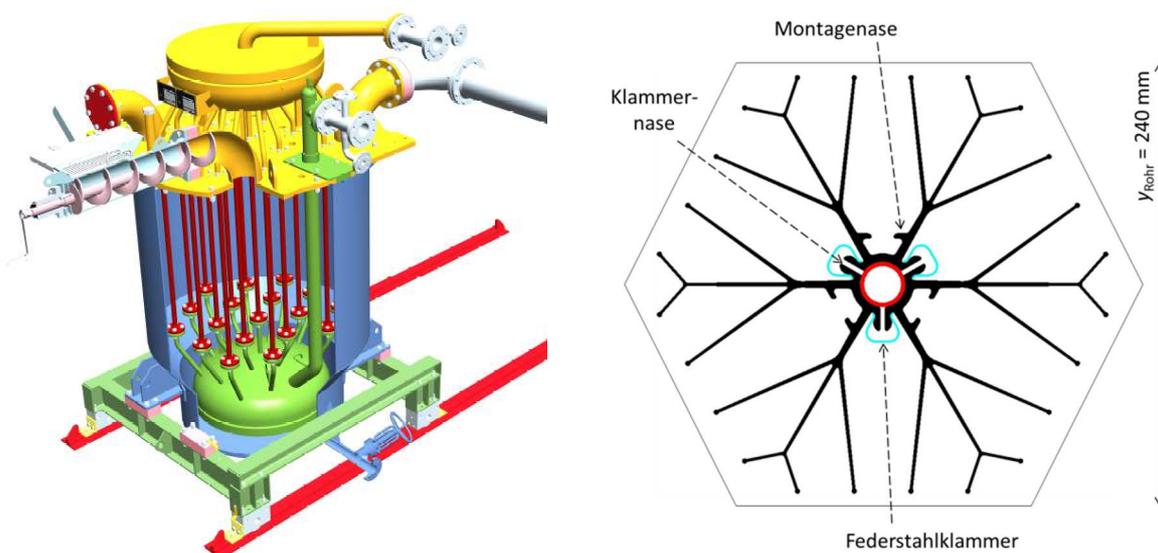


Abbildung 5-1: Speicherbehälter mit Darstellung der Einzelrohre (rot) ohne Rippenprofil (links) und eingesetztes Rippenprofil mit Symmetriegrenzen (rechts)

Das eingesetzte Rippenprofil entspricht im Wesentlichen der Profilkategorie 6A4.2. Es ist für die Fertigbarkeit dreigeteilt und enthält entsprechende Vorrichtungen („Nasen“) für die Federstahlklammern und die Montage.

Die Wärme- und Kälteversorgung des Rohrregisters im Speicherbehälter erfolgt über eine externe Thermalölanlage, in der *Syltherm 800* als Wärmeträgermedium eingesetzt wird. Die legitime Verwendung eines sensiblen HTFs anstelle von Wasser/Dampf zur Vermeidung des anlagentechnischen Aufwandes einer H₂O-Wärmeversorgungsanlage wurde in mehreren Versuchsanlagen bestätigt [Urs14], [Joh13]. Mit Hilfe von 3-Wege-Ventilen kann die Strömungsrichtung umgekehrt werden, damit das Rohrregister des Speicherbehälters beim Beladen (Aufschmelzen) von oben nach unten und beim Entladen (Erstarrung) in umgekehrter Richtung durchströmt werden kann. Die elektrische Heizleistung beträgt 100 kW_{el} und die Kühlleistung per Luftkühler 150 kW_{th}.

Tabelle 5-1: Geometrische Abmessungen des Speicherbehälters, Designparameter sowie eingesetzte Materialmengen

Einzelrohre					
Länge (Flansch – Flansch)	m	1,12	Durchmesser & Wandstärke	mm	26,9 x 2,3
Rohrteilung (Dreiecksteilung)	mm	240	Berippte Länge	mm	800
Speicherbehälter					
Designntemperatur	°C	350	Designndruck (Raum 1)	bar	20
Höhe Speicherbehälter	m	~2,5	Innendurchmesser Speichertank	m	~1,3
Volumen HTF (Raum 1)	m ³	0,20	Volumen PCM (Raum 2)	m ³	2,2
Gesamtsalzmasse	kg	3300	Aktive Salzmasse (liq/sol)	kg	1242 / 1375
Stahl Einzelrohre (18 Stk.)	kg	65	Stahl Behälter	kg	1761
Federstahlklammern	kg	5,5	Aluminiumrippen	kg	158,5

5.1.2 Versuchsprogramm

Das Versuchsprogramm umfasst die Untersuchung zwei verschiedener Rohrserien. In der ersten Serie (*Rohrserie 1; RS1*) werden 18 Rohre mit geklammerten Rippen eingesetzt. Das Ziel ist es, das Erstarrungs- und Aufschmelzverhalten des Speichers für verschiedene Temperaturdifferenzen und Massenströme zu vermessen, sodass eine Validierung des Simulationsmodells möglich ist. In *Rohrserie 2 (RS2)* werden die beiden Rohre 10 und 13 durch Rohre mit gekrimpten Rippen ersetzt. Für eine definierte Temperaturdifferenz und einen Massenstrom soll der thermodynamische Einfluss der Rohr-Rippe Verbindungstechnik direkt miteinander verglichen werden. Deshalb werden alle anderen 16 Rohre unverändert aus *Rohrserie 1* übernommen (vgl. Kapitel 5.1.3).

Die drei Rippenprofile der geklammerten Rippenrohre sind mit je sieben Federstahlklammern über der gesamten Länge miteinander verbunden und werden im Durchmesser durch die Federkraft begrenzt. Während der Montage können die Profile mit Hilfe der Montagenasen auseinandergezogen werden, um das Stahlrohr einzuschieben. Durch die sieben 40 mm langen Klammern soll eine gute Anpressung und somit ein guter Kontakt zwischen Rohr und Rippe über der gesamten Länge gewährleistet werden (Abbildung 5-2).

Im Gegensatz dazu sind die Rippenprofile der gekrimpten Rippenrohre nur am oberen Ende direkt am Rohr befestigt. Aus fertigungstechnischen Gründen werden die obersten vier Zentimeter der Rippen entfernt, wobei der innere am Stahlrohr anliegende Aluminiumring bestehen bleibt. Über diesen

dreigeteilten Ring des Rippenprofils ist eine Krimphülse aus einfachem, verzinktem Karbonstahl geschoben und mit einer Presszange der Marke *Vieta Pressgun 5* mit einer konstanten Anpresskraft von 32 kN verpresst. Am unteren Ende des Rohres unterhalb der Rippen ist eine weitere Krimphülse auf einer zusätzlichen Aluminiumhülse verpresst. Die überstehende und in die Rippenprofile eingeschobene Krimphülse fixiert diese in radialer, nicht aber in axialer Richtung (Abbildung 5-3). Die Haltbarkeit beider Verbindungsverfahren wird in Vorversuchen anhand von baugleichen Probestücken untersucht. Die geklammerten Rippenprofile können nach 100 thermischen Zyklen im PCM zwischen 250°C und 350°C erst ab einer Zugkraft von 970 N vom Stahlrohr abgezogen werden. Die gekrimpten Profile hingegen können auch mit einer maximalen Zugkraft von 2700 N (~ 270 kg) nicht abgezogen werden [DLR16b].



Abbildung 5-2: Verteilung der Federstahlklammern über der Länge (links) sowie Querschnittsansicht (rechts)

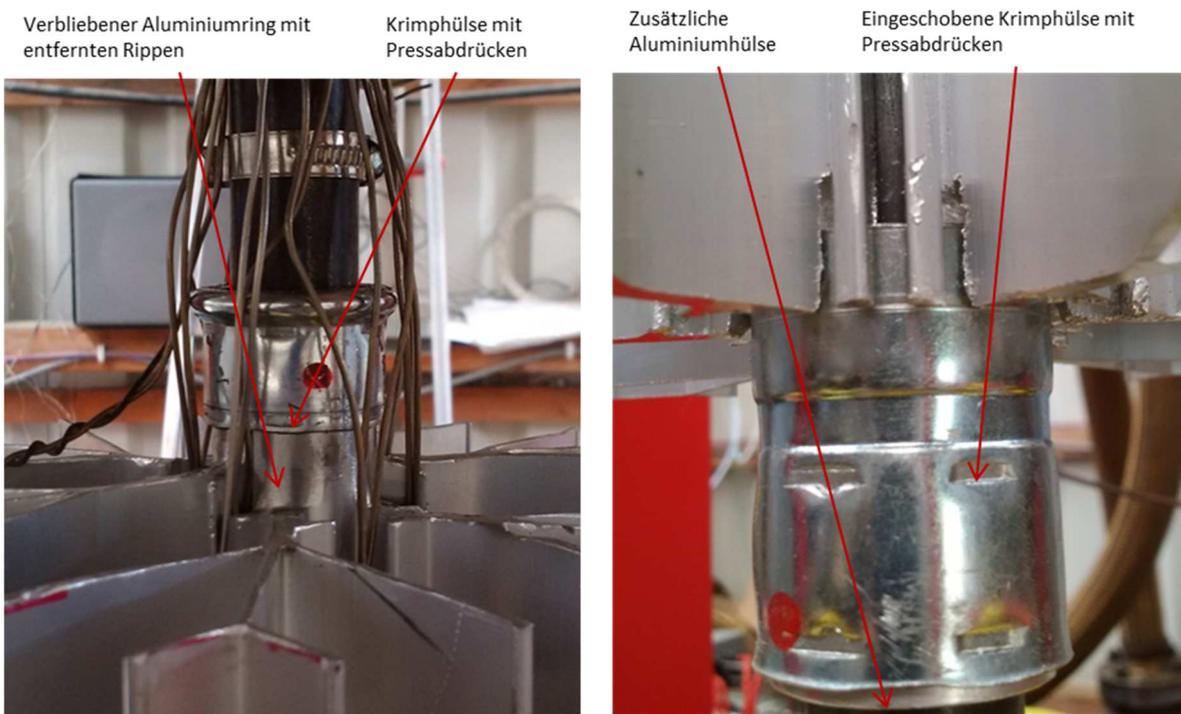


Abbildung 5-3: Obere Krimpverbindung ausgeführt als Fest-Lagerung (links) und untere Krimpverbindung ausgeführt als axiale Los-Lagerung (rechts)

Das Versuchsprogramm umfasst sowohl Erstarrungs- als auch Aufschmelzversuche. Der Referenzmassenstrom des Thermalöls beträgt 2 kg/s („Normal“) und wird in einer Teilserie auf 4 kg/s¹ verdoppelt („20 K – Massenstrom“). In Anlehnung an einen kommerziellen Einsatz des Speichersystems – also zur Minimierung der Exergieverluste – wird eine Referenztemperaturdifferenz

¹ Der maximale Massenstrom der Thermalölanlage beträgt 5 kg/s.

ΔT_{LWS} zwischen Öleintrittstemperatur und der Erstarrungstemperatur des PCMs von 20 K („20 – Normal“) eingestellt. Weitere Teilerien werden mit Temperaturdifferenzen von 10 K und 30 K („10 K – Normal“ und „30 K – Normal“) durchgeführt. Die spätere Auswertung der Erstarrungsversuche ergibt jedoch eine jeweils um ca. 2 K kleinere Nettotemperaturdifferenz. Bei der Einstellung der Thermalölvorlauftemperatur sind die Wärmeverluste zwischen der Thermalölanlage und dem Eintritt in den Speicherbehälter überschätzt worden, wodurch eine zu hohe Ölvorlauftemperatur eingestellt worden ist. Innerhalb jeder Teilerie werden mindestens drei Wiederholungen durchgeführt, um eine Reproduzierbarkeit der Ergebnisse prüfen zu können.

In Anlehnung an den Speichereinsatz in einem realen Solarkraftwerk wird als stationäre Startbedingung für die Erstarrungsversuche eine flüssige Salztemperatur im aktiven Bereich zwischen den Rippen von $T_{PCM,start}(t=0) = 309\text{ °C}$ gewählt. Gleichzeitig soll diese niedrige Temperaturdifferenz zum Schmelzpunkt des PCMs (306 °C) die natürliche Konvektion weitestgehend unterdrücken, sodass der reine Erstarrungsvorgang ohne zusätzliche Einflüsse untersucht werden kann. In einer weiteren Teilerie „20 K – Konvektion“ wird eine hohe Ausgangstemperatur von $T_{PCM,start}(t=0) = 326\text{ °C}$ zur Bestimmung des konvektiven Einflusses eingestellt. Für die Aufschmelzversuche beträgt die Ausgangstemperatur der aktiven, festen Salzmasse $T_{PCM,start}(t=0) = 296\text{ °C}$ und die Teilerie der Konvektion entfällt (Tabelle 5-2).

Die Ergebnisse von *RS1* zeigen, dass die Reproduzierbarkeit sensibel auf die Versuchsausgangsbedingungen vor allem auf die Seitenwandtemperaturen des Behälters reagiert. Deshalb werden in *RS2* nur Versuche mit einer Temperaturdifferenz von 20 K jedoch mit unterschiedlichen Ausgangsbedingungen im Speicherbehälter untersucht. Abweichend vom Regelfall mit stationären Seitenwandtemperaturen („20 K – Normal“) werden auch je zwei Wiederholungen¹ für Versuche mit vollständig stationären Ausgangsbedingungen durchgeführt („20 K – stationär *RS2*“). Zusätzlich werden auch die Konvektionsversuche aus *RS1* wiederholt (Tabelle 5-2).

¹ Aufgrund der sehr langen Vorlaufzeiten von 2-3 Tagen pro Teilversuch (Erstarren/Aufschmelzen) wurde die Anzahl auf zwei Wiederholungen beschränkt.

Tabelle 5-2: Überblick Versuchs- und Teilversuchsserien für Erstarren (Erst.) & Aufschmelzen (Auf.)

	PCM-Starttemperatur $T_{PCM,liq} / T_{PCM,sol}$		Öleintritts-temperatur $T_{öl,in}$		Thermalöl-massenstrom		Anzahl Versuche	
	°C		°C		kg/s		#	
	Erst.	Auf.	Erst.	Auf.	Erst.	Auf.	Erst.	Auf.
<i>Rohrserie 1</i>								
10 K – Normal	309	296	298	319	2	2	3	4
20 K – Normal			288	329			6	6
30 K – Normal			278	339			3	3
20 K – Massenstrom			288	330	4	4	3	3
20 K - Konvektion	326	-	288	-	2	-	3	3
<i>Rohrserie 2</i>								
20 K – stationär	309	296	288	329	2	2	2	2
20 K – Normal							4	6
20 K – Konvektion	326	-	288	-			3	-

5.1.3 Beschreibung der Messtechnik

Zur Bestimmung der Wärmebilanz des Speicherbehälters sind je ein drei Millimeter starkes dreipunktkalibriertes¹ PT-100-Widerstandsthermometer (PT-100) mit einer Messungenauigkeit von $\pm 0,15$ K im Speicherbehältereintritt und -austritt des Thermalöls installiert. Das Widerstandsthermometer *PT-W-005-0001* ist seitlich ca. 15 cm in den oberen Sammler eingesteckt, während das Widerstandsthermometer *PT-W-005-0002* ca. 20 cm von oben in die Steigleitung (Stutzen C04.1 - Abbildung 8-32) hineinragt.

Im Speicherbehälter werden PCM-seitig drei Einzelrohre² mit Temperaturmessfühlern zur Aufzeichnung von Zeit-Temperaturkurven ausgerüstet. Dazu gehören das Zentralrohr (10) sowie zwei Rohre (Nr. 09 und Nr. 13) direkt im angrenzenden „Kreis“ um das Zentralrohr, so dass die Randeinflüsse auf diese Rohre minimiert werden können. Jedes der drei Rohre ist mit drei Messebenen ausgestattet – eine untere (E1), eine mittlere (Hauptmessebene, E2) sowie eine obere Messebene (E3) (Abbildung 5-4).

¹ Herstellerseitige Kalibrierung bei 286°C, 306°C und 326°C

² Der Fokus liegt auf der Auswertung der PCM-Temperaturen außerhalb des physischen Rohres. Deshalb beinhaltet im Folgenden die Bezeichnung „Rohr“ die sechseckige Basisgeometrie nach Abbildung 5-4. bestehend aus Rohr, Rippen und PCM.

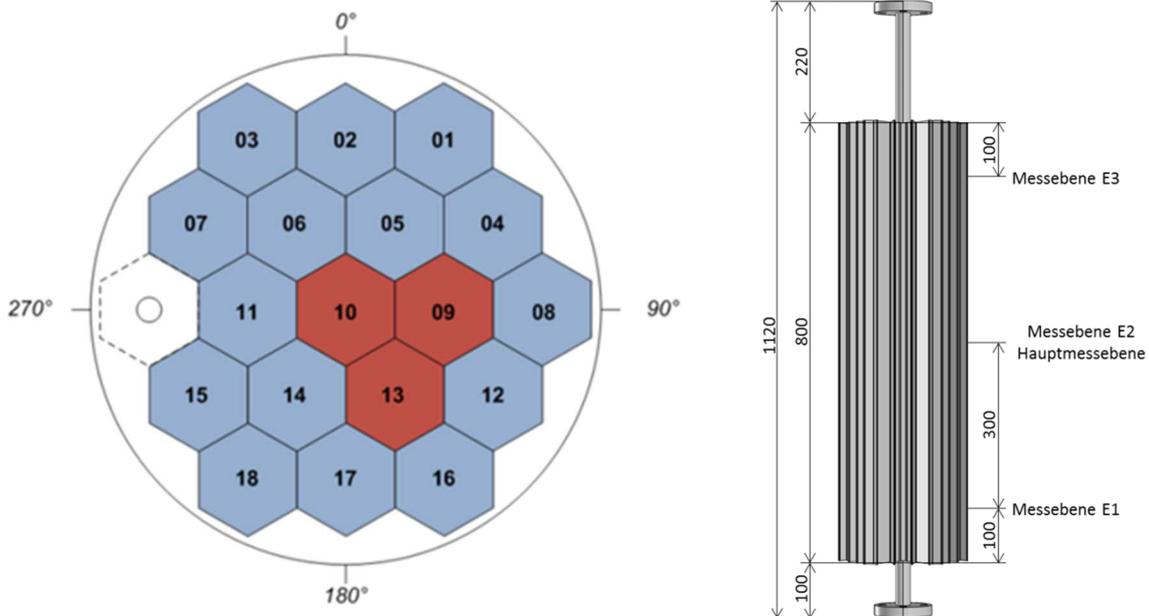


Abbildung 5-4: Schematische Darstellung des Rohrregisters und mit Messtechnik bestückte Einzelrohre (rot, links) sowie Detailmaße des Einzelrohrs in mm (rechts)

Die innerhalb der Messebenen verbauten Mantelthermoelemente (MTE) und PT-100 besitzen einen Durchmesser von 1,5 mm¹. Neben den nicht kalibrierten MTE mit einer Messunsicherheit im Betriebstemperaturbereich von $\pm 1,5$ K sind dreipunktkalibrierte² MTE mit einer Messunsicherheit von $\pm 0,5$ K sowie dreipunktkalibrierte², hochgenaue PT-100 mit $\pm 0,15$ K verbaut. Insgesamt sind fünf unterschiedliche Positionen vorhanden, die teilweise innerhalb eines Rohres und einer Messebene redundant ausgeführt sind. Auf diese Weise sollen Unterschiede in Abhängigkeit der Winkellage geprüft werden.

Die Bezeichnung der einzelnen Messfühler erfolgt entsprechend der Art des Temperaturfühlers MTE/PT gefolgt von der Nummer der Messebene, der Nummer des Rohres und der spezifischen Fühlerposition (Bsp. MTE-02-10-01). Die Messtechnik und Positionierung ist exemplarisch für das Zentralrohr Rohr 10 – Messebene 2 in Abbildung 5-5 dargestellt. Für die RS1 sind in Rohr 09 und im Rohr 10 alle drei Ebenen mit Messtechnik bestückt. Da Rohr 13 gleich positioniert³ ist wie Rohr 09 somit zu diesem redundant ist, ist es nur in der Hauptmessebene mit Temperaturfühlern ausgestattet. In RS2 wird das geklammerte Rippenrohr 09 zum direkten Vergleich der geklammerten und gekrimpten Rippenrohre unverändert belassen. Die neuen gekrimpten Rippenrohre 10 und 13 werden wie in RS1 mit Messtechnik ausgestattet. Zusätzlich werden im Rohr 13 auch die obere und untere Messebene mit Temperatursensoren bestückt, um einen Vergleich der gekrimpten Rippenrohre über alle drei Messebenen zu ermöglichen. Der Überblick über die Positionierung und Bezeichnung aller verbauten Temperaturfühler ist im Anhang in Kapitel 8.4.2 und 8.4.3 einzusehen.

¹ Einzig die direkt am Rohr positionierten Fühler sind aus Platzgründen nur 1 mm stark.

² Herstellerseitige Kalibrierung bei 286°C, 306°C und 326°C

³ Es ist ebenfalls im direkten Kreis um das Zentralrohr und ohne direkten Kontakt zur Behälterinnenwand angeordnet.

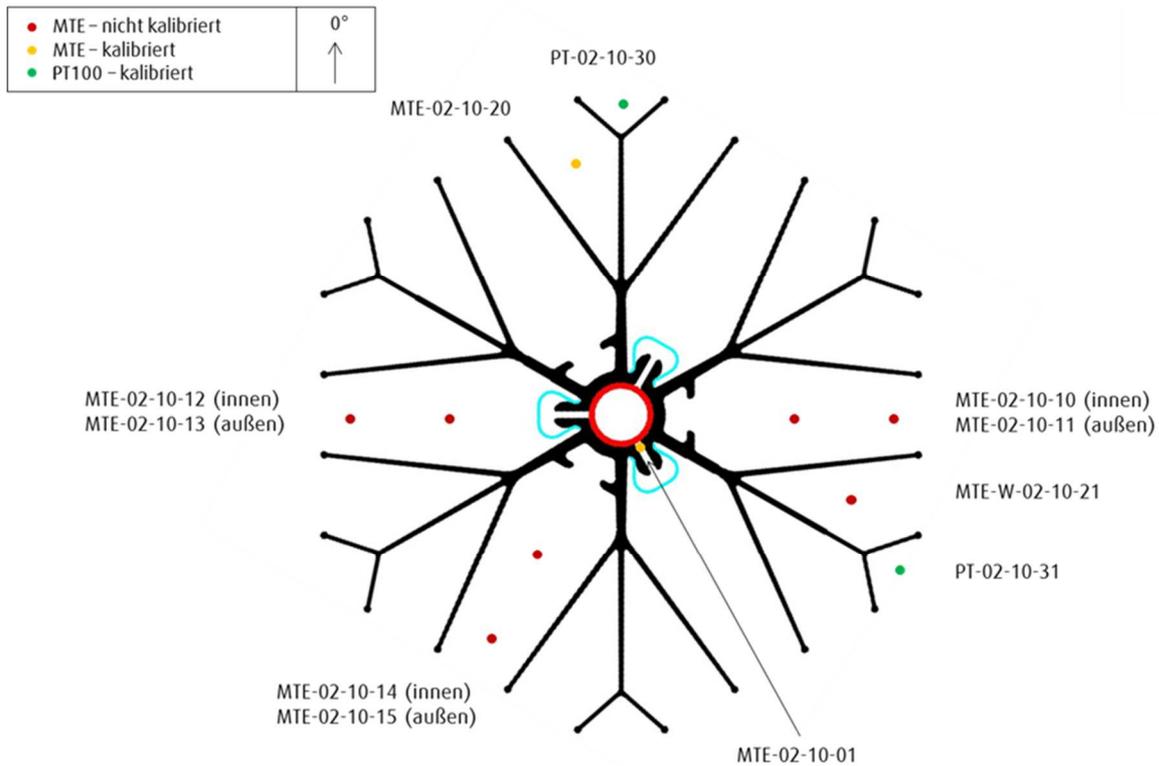


Abbildung 5-5: Positionierung der Temperaturmessfühler in Rohr 10 Messebene 2 für RS1 und RS2

Neben den Messfühlern zwischen den Rippen im aktiven Bereich sind weitere Messfühler an der Tankinnenwand im inaktiven Bereich verbaut. Hierzu zählen Messstellen sowohl am Boden des Tanks als auch an der Seitenwand mit dem Ziel die Wandtemperaturen zu messen. Darüber hinaus existieren Temperaturmessstellen auf der Außenwand zur Regelung der Begleitheizung, sowie zur Messung der Außentemperatur. Die Thermalölanlage selbst verfügt über Messeinrichtungen für den Anlagendruck, den Gesamtmassenstrom sowie die Vorlauftemperatur des Thermalöls direkt nach dem Elektroerhitzer.

5.1.4 Temperatúrauswertung

Zum Abschluss des Kapitels zur Versuchsmethodik wird die Auswertung und Ungenauigkeit der Temperaturmesstechnik nochmals diskutiert. Für jedes im PCM befindliche PT-100 wird die Erstarrungstemperatur jedes Versuches der RS1 anhand des sich ergebenden Zweiphasenplateaus bestimmt und mit dem kalibrierten Wert des Kalibrierscheins korrigiert. Eine Betrachtung der Intervalle und der noch verbleibenden Messungenauigkeit von $\pm 0,15$ K zeigt, dass die exakte Erstarrungstemperatur zwischen 305,85 °C und 305,94 °C und somit nahe der in der Literatur angegeben 306 °C liegt (Abbildung 5-6). Für die weiteren Betrachtungen wird die Erstarrungstemperatur des PCMs mit 306,0 °C angenommen.

Die Auswertung der MTE zeigt für jeden Messfühler und Versuch unterschiedliche Abweichungen von bis zu 2,5 K zur Erstarrungstemperatur. Diese können nicht ausschließlich auf die reine Messungenauigkeit des Messfühlers zurückgeführt werden. Es wird beobachtet, dass die angezeigte Temperatur stark von der internen Vergleichsmessung im Thermoelement abhängt, die wiederum von der Temperatur im Schaltschrank abhängig ist. Im Schaltschrank liegt aber eine ungleichmäßige

Temperaturverteilung vor, aufgrund derer die Messunterschiede bis zu 1,3 K betragen¹. Bei gemeinsamer Berücksichtigung beider Effekte liegt die Erstarrungstemperatur von 306°C innerhalb des Ungenauigkeitsintervalls der MTE, so dass diese korrekt funktionieren. Bei der Auswertung werden – sofern nicht anders angegeben – alle Temperaturkurven in der Art und Weise korrigiert, dass die Temperatur des Erstarrungsplateaus 306 °C entspricht.

Da die angezeigten Temperaturen der MTE schnellen und starken Schwankungen von $\pm 0,2$ K bei einer zehnssekündlichen Messwertaufzeichnung unterliegen, werden alle Temperaturkurven als Mittelwertskurven mit einem Intervall von zehn Minuten dargestellt.

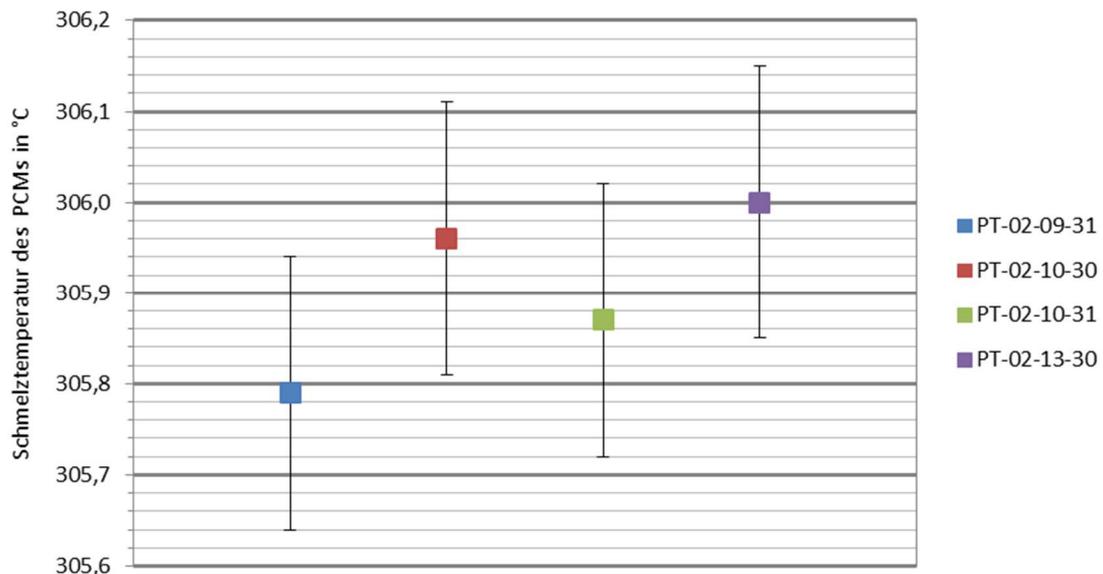


Abbildung 5-6: Gemittelte und gemäß Kalibrierung korrigierte Erstarrungstemperaturen über alle Versuche der RS1 der zwischen den Rippen verbauten PT-100²

¹ Betroffen sind insbesondere die MTE in Rohr 13, die im Schaltschrank in der oberen Baugruppenleiste verbaut sind. Aufgrund von Stauwärme ist die lokale Temperatur dort größer als in der unteren Leiste.

² Eine Auswertung des PT-02-09-30 in RS1 ist aufgrund eines Defektes des Messfühlers in RS1 nicht möglich.

5.2 Rohrserie 1 – geklammerte Rohre

5.2.1 Erstarrungsvorgang

Zur Prüfung der Reproduzierbarkeit der Ergebnisse wird jede Teilversuchsserie mindestens dreimal wiederholt. Bis auf einzelne Abweichungen in der Teilserie „20K – Normal“, die in [Rei16] durch unterschiedliche Versuchsausgangsbedingungen an den Tankwänden erklärt werden, sind alle Versuche reproduzierbar. Somit kann für jede Teilserie je ein repräsentativer Versuch betrachtet werden. Die in diesem Kapitel aufgeführten Erkenntnisse sind exemplarisch für jeweils eine Versuchsreihe und einzelne Messpositionen dargestellt, können aber für alle Versuchsreihen und die Messpositionen 01, 20/21 und 30/31 (vgl. Abbildung 5-5) beobachtet werden. Sie gelten somit für die gesamte Versuchsanlage.

Als Versuchsende wird das Unterschreiten der Temperatur von 300°C auf allen Messpositionen im aktiven Bereich festgesetzt, sodass eine vollständige Erstarrung des aktiven Bereichs angenommen werden kann. Die Versuchszeiten liegen demnach zwischen ca. acht Stunden für die Teilserie „30 K – Normal“, zwölf Stunden für „20 K – Normal“ und bis zu 30 Stunden für die Teilserie „10 K – Normal“.

Die Temperaturen der einzelnen Messfühler werden auf folgende Punkte ausgewertet:

- Erstarrungsverhalten innerhalb einer Messebene eines Rohres
- Erstarrungsverhalten innerhalb einer Messebene aller drei Rohre
- Erstarrungsverhalten innerhalb eines Rohres über alle Messebenen
- Vergleich des Erstarrungsverhaltens zwischen normaler und konvektiver Teilversuchsserie

Erstarrungsverhalten innerhalb einer Messebene eines Rohres

Da im Simulationsmodell nur symmetrische Teilausschnitte eines Rippenprofilquerschnitts betrachtet werden, muss ein über dem gesamten Profilumfang (Winkellage) gleiches Erstarrungsverhalten überprüft werden. Hierbei muss insbesondere auch der Einfluss der Teilausschnitte mit Federstahlklammern und Montagenasen geklärt werden, der im Simulationsmodell nicht dargestellt ist. Insbesondere die Messfühler der Positionen 10 bis 15 (Abbildung 5-5) sind für die Untersuchung dieses zweiten Teilaspektes vorgesehen, können jedoch für eine Auswertung nicht herangezogen werden. Obwohl die Versuchsergebnisse weitestgehend reproduzierbar sind, ergibt die Vermessung der Ein- und Ausbaumaße der Messfühler, dass sich diese vor, während oder nach dem Betrieb um bis zu 15 mm verschoben haben. Dies ist auf die zu den anderen Positionen unterschiedliche Befestigungstechnik zurückzuführen, bei der die Messelemente nur verklemt aber nicht verklebt sind. Die exakten Messpositionen während der Versuche sind deshalb nicht exakt bestimmbar. Eine detaillierte Auswertung bestätigt dies, da keine erkennbare Logik des zeitlichen Temperaturverhaltens weder basierend auf den Einbau- noch auf den Ausbaumaßen erkennbar ist.

Zuerst wird das erwartete Erstarrungsverhalten von der Rohraußenseite zum äußeren Ende der Basisgeometrie bei Betrachtung der Positionen 01, 20/21, 30/31 (Abbildung 5-5) bestätigt. Auf den Positionen 20 und 30 ist das isotherme Verhalten im Zweiphasengebiet („Temperaturplateau“) deutlich erkennbar. Dieses fehlt jedoch auf der Position 01, auf der das Gebiet aufgrund der direkten Nähe zum Rohr innerhalb weniger Minuten und nicht eindeutig bestimmbar durchschritten wird (Abbildung 5-7).

Für die redundanten Positionen 20/21 sowie 30/31 können für alle Teilversuchsserien trotz gewisser Messungenauigkeiten der exakten Einbauposition von ± 2 mm übereinstimmende Temperaturverläufe beobachtet werden. Abbildung 5-7 zeigt exemplarisch nahezu exakt aufeinanderliegende Temperaturverläufe.

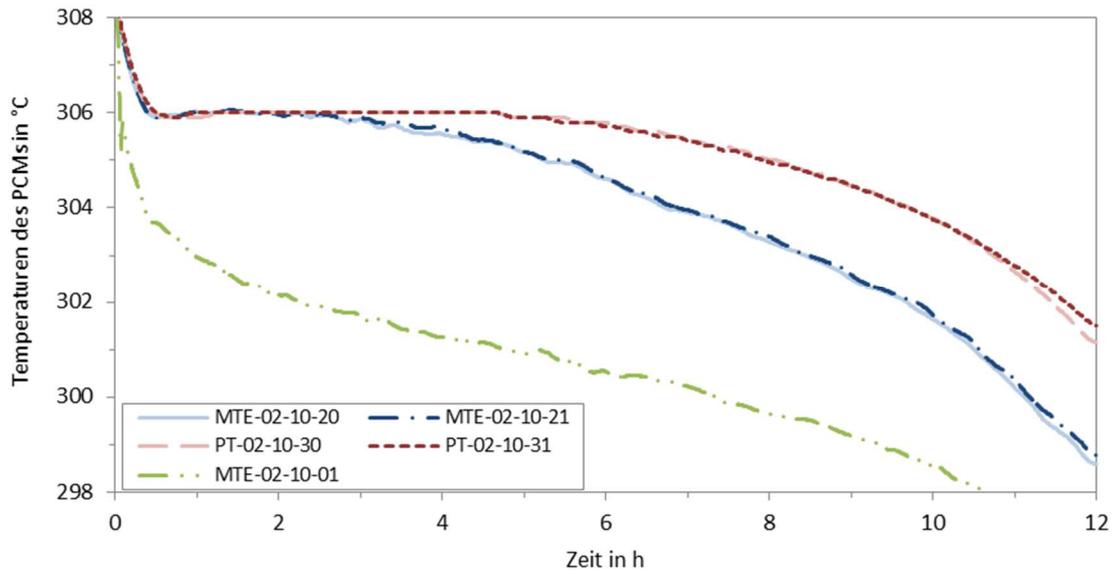


Abbildung 5-7: Zeitlicher Verlauf der Temperaturen des PCMs für ausgewählte Messpositionen zum Vergleich innerhalb eines Rohres in einer Messebene – Ebene 2, Rohr 10 – Erstarren RS1 „20 K – Normal“

Erstarrungsverhalten innerhalb einer Messebene aller drei Rohre

In der Teilversuchsserie „20 K – Normal“ dauert es 11:10 h bis das PCM an der Position 20 im Zentralrohr 10 in Ebene 2 eine Temperatur von 300 °C erreicht. Auf den gleichen Positionen in den Rohren 09 und 13 ist das Erstarrungsverhalten um 0:42 h bzw. 0:36 h (+6 %) langsamer. Die Temperaturverläufe in Rohr 09 und 13 verlaufen nahezu identisch. Gleiches gilt auch für die Position 30, auf der im Zentralrohr die 300 °C mit 12:33 h um 0:21 h (Rohr 09) bzw. 0:28 h (Rohr 13) eher erreicht werden.

Dass dieses Verhalten durch höhere Wärmeverluste in den äußeren Rohren 09 und 13 begründet ist, kann mit großer Sicherheit ausgeschlossen werden. Zum einen sind die Wärmeverluste über die gesamte Behälterseitenwand und den Behälterboden bei eingeschalteter Begleitheizung mit ca. 0,5 kW gering. Zum anderen ergibt ein Vergleich der PCM- und Tankinnenwandtemperaturen im stationären Betriebszustand keinerlei Unterschiede in radialer Richtung.

Es wird vermutet, dass diese Unterschiede durch einen leicht erhöhten Thermalölmassenstrom im Zentralrohr verursacht werden. Eine Überprüfung anhand des Simulationsmodells bestätigt, dass schon Massenstromunterschiede von $\pm 5\%$ zu Abweichungen von über ± 20 Minuten führen. Messungen des Massenstroms mit einem ultraschallbasierten *Flowmeter* am unberippten Einzelrohr und bei Umgebungstemperaturen zeigen zwar keine signifikanten Unterschiede, jedoch sind die Messungenauigkeiten sowie die Schwankungen von zusammen $\pm 10\%$ so groß, dass kleinere Unterschiede nicht ausgeschlossen werden können.

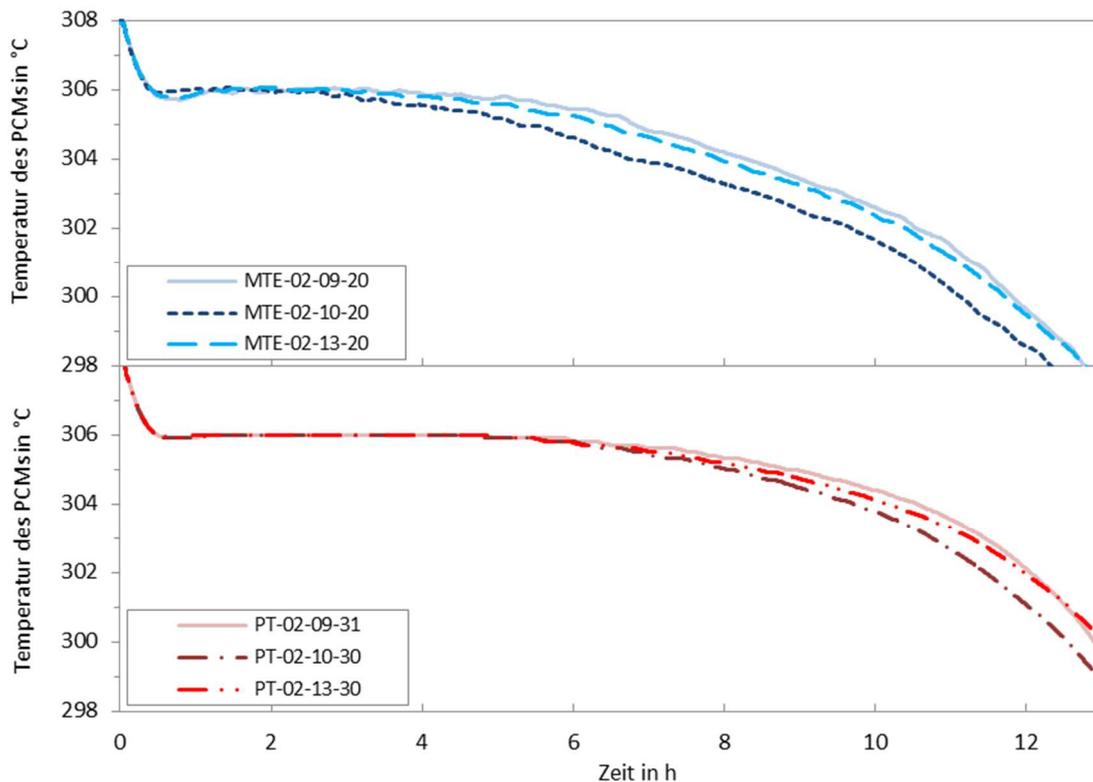


Abbildung 5-8: Zeitlicher Verlauf der Temperaturen des PCM für die Positionen 20 und 30 zum Vergleich dreier Rohre in einer Messebene – Ebene 2, Rohr 09, 10, 13 – Erstarren RS1 „20 K – Normal“¹

Erstarrungsverhalten innerhalb eines Rohres über alle Messebenen

Die Betrachtung des Erstarrungsverhaltens über alle Messebenen zeigt ein geringfügig langsames Erstarrungsverhalten in der mittleren und oberen Ebene, also ein Erstarrungsverhalten gemäß der Strömungsrichtung des HTFs. Dieses Verhalten wird jedoch bedingt durch die vorhandenen Temperaturunterschiede des Thermalöls $\Delta T_{\text{Öl}}$ zwischen dem Speichereintritt und -austritt und wird bei einem isothermen Phasenwechsel des HTFs wahrscheinlich nicht auftreten.

In der Teilsreihe „30 K – Normal“ wird in Ebene 1 ein um ca. 30 Minuten (+7 %) schnellerer Erstarrungsverlauf ($T = 300 \text{ °C}$) gegenüber Ebene 2 und 3, die wiederum gleich verlaufen, beobachtet (vgl. Abbildung 5-9). Die Betrachtung der Öleintritts- und Ölaustrittstemperaturen weist darauf hin, dass dies durch eine größere Temperaturdifferenz ΔT_{LWS} zwischen Öl und Schmelztemperatur des PCMs am unteren Ende des Einzelrohrs hervorgerufen wird. Die Übereinstimmung von Messebene 2 und 3 lässt darauf schließen, dass das Erstarrungsverhalten über alle Messebenen – also über der Rohrhöhe – für kleine Temperaturdifferenzen $\Delta T_{\text{Öl}}$ gleichmäßig erfolgt. Selbst in der Versuchsserie „30 K – Normal“ mit größten übertragenen Wärmeleistungen beträgt die mittlere Differenz $\Delta T_{\text{Öl}}$ lediglich 1,8 K.

In diesem Sinne bestätigen die Versuchsserien „20 K – Normal“ und „10 K – Normal“ mit kleiner werdenden Übertragungsleistungen und somit kleineren Temperaturdifferenzen auch geringere zeitliche Unterschiede zwischen den Ebenen. Die nicht vorhandenen Unterschiede über der Höhe bei isothermem Phasenwechsel des HTFs sind auch von Garcia et al. [Gar15a], [Gar15b] nachgewiesen.

Der schnellere Temperaturabfall in Messebene 3 zum Ende des Versuchszeitraums – ca. ab acht Stunden in Abbildung 5-9 – wird vermutlich durch konstruktionsbedingte Wärmeverluste

¹ Die Auswertung des Messfühlers PT-02-09-30 war aufgrund technischer Probleme nicht möglich, so dass der Fühler PT-02-09-31 herangezogen wird.

hervorgerufen. Da der Speichertank nach oben offen und weniger stark gedämmt ist, tritt dort der Großteil der Wärmeverluste auf. Zu Beginn des Erstarrungsvorgangs stammen diese Verluste größtenteils aus dem flüssigen PCM oberhalb der Rippen und oberhalb der dritten Messebene. Das flüssige PCM stellt somit eine Art „Isolationsschicht“ gegenüber der Ebene 3 dar, in der der Einfluss der Wärmeverluste noch nicht bemerkbar ist. Im Versuchsverlauf erstarrt dieses PCM, während gleichzeitig der Füllstand aufgrund des Phasenwechsels im gesamten Speichertank um bis zu 13 Zentimeter¹ absinkt. Dieses Verhalten kann anhand der Ausbildung multipler Schichten mit großen Lunkern in Abbildung 5-10 beobachtet werden. Ist das flüssige PCM oberhalb Messebene 3 komplett erstarrt, so fehlt die nun auch dünnere „Isolationsschicht“. Die Wärmeverluste wirken sich direkt auf die Messebene 3 aus. Erkennbar ist auch, dass dieser Effekt umso stärker ist, desto kleiner die Temperaturdifferenzen ΔT_{LWS} entsprechend einem kleinen Wärmestrom vom Thermalöl an das PCM und desto länger die Versuchszeiten sind.

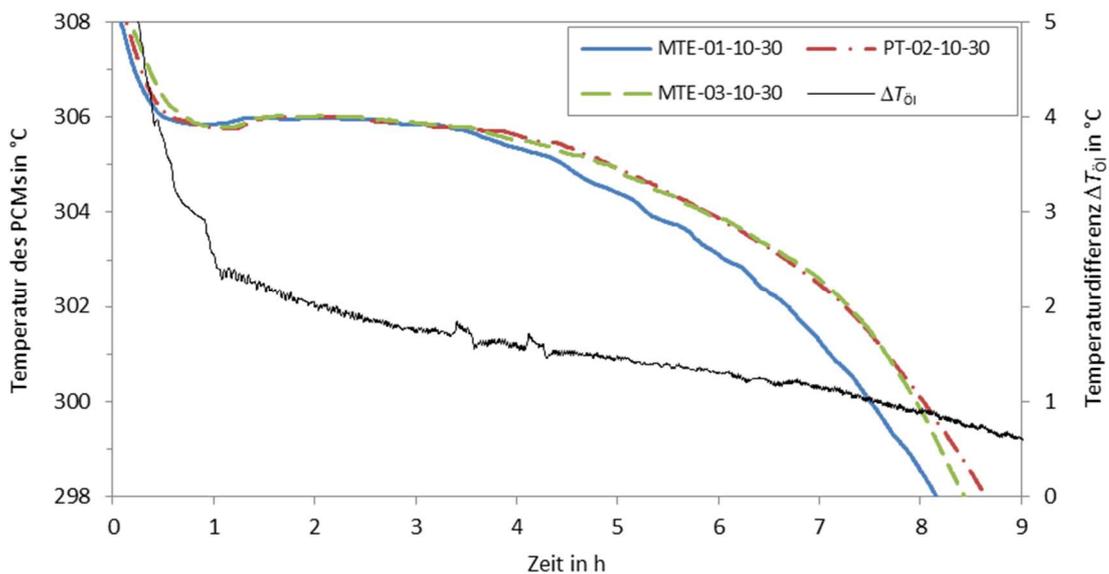


Abbildung 5-9: Zeitlicher Verlauf der Temperaturen des PCMs für die Position 30 für 3 Messebenen – Ebene 1-3, Rohr 10 – Erstarren RS1 „30 K – Normal“

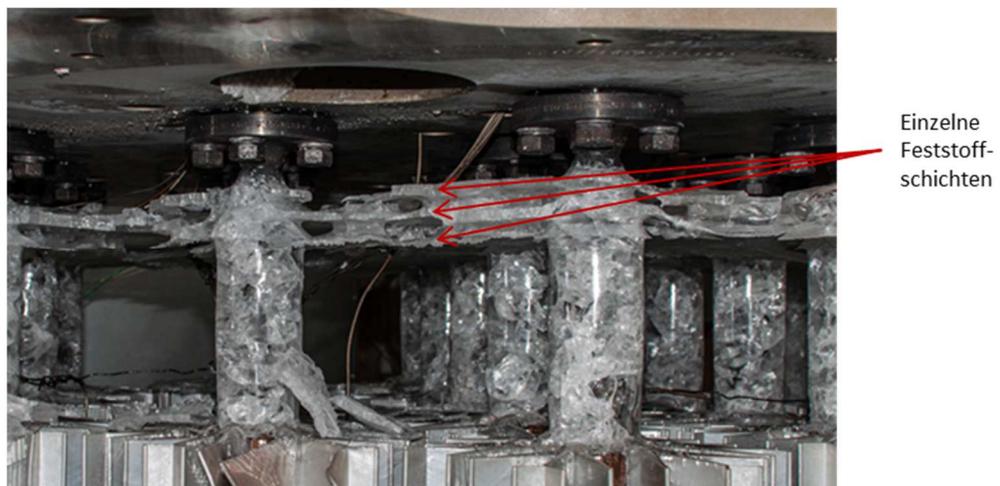


Abbildung 5-10: Multiple PCM Feststoffschichten am oberen Ende der Rohre nach ca. 1,5 h Erstarrung

¹ Die Angabe ist bezogen auf den vollständigen flüssig-fest Phasenwechsel der gesamten Salzmasse. Das Absinken ist vermutlich geringer, da während der Versuche nicht die gesamte inaktive Salzmasse unterhalb der berippten Rohre erstarrt werden kann.

Konvektionseinflüsse

Durch unterschiedliche Starttemperaturen des flüssigen Salzes von 326 °C und 309 °C können Konvektionseffekte gezielt gefördert oder unterbunden werden. Um die Kurven vergleichen zu können, sind die Konvektionsversuche um 1:21:30 h in negativer x-Richtung verschoben, sodass der Erstarrungsbeginn zeitlich zusammenfällt. Die gut übereinstimmenden Temperaturverläufe bestätigen, dass die Konvektion trotz der ungünstigen Speicherbehälterkonstruktion keinen signifikanten Einfluss auf die Wärmeübertragung während der Erstarrung und Unterkühlung des PCMs hat (Abbildung 5-11). Zusätzliche Messfühler in RS2 werden zeigen, dass das vollständige Erstarren der inaktiven PCM-Masse unterhalb der Rippen mehrere Tage dauert. Dadurch ist während der gesamten Versuchszeit im unteren Bereich des Tanks ausreichend heißes, flüssiges Salz vorhanden, um Konvektionsvorgänge zu begünstigen. Allerdings kann nicht final geklärt werden, ob der Konvektionseinfluss nur vernachlässigbar gering ist oder die Konvektion gänzlich zum Erliegen kommt. In dieser Teilversuchsserie zeigt sich auch die große Abhängigkeit von den Versuchsausgangsbedingungen. Bei der Starttemperatur von 326 °C ist sichergestellt, dass nahezu die gesamte Masse des PCMs im Speicherbehälter aufgeschmolzen ist. Für die anderen Teilversuchsserien mit einer Starttemperatur im aktiven Bereich von 309 °C kann dieser Zustand vor allem im oberen Tankbereich insbesondere auf Höhe von Messebene 3 nicht bzw. nicht in jedem Versuch erreicht werden. Demzufolge ist die zu erstarrende Masse der Konvektionsversuche größer und das Erstarrungsverhalten langsamer. Dieses Verhalten kann insbesondere in den Ebenen 2 und 3 beobachtet werden, in denen die Konvektionsversuche um 1,5 % - 3 %¹ und respektive um 30,4 % bis 33,9 % mehr Zeit zum Erreichen der Temperatur von 300 °C benötigen (vgl. Abbildung 5-11 und Abbildung 8-44).

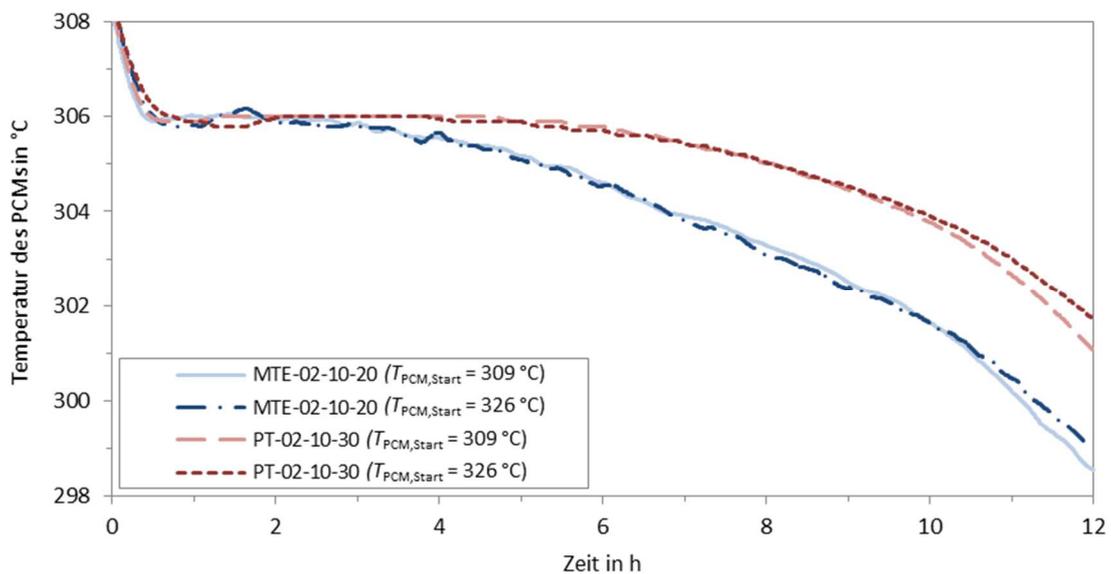


Abbildung 5-11: Zeitlicher Verlauf der Temperaturen des PCMs für die Positionen 20 und 30 für verschiedene Starttemperaturen – Ebene 2, Rohr 10 – Erstarren RS1 „20 K – Normal“ & „20 K – Konvektion“

¹ Diese Angaben beziehen sich auf die in Abbildung 5-11 dargestellten Messfühler auf Position 20 und 30 und sind für die übrigen Messfühler und Rohre ähnlich.

5.2.2 Experimentelle Validierung des Simulationsmodells

Zur Validierung des Simulationsmodells aus Kapitel 3.3 müssen einzelne Parameter des Modells wie die Start-, die Öltemperatur und der Wärmeübergangskoeffizient an die Realbedingungen angepasst werden. Die Starttemperaturen werden über die hochgenauen PT-100 (vgl. Kapitel 5.1.4) bestimmt.

Die Thermalöltemperatur in Messebene 2 wird als Mittelwert der mittleren Vor- und Rücklauftemperatur angenommen, ist jedoch mit deutlichen Unsicherheiten behaftet. Einerseits beinhaltet die gemessene Öltemperaturdifferenz $\Delta T_{\text{Öl}}$ auch die Wärmeverluste von ca. 6 kW [Rei16], so dass die reale Differenz um bis zu 1,4 K größer sein müsste. Andererseits wird auch Wärme in Strömungsrichtung vor dem berippten Bereich also im nicht aktiven Bereich der Steigleitung und des unteren Sammlers übertragen. Eine Messung dieser übertragenen Wärme ist aus technischen Gründen nicht möglich, weshalb die exakte Öltemperatur innerhalb des aktiven Bereichs nicht bestimmt werden kann. Der Einfluss der Wärmeverluste auf die Öltemperaturdifferenz ist vor allem in der Versuchsserie „10 K – Normal“ zu beobachten, in der die mittlere Temperaturdifferenz aufgrund der geringen Wärmeübertragungsleistung negativ ist. Für diese Versuchsserie wird die mittlere Ölvorlauftemperatur von 298,4 °C als Temperatur der Messebene 2 angenommen.

Die Öltemperatur wird ebenfalls zur Bestimmung der Stoffdaten des Thermalöls und somit des Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha_{\text{Öl}}$ benötigt [VDI13] (Tabelle 5-3). Ungenauigkeiten hierbei entstehen allgemein durch die Verwendung der empirischen Korrelation zur Berechnung des Koeffizienten und die Ungenauigkeit der Massenstromregelung und -verteilung.

Die einzige Änderung des in Kapitel 3.3 verwendeten Simulationsmodells ist die Aufhebung der Massenerhaltung. In Kapitel 3.3.1 ist angenommen, dass die Feststoffdichte der Flüssigdichte entspricht. Dies bedeutet, dass kein zusätzliches PCM in den aktiven Bereich (im Modell in den Querschnitt) fließt, obwohl dies aufgrund der höheren Feststoffdichte und des freiwerdenden Volumens möglich wäre. Die Auslegung und maximale Befüllung des Speicherbehälters ergeben jedoch, dass sich oberhalb der Rippeneine eine ausreichende flüssige Salzmenge befindet, um den aktiven Bereich während des Erstarrungsvorgangs vollständig aufzufüllen.

Tabelle 5-3: Ausgangsparameter der Modellvalidierung abweichend zu Tabelle 3-1 und Tabelle 8-1

Teilversuchsserie	Starttemperatur T_{start}	Mittl. Öltemperatur Vorlauf / Rücklauf	Wärmeübergangskoeffizient $\alpha_{\text{Öl}}$	Latente Wärme [Mar16]
10 K – Normal	308,2	298,4°C / 297,7°C	514,0 W/m ² /K	179,4 kJ/kg
20 K – Normal	308,0	288,5°C / 289,0°C	497,0 W/m ² /K	
30 K – Normal	308,7	278,6°C / 280,4°C	481,5 W/m ² /K	
20 K – Massenstrom	309,5	288,9°C / 289,5°C	893,5 W/m ² /K	

Obwohl ein leicht erhöhter Massenstrom im Rohr 10 vermutet wird, wird die Modellvalidierung mit den Versuchsergebnissen dieses Rohres auf Basis einer gleichmäßigen Massenstromverteilung durchgeführt. Abbildung 5-12 präsentiert die berechneten und gemessenen Temperaturverläufe der Positionen 01, 20 und 30 der Versuchsserie „20 K – Normal“. Für die Positionen 01 und 20 sind bei Betrachtung des gesamten Versuchszeitraums eine sehr gute Übereinstimmung und für die Position 30 eine gute qualitative Übereinstimmung mit einem leicht schnelleren experimentellen Verlauf erkennbar. Die Simulation unterschätzt zeitlich die experimentellen Ergebnisse auf den Positionen 01 und 20 um 22 bzw. vier Minuten, während die Position 30 um 44 Minuten überschätzt wird¹. Dies entspricht einer zeitlichen Abweichung von maximal -3,5 % und +5,9 % bezogen auf den gemessenen

¹ Die Angaben sind bezogen auf das Erreichen der Referenztemperaturen von 298 °C (Position 01) und 300 °C (Position 20 und 30).

Wert. Die berechneten Temperaturkurven der Positionen 01 und 20 liegen fast vollständig innerhalb des Ungenauigkeitsinterintervalls der Messfühler. Wird die Messabweichung der Fühler auf Position 30 im positiven Sinne berücksichtigt, so reduziert sich die zeitliche Abweichung bei 300 °C von 44 auf 40 Minuten bzw. von +5,9 % auf +5,4 %.

Neben dem Plateau des Zweiphasengebiets gibt das Experiment auch die deutliche Änderung der Steigung im unterkühlten Bereich (bei ca. 10:30 h) wieder, die laut Simulation durch das Erreichen der Einzelrohrsymmetriegrenze durch festes PCM ausgelöst wird. Das Ende des Zweiphasengebiets verschimmt im Experiment deutlich gegenüber der Simulation, wie es auch in anderen Arbeiten beobachtet worden ist [Vog14]. Mögliche Ursachen hierfür sind zum einen die direkte Beeinflussung durch den Temperaturmessfühler selbst, sowie ein Temperatúrausgleich durch axiale Wärmeleitung innerhalb der Rippen und des PCMs, der im zweidimensionalen Modell nicht darstellbar ist.

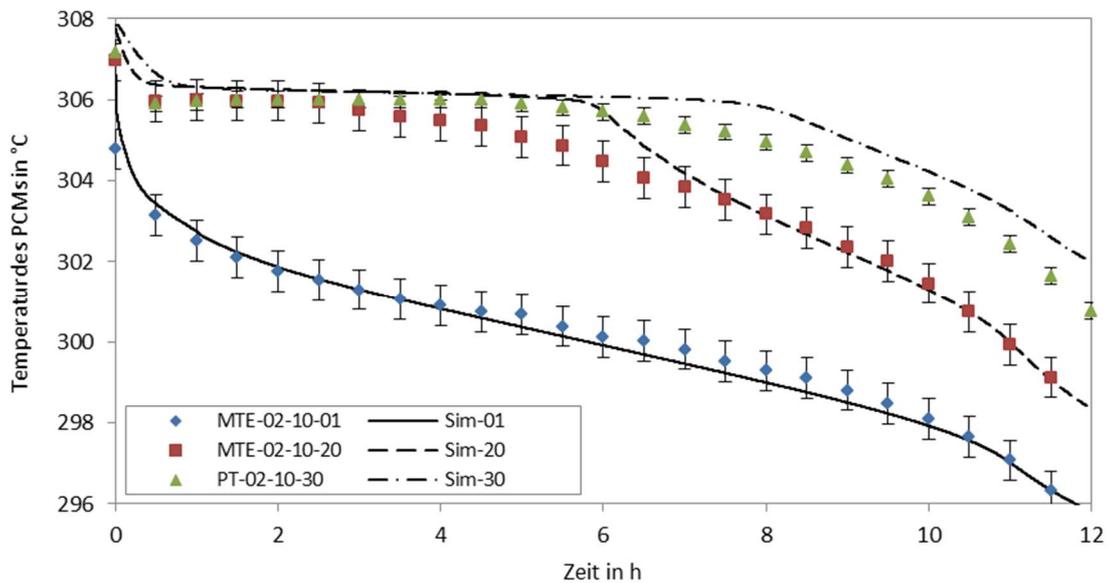


Abbildung 5-12: Zeitlicher Verlauf der Temperaturen des PCMs im Experiment und gemäß der Simulation für verschiedene Messpositionen – Ebene 2, Rohr 10 – Erstarren „20 K - Normal“

Diese Ergebnisse werden auch bei der Betrachtung der übrigen Teilversuchsserien bestätigt (Abbildung 5-13 und Abbildung 8-43). Die berechneten Temperaturkurven der Position 20 liegen mit Ausnahme des Endes des Zweiphasengebietes innerhalb des Fehlerintervalls der gemessenen Temperaturen. Auf der Position 30 überschätzt die Simulation wiederum das Erstarrungsverhalten und liegt auch außerhalb des Fehlerintervalls der hochgenauen PT-100 Temperaturmessfühler. Die Abweichungen des Modells bezogen auf das experimentelle Verhalten liegen bei maximal -5 % und +6,5 % bezogen auf den Messwert (Tabelle 5-4).

Wahrscheinlich ist, dass von der Starttemperatur unabhängige Konvektionsströme auftreten, mit denen die für alle Teilversuchsserien geltende Abweichung auf der Position 30 erklärt wird. Zum einen sind die Messfühler auf der Position 30 nur von wenigen weit entfernten Rippen umgeben. Zum anderen existiert konstruktionsbedingt eine große inaktive Salzmasse unterhalb der Rippen. Diese benötigt vor allem im Bereich unterhalb der Positionen 30 zwei bis drei Tage zur vollständigen Erstarrung und kann somit die Konvektionsausbildung fördern.

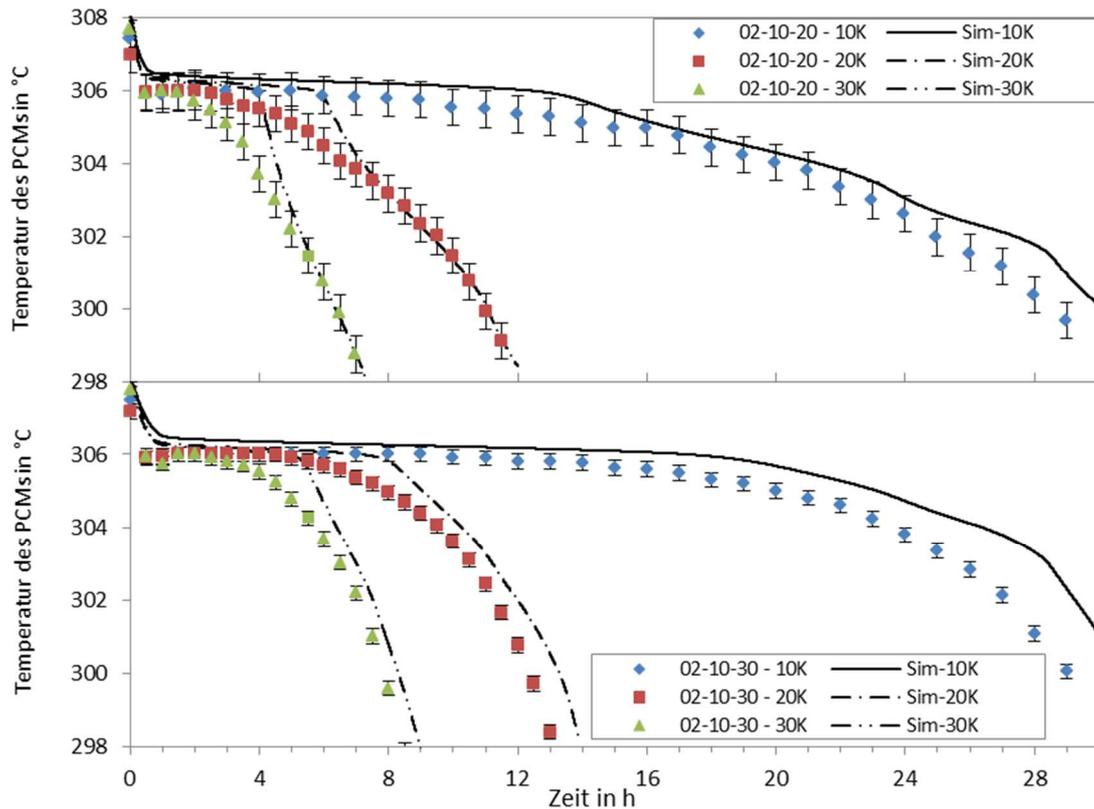


Abbildung 5-13: Zeitlicher Verlauf der Temperaturen des PCMs in Experiment und Simulation für MTE-02-10-20 (oben) und PT-02-10-30 (unten) in verschiedenen Teilversuchsserien — Erstarren RS1 „10 K – Normal“, „20 K – Normal“ und „30 K – Normal“

Die wesentlichen Ungenauigkeiten dieser Validierung liegen in der bereits erläuterten nicht exakt bestimmbaren Thermalöltemperatur sowie im vermuteten unterschiedlichen Massenstrom zwischen dem Zentralrohr und den Rohren 09 und 13 (vgl. Abbildung 5-8). Ein Vergleich der Simulationsergebnisse mit den Temperaturverläufen des Rohres 09 zeigt die Umkehrung des Verhaltens. Die Simulationsergebnisse stimmen nun im Wesentlichen mit der Position 30 überein, während die Positionen 01 und 20 um 5 bis 20 % unterschätzt werden. Zusammenfassend gilt, dass das Simulationsmodell das experimentelle Verhalten mit guter und für eine wirtschaftliche Auslegung hinreichender Genauigkeit wiedergibt. Diese Genauigkeit gilt trotz der Vernachlässigung jeglicher, natürlicher Konvektionsvorgänge und trotz der genannten experimentellen Messunsicherheiten. Letztere sind vor allem auf die Größe und das Design der Versuchsanlage zurückzuführen, die für eine exakte und ausschließliche Modellvalidierung einiges Verbesserungspotential aufweist.

Tabelle 5-4: Erstarrungszeiten des PCMs ($T = 300,0 \text{ °C}$)¹ für das Experiment und die Simulation

	Erstarrungszeit in hh:min	10 K Normal	20 K Normal	30 K Normal	20 K Massenstrom
Position 20	Experimentell	27:20	11:07	6:35	7:49
	Simulation	28:57	11:03	6:21	7:26
	Differenz	+1:37	-0:04	-0:14	-0:23
	Proz. Abweichung	+5,9 %	-0,6 %	-3,5 %	-5,0 %
Position 30	Experimentell	28:13	12:33	8:02	9:21
	Simulation	30:02	13:17	8:18	9:42
	Differenz	+1:49	+0:44	+0:16	+0:21
	Proz. Abweichung	+6,4 %	+5,9 %	+3,4 %	+3,7 %

Sensitivitätsanalyse

In einer Sensitivitätsanalyse der numerischen Simulation werden die Änderungen des zeitlichen Verhaltens einer Position zum Erreichen einer bestimmten Temperatur untersucht. Die gemessenen Wärmeverluste senken die Temperaturdifferenz um bis zu 1,4 K, sodass die Auswirkung einer um 1,0 K und 1,5 K erhöhten Thermalöltemperatur untersucht wird. Die Messungenauigkeit der Einzelrohrmassenstrommessung des Thermalöls betrug $\pm 5 \%$ und wird in Form des sich ändernden Wärmeübertragungskoeffizienten α_{0i} betrachtet. PCM-seitig werden die Annahmen der Massenerhaltung mit einer Feststoffdichte entsprechend der Flüssigkeitsdichte und die latente Wärme mit dem in der Literatur angegeben Wert von 175 kJ/kg berücksichtigt. Die Wärmekapazität des festen PCMs wird von [Bau12] mit 1,655 kJ/kg/K angegeben, jedoch zeigen Labormessungen des DLR, dass der exakte Wert im Temperaturbereich nicht eindeutig bestimmbar ist. Extrapolationen von Werten gemessen zwischen 100 °C und 200 °C lassen eine Wärmekapazität von ca. 2,1 kJ/kg/K vermuten [Mar16].

Tabelle 5-5 gibt die in der Simulation verwendeten Parameter des Basisfalls sowie die dazugehörigen Erstarrungszeiten auf den einzelnen Positionen 01, 20 und 30 an. Für die Sensitivitätsanalyse werden die jeweils gegenüber dem Basisfall geänderten Parameter sowie die prozentualen Abweichungen der Erstarrungszeit dargestellt.

Die größte Abhängigkeit des Erstarrungsverhaltens stellt die exakte Bestimmung der Öltemperatur dar. Eine Abweichung von einem Kelvin führt schon zu einem geänderten Erstarrungsverhalten von ca. 50 Minuten für die Positionen 20 und 30 und von 1:15 h für die Position 01. Ebenfalls zu berücksichtigen sind die Einflüsse des Massenstroms bzw. der Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten sowie die exakte Bestimmung der Feststoffdichte, die zu einem geänderten Erstarrungsverhalten von 20 bis 35 Minuten führen. Die Einflüsse der latenten Wärme mit 13 bis 18 Minuten und die der festen Wärmekapazität mit einer maximal dreiminütigen Abweichung sind gering. Diese Betrachtungen belegen, dass ein wahrscheinlich erhöhter Massenstrom im Zentralrohr – ein schnellerer Verlauf der Simulationskurven in Abbildung 5-12 – durch eine mögliche, zu niedrige Öltemperatur und somit einen langsameren Verlauf kompensiert wird.

¹ Einzig für die Serie „10 K – Normal“ wurde eine Referenztemperatur von 301°C angenommen, da bei Versuchsende nicht alle Messfühler die Temperatur von 300,0°C erreicht hatten.

Tabelle 5-5: Basisfall und Sensitivitätsanalyse der Simulation für Versuchsserie „20 K – Normal“

	Simulationsparameter		Erstarrungszeiten		
	Parameter	Wert	Position 01 (@ 298 °C)	Position 20 (@ 300 °C)	Position 30 (@ 300 °C)
Basisfall	$T_{\text{Öl}}$	288,75 °C	9:53 min	11:03 min	13:17 min
	$\alpha_{\text{Öl}}$	497,0 W/m ² /K			
	ρ_{sol}	2113 kg/m ³			
	$c_{p,\text{sol}}$	1,655 kJ/kg/K			
	h_{PC}	179,4 kJ/kg			
Sensitivität Massenstrom	$\alpha_{\text{Öl}}$	476,3 W/m ² /K	105,7 %	103,3 %	102,9 %
		517,9 W/m ² /K	94,5 %	96,9 %	97,3 %
Sensitivität Öltemperatur	$T_{\text{Öl}}$	289,75 °C	112,5 %	107,1 %	106,6 %
		290,25 °C	118,6 %	111,1 %	110,1 %
Sensitivität Feststoffdichte	ρ_{sol}	1908 kg/m ³	95,3 %	95,3 %	95,4 %
Sensitivität Wärmekapazität	$c_{p,\text{sol}}$	2,100 kJ/kg/K	100,5 %	100,4 %	100,4 %
Sensitivität Latente Wärme	h_{PC}	175 kJ/kg	97,8 %	97,8 %	97,8 %

5.2.3 Energetische Auswertung des Erstarrungsvorgangs

In diesem Teilkapitel werden die übertragenen Leistungen des Speicherbehälters ausgewertet und mit den aus der Simulation berechneten Ergebnissen verglichen. Basierend auf den Leistungen werden sowohl die über den Versuchszeitraum übertragene Energie als auch die über den Versuchszeitraum gemittelten Wärmedurchgangskoeffizienten vom Thermalöl an das PCM bestimmt.

Leistung

Mittels der Temperaturdifferenz zwischen Thermalöleintritt und -austritt aus dem Speicherbehälter, dem Gesamtmassenstrom und der Wärmekapazität kann der vom HTF aufgenommene Wärmestrom $\dot{Q}_{\text{Öl}}$ berechnet werden. Zur Bestimmung des real vom PCM an das Öl übertragenen Wärmestroms $\dot{Q}_{\text{Speicher}}$ müssen die Wärmeverluste \dot{Q}_{V} inklusive eines Korrekturfaktor für die Außentemperatur sowie die Heizenergie \dot{Q}_{BH} der Begleitheizung berücksichtigt werden (Gl. 5-1) [Rei16].

$$Q_{\text{Speicher}} = \int_{t_{\text{start}}}^{t_{\text{ende}}} (\dot{m} \cdot c_{p,\text{Öl}} \cdot \Delta T + \dot{Q}_{\text{V}} - \dot{Q}_{\text{BH}}) \cdot dt = Q_{\text{Stahl}} + Q_{\text{Alu}} + Q_{\text{PCM}} \quad \text{Gl. 5-1}$$

Jedoch beinhalten die so bestimmten experimentellen Leistungen $\dot{Q}_{\text{Speicher}}$ sowohl die im aktiven als auch im inaktiven Bereich übertragene Leistung. Da die Leistungskurve des Simulationsmodells hochskaliert auf 18 Rohre mit der Rippenlänge nur den aktiven Bereich betrachtet, liegen die experimentellen Leistungsverläufe deutlich oberhalb der numerisch ermittelten (Abbildung 5-14). Der Einfluss der experimentell übertragenen Leistung im inaktiven Bereich ist vor allem bei Versuchsbeginn, wenn die Schichtdicken gering sind, und bei großen Temperaturdifferenzen ΔT_{LWS} deutlich erkennbar. Dies wird durch die direkte Beobachtung des Erstarrungsverhaltens in Abbildung 5-15 bestätigt, in der eine größere PCM-Menge in der Anfangsphase des Versuchs auch im inaktiven

Bereich erstarrt ist. Die Schichtdicke erstarrten PCMs liegt zwischen 20 mm und 30 mm, während diese im aktiven Bereich nur wenige Millimeter stark ist¹.

Der Einfluss der experimentell übertragenen Leistung im inaktiven Bereich ist vor allem bei Versuchsbeginn, wenn die Schichtdicken gering sind, und bei großen Temperaturdifferenzen ΔT_{LWS} deutlich erkennbar. Zusätzliche Abweichungen entstehen durch die Messungenauigkeit der experimentellen Temperaturdifferenz von $\pm 0,3$ K und die Schwankung der Massenstromregelung von ± 2 %, wobei die Messungenauigkeit des Massenstroms von $\pm 0,1$ % vernachlässigbar ist. Aufgrund dessen ist eine quantitative Übereinstimmung der Leistungsverläufe nur teilweise für die Versuchsserien „10 K – Normal“, „20 K – Normal“ und „20 K – Massenstrom“ gegeben.

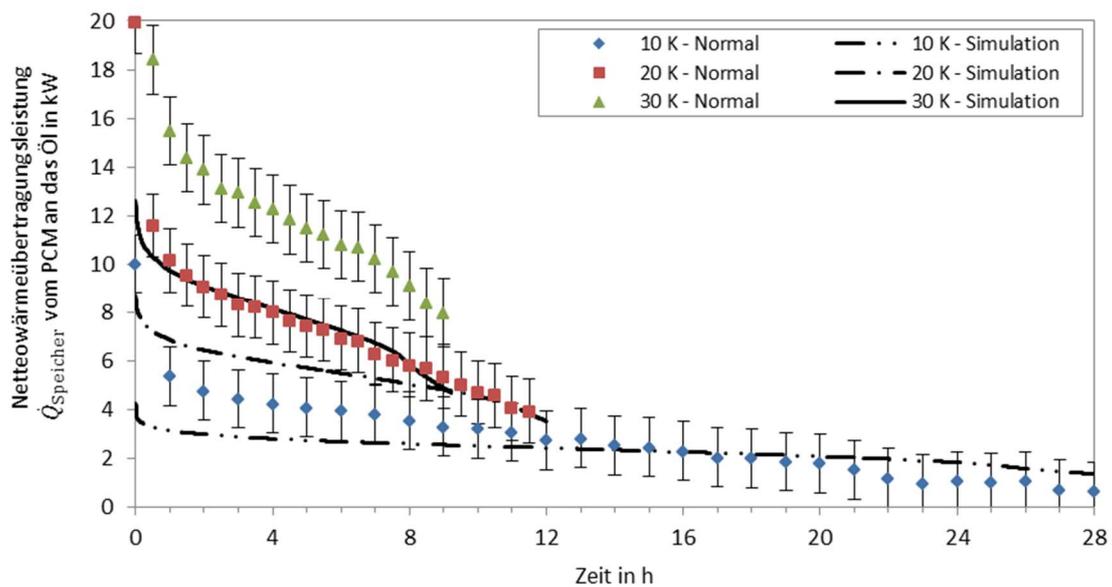


Abbildung 5-14: Vergleich der experimentell und auf Basis der Simulation bestimmten Leistungsverläufe des Speichers für verschiedene Versuchsserien



Abbildung 5-15: Betrachtung des erstarrten PCMs auf den Rippen nach ca. 1:30 h Erstarrung (links) und im Bereich des unteren Sammlers (rechts)

¹ Die Schichtdicken auf den Rippen sind gering, da hier die Wärme effektiv auf eine erheblich größere Oberfläche verteilt wird.

Energie

Die Bestimmung der real vom PCM übertragenen Energie Q_{Speicher} erfolgt auf Basis der zeitlichen Integration der Wärmeübertragungsleistungen der einzelnen Versuche (Gl. 5-1). Die Integration beginnt fünf Minuten nach dem Versuchsstart, um das instationäre Anlagenverhalten im Umschaltvorgang herauszufiltern.

Ein spezifisches und für alle Versuchsserien vergleichbares Versuchsende kann anhand einer zeitlich korrelierenden Änderung der Steigung in verschiedenen Temperaturkurven bestimmt werden. Insbesondere für die Positionen 01, 11, 13, 15 und 20 lässt sich diese z.B. in der Versuchsserie „20 K – Normal“ bei 10:45 h erkennen (Abbildung 5-12). Ein Vergleich mit der Simulation zeigt, dass diese Änderung eintritt, weil die Erstarrungsfront an einigen Stellen die äußere Symmetriegrenze der Basisgeometrie erreicht. Ob eine vollständige Erstarrung des aktiven Bereichs vorliegt kann nicht mit Sicherheit bestimmt werden. Bei Versuchsplanung und Durchführung galt die Annahme, dass ein vollständiges Erstarren bei Erreichen von einer Temperatur von 300 °C auf der Position 30 gegeben ist, was zur Beendigung der Versuche führte. Nachträglich durchgeführte, exakte Simulationen zeigen aber, dass das vollständige Erstarren in Form weiterer Steigungsänderungen der Temperaturkurven erst nach dem Ende der Versuchszeit auftritt und somit nicht herangezogen werden kann.

Die übertragene Wärme Q_{Speicher} kann gemäß Gleichung (Gl. 5-1) in die sensible Wärme der Stahl- und Aluminiumanteile des Speicherbehälters (Q_{Stahl} und Q_{Alu}) und die Wärme des PCMs Q_{PCM} unterteilt werden. Letztere lässt sich in die aktive und inaktive Salzmenge unterteilen und jeweils in die sensible Wärme der Flüssigkeit und des Feststoffs sowie in die latente Wärme (Gl. 5-2).

Um die latente Wärme und die sensible Wärme des festen PCMs im inaktiven Bereich zu berechnen, werden verschiedenen Annahmen getroffen. Zur Bestimmung der finalen Temperaturen der Stahlbauteile werden die Rohraußentemperaturen (Position 01) zum Versuchsende herangezogen (Tabelle 5-6). Anhand der Simulation ist erkennbar, dass die mittlere Temperatur der Aluminiumrippen ähnlich der der Stahlbauteile ist, sodass eine nur um 3 K höhere Endtemperatur angenommen wird. Die Versuchsergebnisse bestätigen, dass die gesamte flüssige Salzmenge mindestens auf die Schmelztemperatur abgekühlt wird. Diese sensible Wärme kann deshalb für den aktiven und inaktiven Bereich als $Q_{\text{PCM,tot,liq}}$ zusammengefasst werden (Gl. 5-3).

Die übertragene latente Wärme des PCMs im aktiven Bereich $Q_{\text{PCM,akt,lat}}$ wird anhand des validierten Simulationsmodells bestimmt. In allen Teilversuchsserien werden im Betrachtungszeitraum ca. 90 % der maximal verfügbaren, latenten Wärme von 68,5 kWh übertragen. Diese Energie beinhaltet ebenfalls die Wärme $Q_{\text{PCM,akt,sol}}$, da in der Simulation nicht zwischen latenter und sensibler Wärme unterschieden werden kann. Aufgrund der getroffenen Annahmen und deren Ungenauigkeit kann das Ergebnis nur einen ersten Überblick über die ungefähre Energieverteilung geben.

$$Q_{\text{PCM}} = Q_{\text{PCM,akt,liq}} + Q_{\text{PCM,akt,lat}} + Q_{\text{PCM,akt,sol}} + Q_{\text{PCM,inakt,liq}} + Q_{\text{PCM,inakt,lat}} + Q_{\text{PCM,inakt,sol}} \quad \text{Gl. 5-2}$$

$$Q_{\text{PCM,tot,liq}} = Q_{\text{PCM,akt,liq}} + Q_{\text{PCM,inakt,liq}} \quad \text{Gl. 5-3}$$

Die Ergebnisse bestätigen die korrekte Funktionsweise des Speichers. So ist eine plausible, kontinuierliche Zunahme der übertragenen Energie Q_{Speicher} mit steigender Temperaturdifferenz ΔT_{LWS} erkennbar, genauso wie eine vergleichbare Energie bei gleicher Temperaturdifferenz aber geändertem Massenstrom. Der maximale Wert wird mit 132 kWh für die Konvektionsversuche berechnet.

Eine detaillierte Betrachtung der Seitenwandtemperaturen ergibt, dass im Vorfeld der Versuche mit einer Starttemperatur von 309 °C nicht die gesamte inaktive Salzmasse aufgeschmolzen werden kann und somit im eigentlichen Versuch weniger zu erstarrende Masse zur Verfügung steht. Insbesondere in den Randbereichen der inaktiven Salzmassen sowie im oberen Bereich des Tanks ist dies deutlich erkennbar. Im Gegensatz dazu ist in den Konvektionsversuchen mit einer Starttemperatur von 326 °C nahezu die gesamte Salzmasse flüssig [Rei16]. Diese Beobachtung erklärt zum einen, warum die übertragene Energie im Konvektionsversuch so viel größer als im Versuch „30 K – Normal“ ist, obwohl sich die gesamte Temperaturdifferenz nur um 7 K unterscheidet. Zum anderen kann so erklärt werden, warum auch die Energie im Versuch „20 K – Normal“ deutlich kleiner als im vergleichbaren Versuch „20 K – Konvektion-b“ ist. In letzterem wird die Energie aus dem Konvektionsversuch unter Vernachlässigung der sensiblen Wärme des überhitzten Salzes zwischen 326 °C und 309 °C abgeleitet. Das angegebene Fehlerintervall setzt sich aus drei wesentlichen Fehlerparametern zusammen. Wie bei der Leistungsbestimmung dargelegt werden die Schwankung der Massenstromregelung und die Ungenauigkeit der Temperaturmessfühler berücksichtigt, von denen letztere den größten Einfluss besitzt. Die größte bestimmte Ungenauigkeit der Teilsreihe „10 K – Normal“ kann durch den langen Betrachtungszeitraum, in dem der Fehler aufsummiert wird, erklärt werden. Es gilt, je kürzer der Versuchszeitraum ist, desto kleiner ist das Fehlerintervall. Einzig die Teilsreihe „20 K – Massenstrom“ weicht hiervon aufgrund des doppelten Massenstroms ab.

Die berechneten Energien sind Mittelwerte der Einzelversuche der jeweiligen Teilsreihe. Obwohl die Reproduzierbarkeit der Öltemperaturen gegeben ist, ergeben sich zwischen den Einzelversuchen Schwankungen von bis zu ± 5 kWh. Diese Schwankungen sind ebenfalls im angegebenen Fehlerintervall berücksichtigt. Weitere Ungenauigkeiten, die jedoch nicht mehr exakt quantifiziert werden können, sind die Bestimmung der Verlustleistung, die einmalig im Vorfeld der Versuche bestimmt wurde, sowie die genaue Bestimmung der Heizleistung der Begleitbeheizung.

Tabelle 5-6: Energiebilanz der Teilversuchsserien – Erstarren RS1

Versuch	Starttemperatur $T_{PCM,start}$	Betrachtungszeitraum	Mittlere Übertragene Wärme $Q_{Speicher}$	Maximal verfügbare Wärme $Q_{Speicher,max}$	Mittlere Endtemperaturen Stahl
	°C	hh:min	kWh	kWh	°C
10 K – Normal	308	23:00	71,6 \pm 30,9	184	301
20 K – Normal	308	10:45	82,0 \pm 17,0	202	297
30 K – Normal	309	7:30	100,0 \pm 12,2	221	294
20 K – Massenstrom	309	8:30	83,6 \pm 23,1	202	295
20 K – Konvektion-a)	326	12:15	132,1 \pm 21,7	232	297
20 K – Konvektion-b)	309	10:55	96,7 \pm 18,2	200	297

Die Aufteilung der einzelnen Energien belegt, dass der Anteil der Wärme von Aluminium und Stahl trotz der Berücksichtigung der gesamten Stahlmasse des Speicherbehälters von 1,8 t vernachlässigbar gering ist (Abbildung 5-16). Über 90 % der Energie wird durch das PCM bereitgestellt, wobei der Großteil von 60 % bis 90 % mit Ausnahme des Konvektionsversuchs auf die latente und sensible Wärme des unterkühlten Salzes im aktiven Bereich entfällt. Ein signifikanter Anteil von bis zu 30 % stammt vom inaktiven PCM. Da dessen Salzmasse aber sogar noch größer als die des aktiven Bereichs ist (Tabelle 5-1), wird die vorhandene Wärme nur unzureichend ausgenutzt.

Dies bestätigt auch die Betrachtung der ausgespeicherten Energie $Q_{Speicher}$ im Versuchszeitraum, die nur 39 % bis 57 % der maximal verfügbaren Wärme $Q_{Speicher,max}$ beträgt (Tabelle 5-6). Die allgemeine

Ungenauigkeit des Bestimmungsverfahrens zeigt sich aber in der Serie „10 K – Normal“, in der die inaktive Wärme des PCMs nur 2,5 kWh beträgt und damit deutlich unterschätzt wird. Die sensible Wärme des flüssigen Salzes ist in allen Versuchsserien außer „20 K – Konvektion-a)“ mit einem Anteil von 30 % unbedeutend.

Aus den Ergebnissen wird geschlossen, dass bei der Auslegung kommerzieller Großanlagen mit einem deutlich kleineren Verhältnis von Behälteroberfläche zu -volumen lediglich die Wärme des PCMs anzurechnen ist. Trotz des ebenfalls sinkenden Verhältnisses inaktiver zu aktiver Salzmasse stellt die inaktive Masse einen nicht zu vernachlässigenden Anteil dar.

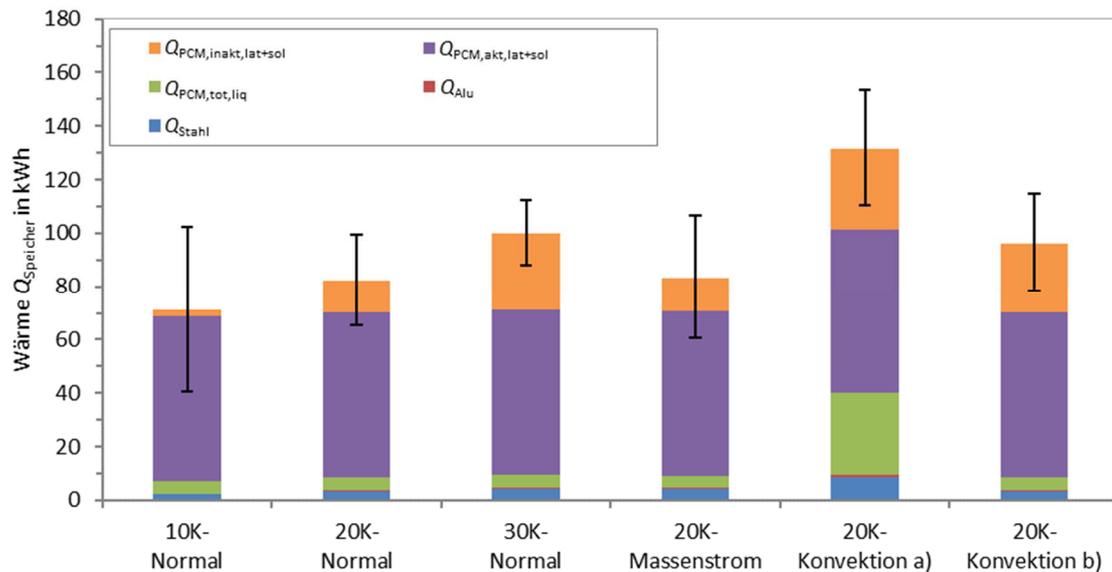


Abbildung 5-16: Aufteilung der Energie für alle Teilversuchsserien – Erstarren RS1

Wärmedurchgangskoeffizient

Zur Berechnung der Wärmedurchgangskoeffizienten k_{PCM} vom Öl an das PCM wird die innere Oberfläche des Rohrregisters A_{RR} , deren äußere Oberfläche Wärme an das PCM überträgt, bestimmt. Auch die gemessenen Öltemperaturen zur Bestimmung der logarithmischen Temperaturdifferenz $\Delta T_{\text{LWS,log}}$ werden um die Wärmeverluste und Begleitheizleistung korrigiert, sodass diese die Temperaturen des idealen Speichers angeben (Gl. 5-4) [Zip15]. Der Verlauf der Wärmedurchgangskoeffizienten entspricht qualitativ dem Leistungsverlauf. Basierend auf den angegebenen Versuchszeiten (Tabelle 5-6) können über der Versuchszeit gemittelte Werte für einzelne Versuche bestimmt werden.

$$k_{\text{PCM}} = \frac{\dot{Q}_{\text{Speicher}}}{A_{\text{RR}} \cdot \Delta T_{\text{LWS,log}}} \quad \text{Gl. 5-4}$$

Für die Teilserien „10 K Normal“, „20 K – Normal“ und „30 K – Normal“, die sich lediglich in der Temperaturdifferenz ΔT_{LWS} unterscheiden, sind gleiche, über der Versuchszeit gemittelte Wärmedurchgangskoeffizienten zu erwarten. Die Ergebnisse zeigen, dass diese mit 153 bis 183 W/m²/K zumindest in der gleichen Größenordnung liegen (Abbildung 5-17). Unter Berücksichtigung der Ungenauigkeiten der Messwerte, die im Fehlerintervall abgebildet sind, sowie der Ungenauigkeit weiterer Annahmen und der Streuung der Einzelversuche sind diese Unterschiede vertretbar. Der mittlere Wert liegt bei 165 W/m²/K. Für die Versuche mit doppeltem Massenstrom

beträgt der Wärmedurchgangskoeffizient $213,5 \text{ W/m}^2/\text{K}$. Der Wert ist aufgrund der verbesserten Wärmeübertragung zwischen Öl und Stahlrohr, bedingt durch höhere Strömungsgeschwindigkeiten, größer als in den normalen Teilerien. Insbesondere zu Versuchsbeginn bei geringen PCM-Schichtdicken führt dies zu höheren Wärmedurchgangskoeffizienten. Der höchste, über der Versuchszeit gemittelte Wert wird mit $236 \text{ W/m}^2/\text{K}$ für die Konvektionsversuche ermittelt. In diesen Versuchen wird die Wärmeübertragung der überhitzten PCM-Wärme für mehrere Stunden nicht bzw. nicht wesentlich durch eine wachsende PCM-Schicht limitiert.

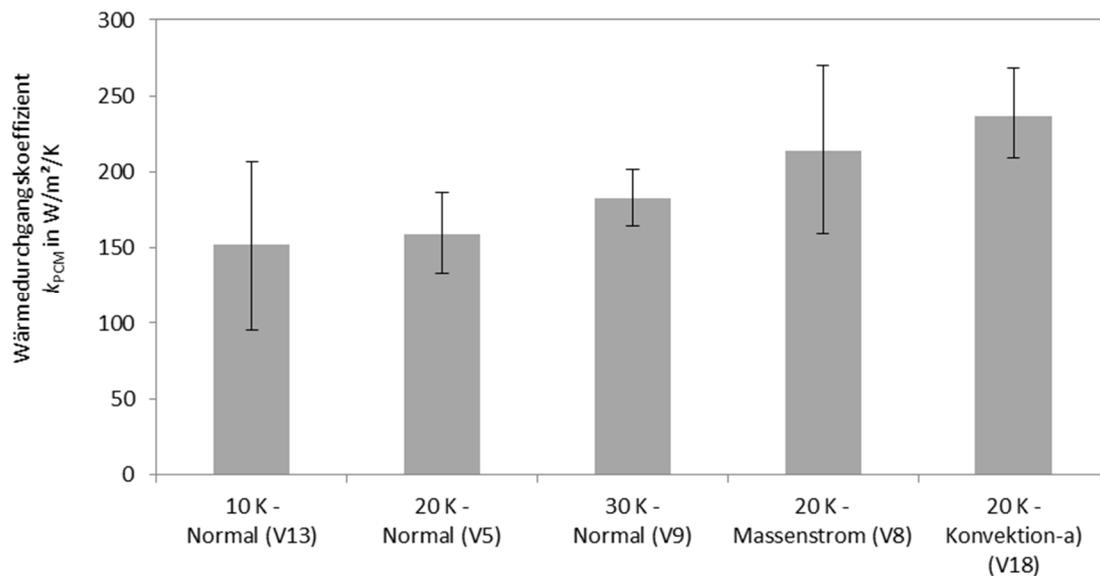


Abbildung 5-17: Darstellung der über der Versuchszeit gemittelten Wärmedurchgangskoeffizienten für ausgewählte Versuche aller Teilversuchsserien – Erstarrungsvorgang RS1

5.2.4 Aufschmelzvorgang

Eine der wesentlichen Annahmen des Simulationsmodells zur Rippenprofiloptimierung besteht darin, den Erstarrungsvorgang aufgrund des geringen Einflusses der natürlichen Konvektion als den auslegungsrelevanten Vorgang zu betrachten. Mit der Auswertung des experimentellen Aufschmelzverhaltens wird in diesem Kapitel überprüft, ob der Wärmeübergang im Aufschmelzvorgang tatsächlich verbessert ist. Außerdem wird untersucht, ob gegenüber den Erstarrungsvorgängen ein abweichendes Verhalten und andere Betriebszustände des Speicherbehälters festzustellen sind, die bei der Auslegung einer kommerziellen Anlage berücksichtigt werden müssen.

Reproduzierbarkeit der Einzelversuche

Im Unterschied zu den Erstarrungsvorgängen ist eine vollständige Reproduzierbarkeit der Aufschmelzversuche aufgrund teilweiser, kleinerer Abweichungen und Unstetigkeiten nur bedingt feststellbar. Diese treten vor allem zum Ende des Zweiphasengebiets und beim Übergang in die reine flüssige Phase auf. Einerseits bestätigt ein Vergleich mit den Seitenwandtemperaturen deren Einfluss aufgrund unterschiedlicher Ausgangs- und Versuchswerte der Tankinnenwandtemperaturen. Andererseits kann die inaktive Masse unterhalb der Rippen trotz der mehrstündigen Versuchszeiten vorangegangener Erstarrungsversuche nicht komplett erstarrt werden. Der Anteil festen PCMs in diesem Bereich ist beim Versuchsstart der Aufschmelzversuche nicht genau bekannt und verursacht wahrscheinlich diese Schwankungen.

Die größten und teilweise widersprüchlichen Abweichungen sind für die Messpositionen 10 bis 15 feststellbar, so dass angenommen werden muss, dass sich diese Messfühler aufgrund der Strömungsvorgänge bewegen. Eine Auswertung dieser ist deshalb nicht möglich. Für die übrigen Positionen 01, 20/21 und 30/31 können für jede Teilsreihe repräsentative Versuche ausgewählt werden, deren Ergebnisse allerdings einem kleinen Ungenauigkeitsintervall unterliegen.

Erstarrungsverhalten innerhalb einer Messebene eines Rohres

Die Betrachtung des Temperaturverhaltens gleich positionierter Temperaturfühler innerhalb eines Rohres in einer Messebene für alle Teilversuchsserien ergibt trotz kleinerer Abweichungen eine ausreichende genaue Übereinstimmung. Diese ist exemplarisch in Abbildung 5-18 für die Versuchsserie „20 K – Normal“ in der Hauptmessebene des Zentralrohrs dargestellt. Den Einfluss der nicht exakten Reproduzierbarkeit und somit die Ungenauigkeit der Temperaturverläufe zeigt die zusätzliche Betrachtung des PT-02-10-30 aus Versuch 5, der besser mit dem PT-02-10-31 übereinstimmt.

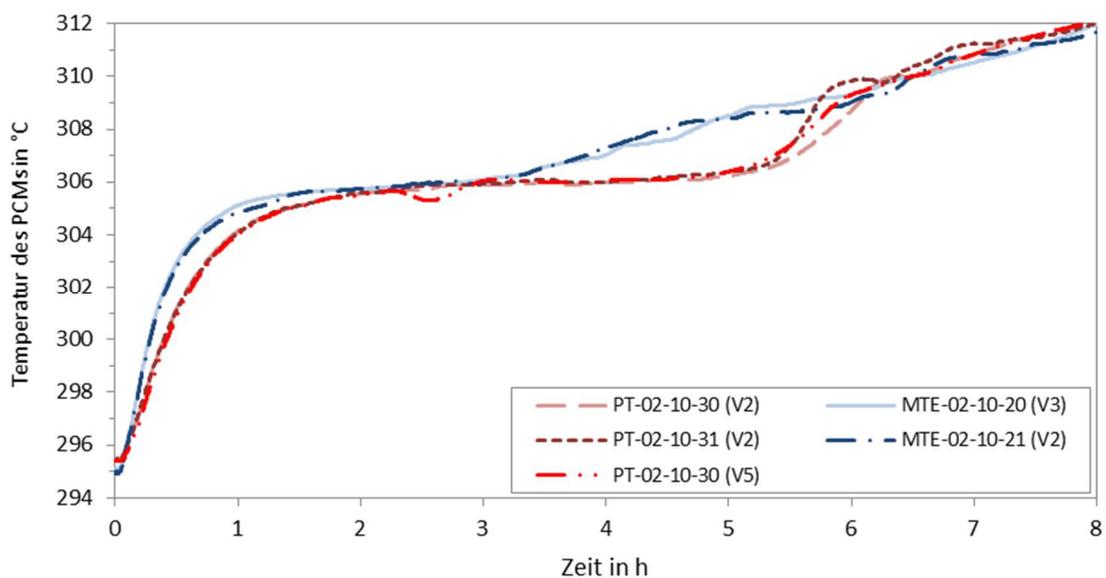


Abbildung 5-18: Zeitlicher Verlauf der Temperaturen des PCMs für ausgewählte Messpositionen zum Vergleich innerhalb eines Rohr in einer Messebene – Ebene 2, Rohr 10 – Aufschmelzen RS1 „20 K – Normal“

Aufschmelzverhalten innerhalb einer Messebene aller drei Rohre

Der Vergleich der Messpositionen über alle drei Rohre ergibt ein um ca. 1:19 h signifikant schnelleres Aufschmelzverhalten – das Verlassen des Zweiphasengebietes – im Zentralrohr im Gegensatz zu den Rohren 09 und 13. Das Aufschmelzverhalten ist hierbei durch das Überschreiten der Temperatur 306,3 °C bestimmt. Die geringen Unterschiede zwischen Rohr 09 und Rohr 13 können aufgrund der oben genannten Ungenauigkeiten nicht hinreichend genau aufgelöst werden, so dass ein gleiches Aufschmelzverhalten angenommen wird. Zum Ende des Versuchszeitraums gleichen sich die Temperaturen des flüssigen PCMs wieder an, da die Konvektion den Temperatureausgleich ermöglicht. Eine radial ungleiche Temperaturverteilung im flüssigen PCM innerhalb einer Messebene existiert somit nicht.

Eine Messung der Thermalölmassenströme in den Einzelrohren weist trotz der großen Ungenauigkeiten des Messverfahrens (vgl. Kapitel 5.2.1) einen um ca. 35 % höheren Massenstrom im Zentralrohr gegenüber allen anderen Rohren auf. Da der konstruktive Zulauf in den oberen Sammler exakt über dem Zentralrohr sowie schon in vertikaler Richtung erfolgt, ist anzunehmen, dass im oberen

Sammler eine unzureichende Querverteilung des eintretenden Thermalöls erfolgt. Folglich wird angenommen, dass das unterschiedliche Aufschmelzverhalten vor allem durch diese unterschiedlichen Massenströme verursacht wird. Die ist plausibel, da auch beim Erstarrungsverhalten sichtbare Unterschiede zwischen Rohr 10 und 09 bzw. 13 erkennbar sind (Abbildung 5-8), obwohl in umgekehrter Strömungsrichtung keine Massenstromunterschiede gemessen werden. In weiteren Versuchs- bzw. Demonstrationsanlagen sind hier konstruktive Änderungen z.B. durch Prallplatten oder Umlenkleche vorzusehen.

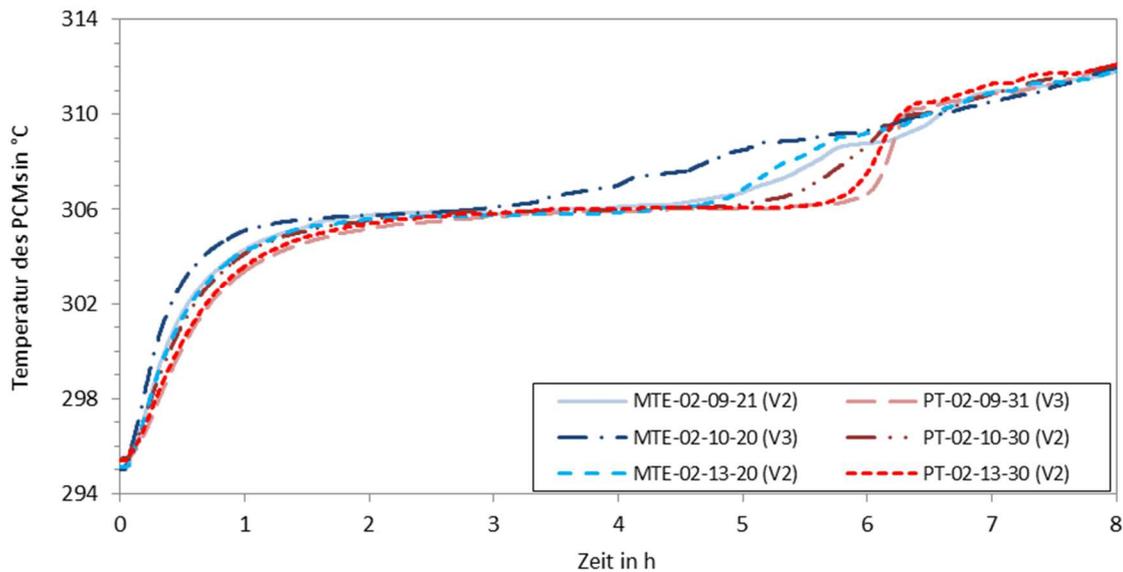


Abbildung 5-19: Zeitlicher Verlauf der Temperaturen des PCMs für die Positionen 20 und 30 zum Vergleich einer Messebene in allen drei Rohren – Ebene 2, Rohr 09, 10, 13 – Aufschmelzen RS1 „20 K – Normal“

Aufschmelzverhalten innerhalb eines Rohres über alle Messebenen

Ein signifikant schnelleres Aufschmelzverhalten ist ebenfalls über der Höhe der Einzelrohre in Strömungsrichtung des Thermalöls von oben nach unten zu beobachten. Die Aufschmelzzeiten gemessen am Überschreiten der Temperatur von 306,3 °C unterscheiden sich zwischen oberster und unterster Messebene und je nach Versuchsreihe erheblich. Die Differenzen sind umso größer je kleiner die Temperaturdifferenz ΔT_{LWS} ist, also je länger die Versuchszeit ist. Der Unterschied zwischen Ebene 3 und Ebene 1 im Zentralrohr auf der Position 30 beträgt 7:06 h für die Teilserie „10 K - Normal“, während er für die Teilserie „30 K - Normal“ noch bei 2:16 h liegt.

Weiterhin lässt sich anhand Abbildung 5-20 und der Einzelwerte in Tabelle 5-7 erkennen, dass die Differenzen von oben nach unten hin abnehmen. Von oberer zur mittleren Ebene auf Position 30 verschiebt sich die Aufschmelzzeit um 1:29 h bis 4:18 h, während die Differenz zwischen mittlerer und unterer Ebene je nach Teilversuchsreihe nur noch 1:00 h bis 2:50 h beträgt. Dieses Verhalten bestätigt sich bei Betrachtung des Rohres 09. Ursächlich hierfür ist die freie Konvektion in der Flüssigkeitsphase, die, sobald sie entsteht, die Wärmeübertragung erheblich verbessert. Aufgrund der Durchströmung von oben nach unten, kann sich diese vor allem im oberen Teil der Rippen zuerst ausbilden. Zum Ende des Aufschmelzvorgangs, wenn der Großteil der PCM-Masse bereits flüssig ist, bleibt der Einfluss wahrscheinlich konstant. Deshalb sind die Unterschiede zwischen E2 und E3 nicht mehr so stark ausgeprägt.

Dieses „pfropfenartige“ Aufschmelzen bei vertikaler Durchströmung des Rohrregisters von oben nach unten ist in verschiedenen Arbeiten sowohl experimentell als auch theoretisch belegt und wird nicht durch die in dieser Arbeit gegebene Temperaturdifferenz des Thermalöls $\Delta T_{\text{ö1}}$ verursacht [Vog14],

[Sou15] [Gar15a], [Urs14]. Voraussetzung für dieses „pfropfenartige“ Aufschmelzen aufgrund der natürlichen Konvektion ist jedoch ein ausreichend freies Volumen vor allem in vertikaler Richtung, wie es z.B. beim Einsatz unberippter oder axial berippter Rohre gegeben ist.

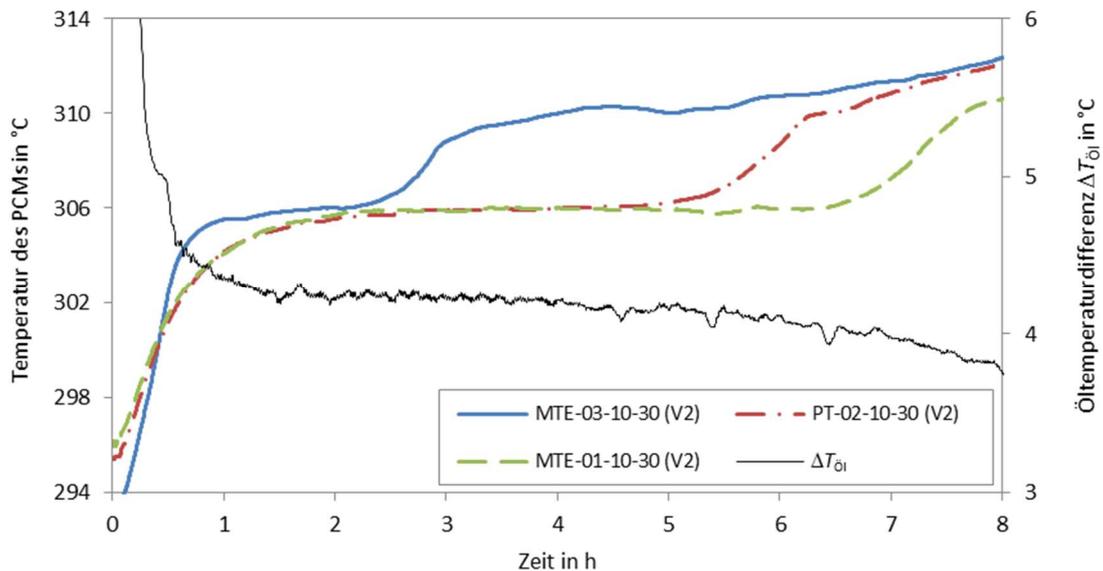


Abbildung 5-20: Zeitlicher Verlauf der Temperaturen des PCMs für die Position 30 für 3 Messebenen – Ebene 1-3, Rohr 10 – Aufschmelzen RS1 „20 K – Normal“

Tabelle 5-7: Aufschmelzzeiten ($T = 306,3^{\circ}\text{C}$) der einzelnen Ebenen für Rohr 10 in Stunden

Zeit in hh:min	Position 20			Position 30		
	E 3	E 2	E 1	E 3	E 2	E 1
10 K – Normal	3:54	5:44 (+1:49)	6:38 (+0:54)	4:37	8:55 (+4:18)	11:43 (+2:48)
20 K – Normal	1:52	3:20 (+1:28)	4:38 (+1:18)	2:23	5:05 (+2:42)	6:37 (+1:32)
30 K – Normal	1:07	2:18 (+1:11)	2:01 (+1:02)	2:05	3:43 (+1:38)	4:21 (+0:37)
20 K - Massenstrom	1:26	2:04 (+0:38)	3:21 (+1:05)	1:49	3:18 (+1:29)	4:19 (+1:01)

Zusammengefasst zeigen die Temperaturkurven ein typisches Aufschmelzverhalten mit deutlichem Einfluss der natürlichen Konvektion. Für die Messpositionen innerhalb einer Ebene, in denen das PCM frühzeitig aufschmilzt, ist ein zweites Plateau bei ca. 309 °C erkennbar. Dieses stellt sich durch in der jeweiligen Messebene noch vorhandenes festes PCM ein, das als Hauptwärmesenke dient und ebenfalls in anderen Arbeiten beobachtet worden ist [Gar15a], [Tay12].

Abbildung 5-21 zeigt, dass alle Temperaturkurven einer Ebene (E2) mit dem vollständigen Aufschmelzen innerhalb dieser Ebene nach gut sechs Stunden das gleiche Temperaturniveau erreichen und trotz einiger Schwankungen und Unregelmäßigkeiten gleich verlaufen. Dies gilt sowohl innerhalb eines Rohres – hier Rohr 10 – als auch für die übrigen Rohre in der gleichen Messebene. Ab ca. 7:30 h verlaufen die Temperaturkurven gleichmäßiger und stimmen exakt überein. Dieses Verhalten der sich angleichenden Kurven nach 7:30 h wird auch in den Ebenen 1 und 3 bestätigt und markiert den Zeitpunkt des vollständig aufgeschmolzenen aktiven Bereichs im Speicherbehälter.

Der im Vergleich zum Erstarrungsvorgang um mehrere Stunden kürzere Versuchszeitraum (vgl. Kapitel 5.2.3) belegt erneut den signifikanten Einfluss der natürlichen Konvektion. Anhand der Simulationsergebnisse des Erstarrungsvorgangs kann ein vollständig erstarrter, aktiver Bereich erst nach ca. 14:30 h festgestellt werden, so dass der gesamte Aufschmelzvorgang ca. 48 % schneller abläuft. Allerdings ist zu erwähnen, dass einerseits die treibende Temperaturdifferenz ΔT_{LWS} der Beladung mit 21 K ca. 3 K größer als die der Entladung ist. Andererseits ist der Anteil der sensiblen Wärme vor Erreichen des Zweiphasengebietes bei 306 °C beim Aufschmelzen mit einer Starttemperatur von 296 °C deutlich größer als beim Erstarren mit 309 °C. Ein exakter Vergleich der Zeiten ist somit nicht möglich.

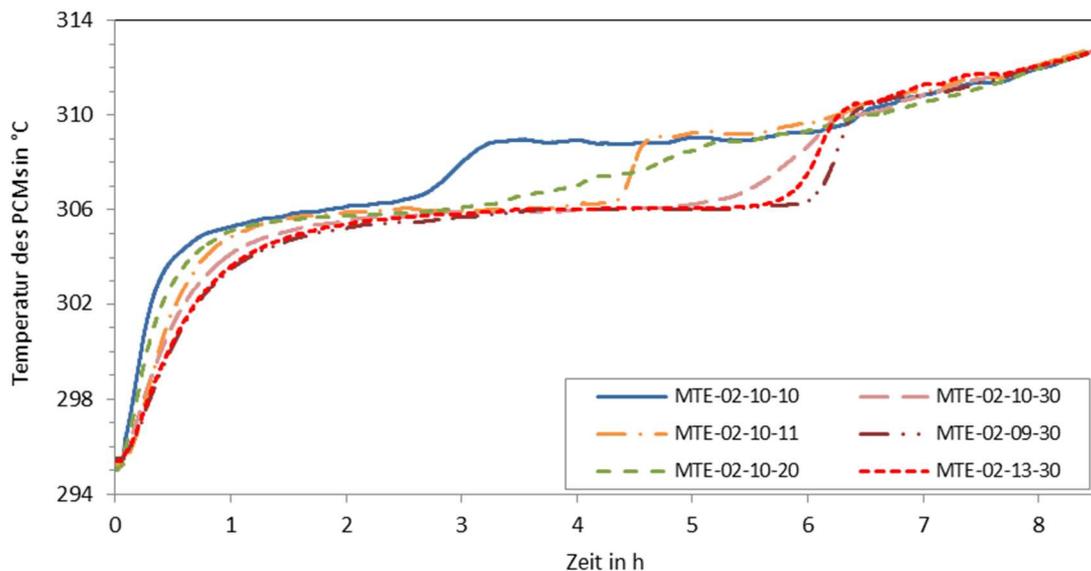


Abbildung 5-21: Bestimmung des Versuchsendes anhand gleich verlaufender Temperaturkurven verschiedener Messfühler innerhalb einer Messebene – Ebene 2, Rohr 09, 10, 13 – Aufschmelzen RS1 „20 K – Normal“

5.2.5 Energetische Auswertung des Aufschmelzvorgangs

Wie für die Erstarrungsvorgänge in Kapitel 5.2.3 erläutert, werden in diesem Teilkapitel die übertragenen Leistungen des Speicherbehälters ausgewertet und die darauf basierenden, übertragenen Energien und die mittleren Wärmedurchgangskoeffizienten berechnet.

Leistung

Nachdem im vorhergehenden Kapitel schon deutlich schnellere Aufschmelz- als Erstarrungszeiten belegt worden sind, bestätigt auch eine Betrachtung der übertragenen Leistungen $\dot{Q}_{\text{Speicher}}$ den starken Einfluss der natürlichen Konvektion. Zeigen die Leistungskurven für den Erstarrungsvorgang noch den typischen kontinuierlichen Leistungsabfall mit wachsender Schichtdicke, so ist im Aufschmelzvorgang ein über große Zeiträume konstanter Verlauf zu erkennen (Abbildung 5-22). Dieser sinkt erst, wenn die aktive PCM-Masse nahezu vollständig aufgeschmolzen ist. Das konstante Leistungsverhalten bestätigt auch die Vorteile axialer Rippen gegenüber radialen, die die freie Konvektion stärker behindern und trotz größerer Rippendichte keinen konstanten Leistungsverlauf erreichen [DLR12].

Der Vergleich in Abbildung 5-22 legt die steigenden Auswirkungen der natürlichen Konvektion mit zunehmender Temperaturdifferenz ΔT_{LWS} dar. In der Versuchsserie „10 K – Normal“ betragen die

mittleren Unterschiede zwischen der Erstarrungs- und Aufschmelzleistung ca. 3 kW und steigen überproportional auf 6 bzw. 11 kW für die Serien „20 K – Normal“ und „30 K – Normal“.

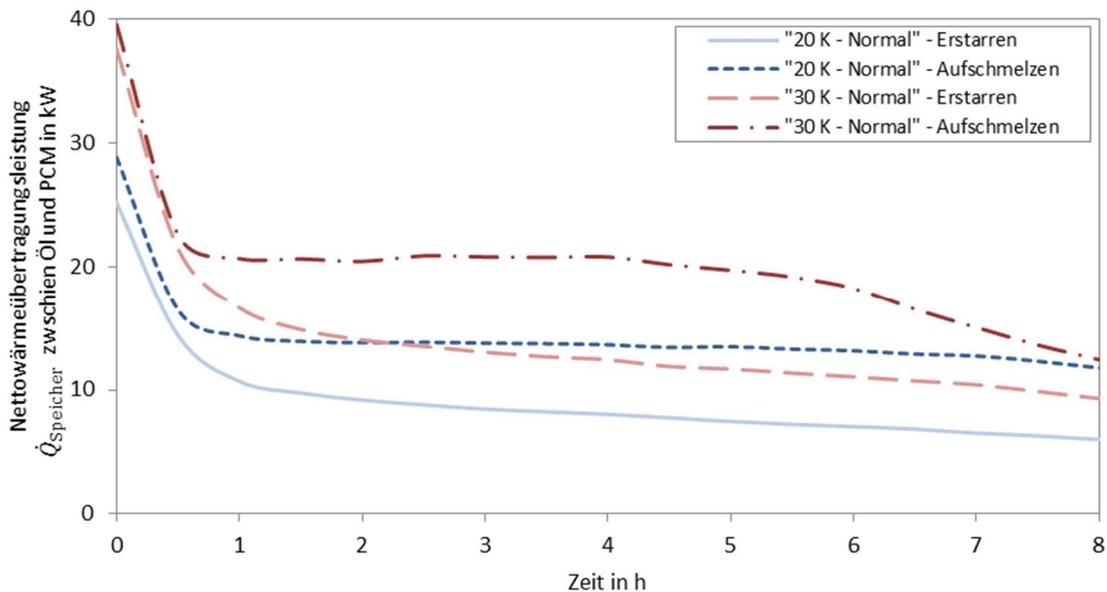


Abbildung 5-22: Leistungskurven der Erstarrungs- und Aufschmelzversuche für verschiedene Teilversuchsserien RS1

Energie

Die Bestimmung der übertragenen Energie erfolgt in Anlehnung an Kapitel 5.2.3. Die Zeitpunkte des vollständigen Aufschmelzens der aktiven Salzmasse können, wie im vorherigen Kapitel erklärt, anhand der Vergleichmäßigung der Temperaturkurven ausgelesen werden. Die energetischen Ergebnisse liegen in der gleichen Größenordnung wie die, der Erstarrungsvorgänge, sind jedoch ca. 20 kWh bis 30 kWh größer. Da im Gegensatz zum Erstarren der vollständige Aufschmelzprozess betrachtet wird, ist dies plausibel. Einzig die Serie „20 K – Massenstrom“ weicht um 10 kWh von der vergleichbaren Serie „20 K – Normal“ ab, während die Ergebnisse beim Erstarren gleichauf lagen.

Die Betrachtung der drei einzelnen Aufschmelzversuche der Serie „20 K – Massenstrom“ ergeben einen deutlichen Einfluss des Regelverhaltens der Thermalölanlage auf die Vor- und Rücklauftemperaturen. Dies führt zu einer starken Streuung der Einzel Versuchsergebnisse im Bereich von 100 kWh bis 123 kWh. Diese zusätzliche Ungenauigkeit ist in der deutlich größeren Messunsicherheit in Tabelle 5-8 berücksichtigt.

Ähnlich zum Erstarrungsvorgang sind die Messunsicherheiten auch im Aufschmelzvorgang mit bis zu $\pm 29,4$ kWh sehr groß. Die eingespeicherte Energie und vor allem die Aufteilung in die einzelnen Anteile können nur eine erste Indikation darstellen. Insbesondere Versuche zur zweiten Rohrserie mit zusätzlichen Temperaturmessfühlern werden zeigen, dass das vollständige Erstarren des inaktiven Bereichs mehrere Tage dauert. Damit ist bei Versuchsstart nicht das gesamte PCM des Speicherbehälters vollständig erstarrt und die exakten Ausgangsbedingungen sind unklar.

Im Unterschied zum Erstarrungsvorgang kann in allen Teilversuchsserien die gesamte aktive latente Wärme von 68,5 kWh abgerufen werden. Zusätzlich werden anhand der Temperaturkurven mittlere PCM-Temperaturen für die Bestimmung der überhitzten sensiblen Wärme $Q_{PCM,akt,liq}$ abgeschätzt. Die Aufteilung belegt, dass diese Wärme mit einem Anteil kleiner drei Prozent ebenso wie die sensible Wärme der Stahl- und Aluminiumbauteile vernachlässigbar ist (Abbildung 5-23).

Für einen direkten Vergleich der Aufschmelz- und Erstarrungsversuche werden die Leistungskurven der Erstarrungsversuche über den gleichen Zeitraum wie die Aufschmelzversuche integriert (Tabelle

5-8). Die eingespeicherte Energie (Aufschmelzen) übersteigt die ausgespeicherte Energie (Erstarren) mit +43 % („20 K – Massenstrom“) bis +97 % („10 K – Normal“) erheblich. Diese Unterschiede sind umso größer, je kleiner die Temperaturdifferenz ΔT_{LWS} ist, da bei kleinen Temperaturdifferenzen vor allem beim Erstarren weniger Wärme im inaktiven Bereich übertragen wird.

Tabelle 5-8: Energiebilanz – Aufschmelzen RS1

Versuch	Starttemperatur T_{start}	Betrachtungszeitraum	Mittlere Übertragene Wärme $Q_{Speicher}$	Maximal verfügb. Wärme $Q_{Speicher,max}$	Mittlere Endtemperaturen Stahl	Überhitzte Salztemperatur im akt. Bereich	Energie der Erstarrung in gleicher Zeit
	°C	hh:min	kWh	kWh	°C	°C	kWh
10 K – Normal	295,3	14:00	96,9 ± 23,5	209	312	307,5	49,1
20 K – Normal	295,0	7:30	103,3 ± 12,6	228	314,5	309,5	64,4
30 K – Normal	295,8	5:45	118,2 ± 12,1	244	319	311	82,9
20 K – Massenstrom	296,0	6:00	113,7 ± 29,4	227	319	311	67,0

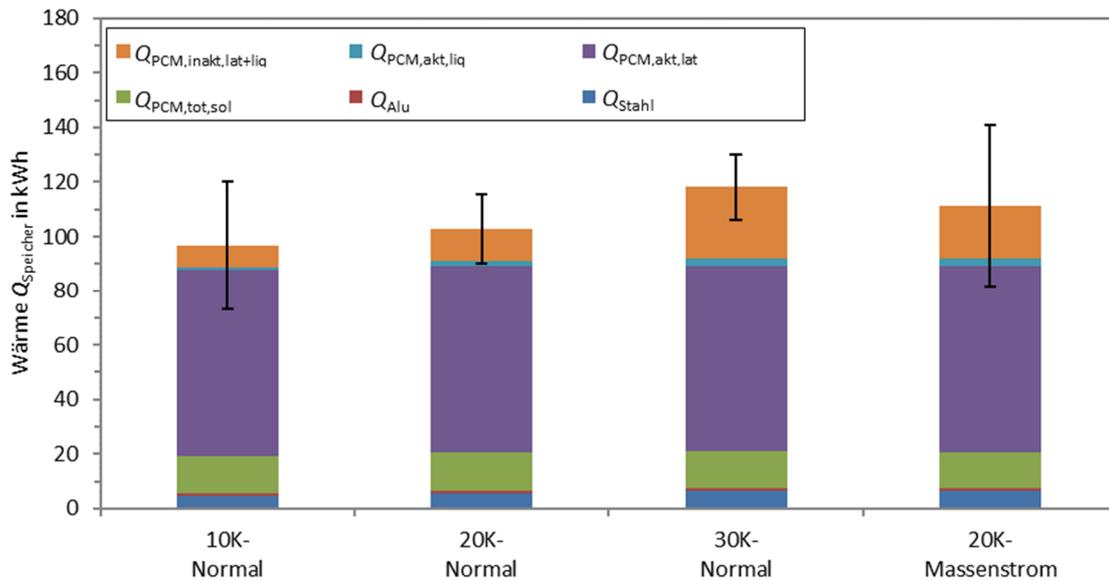


Abbildung 5-23: Aufteilung der Energie für alle Teilversuchsserien – Aufschmelzen RS1

Wärmedurchgangskoeffizient

Die Bestimmung der über der Versuchszeit gemittelten Wärmedurchgangskoeffizienten erfolgt wie in Kapitel 5.2.3 beschrieben. Unter Berücksichtigung der Messunsicherheiten liegen die Werte der normalen Versuchsserien im Intervall von 210 W/m²/K bis 241 W/m²/K gleichauf (Abbildung 5-24). Der mittlere Wert dieses Intervalls beträgt 226 W/m²/K, der aufgrund der verbesserten Übertragungsleistung um 37 % größer als im Erstarrungsvorgang ist. Eine ähnliche Verbesserung von +41 % ergibt sich für die Massenstromversuche mit einem zeitlich gemittelten Wärmedurchgangskoeffizienten von 301 W/m²/K (vgl. Kapitel 5.2.3).

Zu berücksichtigen ist aber, dass der Betrachtungszeitraum der Erstarrungsversuche im Gegensatz zum Aufschmelzen nicht den vollständigen Phasenwechsel im aktiven Bereich umfasst. Da die einzelnen Koeffizienten umso kleiner werden, je länger der Erstarrungsvorgang dauert, liegt der reale zeitlich gemittelte Koeffizient der Erstarrungsversuche noch niedriger. Der hier bezifferte Unterschied zwischen dem Aufschmelz- und Erstarrungsvorgang ist somit eine konservative Angabe.

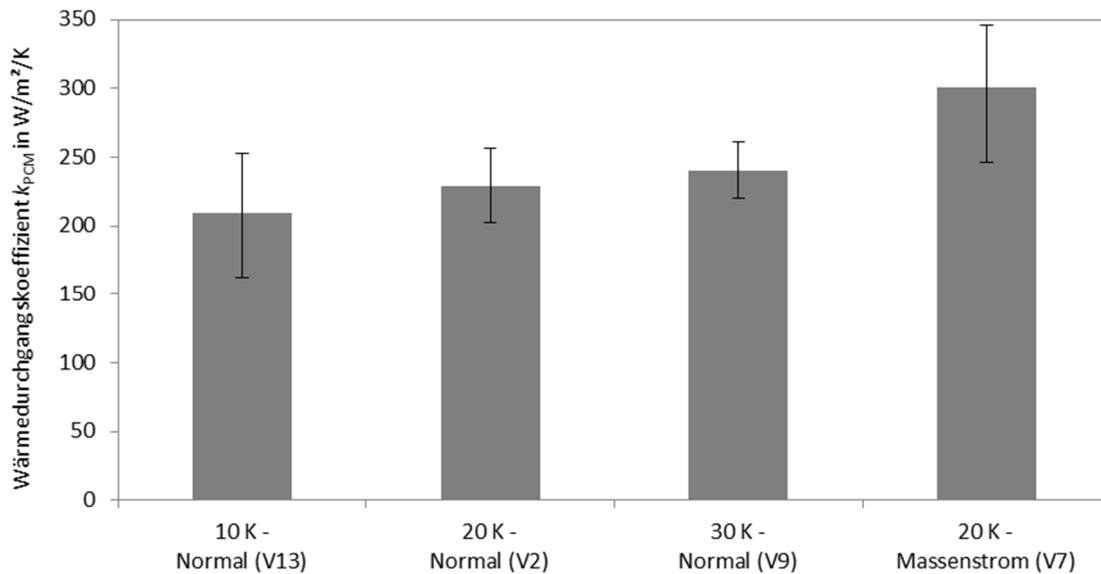


Abbildung 5-24: Darstellung der mittleren Wärmedurchgangskoeffizienten für ausgewählte Versuche aller Teilversuchsserien – Aufschmelzvorgang RS1

5.2.6 Fazit

Das zentrale Ziel der experimentellen Versuche zur *Rohrserie 1* besteht in der Überprüfung der verschiedenen Annahmen des Simulationsmodells (Kapitel 3.3) der Rippengeometrieoptimierung. Das präsentierte, experimentelle Realverhalten bestätigt die Grundannahme des Simulationsmodells, dass zur Ein- und Ausspeicherung von Dampf der Erstarrungsvorgang der auslegungsrelevante Fall ist. Trotz leicht größerer Temperaturdifferenzen ΔT_{LWS} in den Aufschmelzversuchen, benötigen diese ca. vier Stunden weniger als die vergleichbaren Erstarrungsversuche der Teilsreihe „20 K – Normal“. Ebenso ergibt der energetische Vergleich bei gleichen Versuchszeiträumen eine größere eingespeicherte Energie in Höhe von +43 % bis +97 % bezogen auf den Ausspeichervorgang. Begründet wird dies durch die auftretende natürliche Konvektion während des Aufschmelzens (vgl. Kapitel 5.2.4 und 5.2.5), die auf den rein wärmeleitbasierten Erstarrungsvorgang einen vernachlässigbaren Einfluss hat (Kapitel 5.2.1 und 5.2.2).

Bestätigt wird das gleiche Erstarrungsverhalten auf gleichen Positionen aber in unterschiedlichen Winkellagen eines Rohres sowie in gleichen Positionen für verschiedene Rohre. Damit ist die alleinige Betrachtung eines symmetrischen Ausschnittes eines Einzelrohres im Simulationsmodell gerechtfertigt. Das maximal 6 % schnellere Erstarrungsverhalten im Zentralrohr ist wahrscheinlich auf eine konstruktionsbedingte Ungleichverteilung des Wärmeträgermediums auf die Einzelrohre zurückzuführen. Das über der Rohrhöhe beobachtete und zeitliche um ca. 7 % unterschiedliche Erstarrungsverhalten ist anlagenspezifisch durch die Verwendung eines sensiblen Wärmeträgermediums begründbar. Auch in einer anderen Versuchsanlage von Garcia et al. [Gar15a], [Gar15b], in der Wasser/Dampf als HTF in ca. 2,7 m langen Rohren verwendet wird, sind keine Unterschiede über der Höhe erkennbar. Die Reduzierung der Geometrie auf einen zweidimensionalen Querschnitt eines einzelnen berippten Rohres ist somit gerechtfertigt.

Das Aufschmelzverhalten bestätigt trotz gewisser Ungenauigkeiten das gleiche Verhalten an gleichen Positionen sowohl innerhalb eines Rohres und als auch im Vergleich mehrerer Rohre. Das schnellere Aufschmelzverhaltens im Zentralrohr kann auf einen ca. 35 % höheren Massenstrom zurückgeführt werden. Auch das „pfropfenartige“ Aufschmelzen von oben nach unten entspricht den Ergebnissen

anderer Arbeiten [Gar15a], [Lai12] und wird durch den positiven Einfluss der natürlichen Konvektion begründet.

Das rein auf der Wärmeleitung basierende Simulationsmodell wird für den Erstarrungsvorgang anhand der Temperaturkurven des PCMs in verschiedenen Punkten und für alle Teilversuchsserien experimentell validiert. Bezogen auf das Erreichen einer Temperatur von 300 °C weichen die berechneten Temperaturverläufe für verschiedene Messpositionen um maximal -5 % und +6,5 % von den experimentellen Werten ab. Diese Ergebnisse unterliegen vor allem den Ungenauigkeiten der Bestimmung des exakten Einzelrohrmassenstroms und der exakten Thermalöltemperatur auf Höhe der Messebene. Diese sind jedoch hiervon weitestgehend unabhängig, da beide Messwerte das Temperaturverhalten gegenläufig beeinflussen. Das in allen Teilserien schnellere experimentelle Verhalten auf den äußersten Messpositionen (Pos 30) lässt einen konvektiven Einfluss auf das Erstarrungsverhalten vermuten. Dieser ist auch konstruktiv mit dem freien Volumen und der teilweise flüssigen, inaktiven PCM-Masse unterhalb des aktiven Bereichs erklärbar. Trotzdem ist der Einfluss gering und die Erstarrungsversuche belegen keinen Einfluss einer hohen Ausgangstemperatur des flüssigen PCMs (326 °C) zur Förderung der natürlichen Konvektion.

Der Abgleich mit den gespeicherten Energien führt trotz des großen Fehlerbereichs von 12 % bis 43 % zu sehr plausiblen Ergebnissen. Mit Ausnahme der Konvektionsversuchsserie wird ca. 90 % der Energie durch die latente Wärme der aktiven und inaktiven Salzmasse bereitgestellt. Alle übrigen Energieanteile wie z.B. die des Stahlbehälters und der Rippen sind vernachlässigbar. Allerdings können aufgrund der großen inaktiven Salzmenge während der Erstarrung je nach Teilversuchsserie nur ca. 39 % bis 57 % der gesamten verfügbaren Wärme im Versuchszeitraum ausgespeichert werden.

Die über die Versuchszeit gemittelten Wärmedurchgangskoeffizienten vom Thermalöl an das PCM können für die normalen Versuchsserien zu 165 W/m²/K bzw. 226 W/m²/K respektive für den Erstarrungs- und Aufschmelzvorgang bestimmt werden. Aufgrund des vermuteten, nicht vollständigen Erstarrungsvorgangs im aktiven Bereich ist der reale Unterschied zwischen beiden Vorgängen noch größer. Diese Werte liegen für den Erstarrungsvorgang zwischen den sehr guten Werten eines aktiven Schneckenwärmeübertragers mit konstant 211 W/m²/K und den niedrigeren Werten eines radial berippten Latentwärmespeichers mit 80 W/m²/K bis 150 W/m²/K für unterschiedliche Erstarrungszeiträume [Zip15]¹. Während des Aufschmelzens können beide Vergleichssysteme mit 308 W/m²/K bzw. 383 W/m²/K deutliche bessere Werte erzielen.

¹ Der radiale Wärmeübertrager ist von Bayon et al. [Bay10] untersucht worden. Die konkreten Wärmedurchgangskoeffizienten wurden aber erst von Zipf [Zip15] anhand der Versuchsergebnisse berechnet.

5.3 Rohrserie 2 – gekrimpte und geklammerte Rohre

In Kapitel 5.2 ist die Untersuchung des Aufschmelz- und Erstarrungsverhaltens der Versuchsanlage ausführlich dargestellt. Anhand der geklammerten Rippenrohre wird in *RS1* ein umfassendes Verständnis des Realverhaltens der Anlage erzielt. Das Simulationsmodell kann anhand der zeitlichen Temperaturverläufe einzelner Positionen validiert und alle wesentlichen Annahmen bestätigt werden. In diesem Kapitel dienen die Untersuchungen der Auswertung der zweiten Versuchs- bzw. Rohrserie (*RS2*) mit 16 Rohren mit geklammertem Rippenprofil aus *RS1* und zwei Rohren mit gekrimptem Rippenprofil (Rohr 10 und 13). Ziel ist es zum einen die Wiederholbarkeit des Betriebsverhaltens der geklammerten Rippenrohre aus *RS1* zu überprüfen. Zum anderen soll dieses direkt mit dem Verhalten der gekrimpten Rippenrohre mit gleichem Rippenprofil verglichen werden, um den Einfluss des Verbindungsverfahrens bestimmen zu können. Die Versuche werden nur noch mit einer Temperaturdifferenz von 20 K durchgeführt, um auch die hohe Sensibilität der Ergebnisse in Abhängigkeit der Versuchsausgangsbedingungen zu untersuchen.

5.3.1 Erstarrungsvorgang

Die Reproduzierbarkeit der einzelnen Versuche ist für die *Rohrserie 2 (RS2)* für alle Temperaturmessfühler in den Positionen 01, 20 und 30 gegeben. Darüber hinaus sind auch die Unterschiede zwischen den Teilversuchsserien mit vollständig stationärem Ausgangszustand des Speicherbehälters („20 K – stationär“) und nur mit stationären Seitenwandtemperaturen („20 K – Normal“) vernachlässigbar. Die Betrachtung der Seitenwandtemperaturen bestätigt, dass die aufgeschmolzene PCM-Masse im Vorfeld der stationären Versuche aufgrund der längeren Vorlaufzeiten von ca. 48 h gegenüber 6 h etwas größer ist, so dass der Erstarrungsvorgang um ca. 10 bis 15 Minuten langsamer ist. Einzig in Ebene drei sind diese Unterschiede in der Größenordnung von 30 Minuten aufgrund der konstruktionsbedingt hohen Verluste zur Speicher Oberfläche deutlich erkennbar (vgl. hierzu Kapitel 5.2.1). Auf den Positionen 10 bis 15 hingegen sind teilweise deutliche Unterschiede innerhalb der Teilversuchsserien zu beobachten, die erneut belegen, dass die Messposition der Messfühler nicht konstant und eine Auswertung nicht möglich ist.

Geklammerte Rohre

Für das geklammerte Rippenrohr 09 wird die Wiederholbarkeit des Erstarrungsverhaltens aus *Rohrserie 1* überprüft. Abbildung 5-25 zeigt repräsentativ die Temperaturverläufe der Positionen 01, 20 und 30 in Ebene 2 sowohl für die *RS1* als auch für die *RS2*. Der einzige Unterschied besteht in minimal langsameren Temperaturverläufen der *RS2* am Versuchsende, die auf erhöhte Seitenwandtemperaturen bei Versuchsbeginn zurückgeführt werden können. Ebenfalls zu erkennen ist der gleiche Verlauf innerhalb des Rohres der *RS2* für gleiche Positionen in verschiedenen Winkellagen. Damit ist das Erstarrungsverhalten der geklammerten Rohre aus *RS1* auch in *RS2* gegeben.

Auch der Vergleich über den drei Messebenen und der Vergleich der Konvektionsversuche legen ein zur *RS1* gleiches Verhalten dar. Beim Vergleich über der Rohrhöhe ist der Temperaturverlauf in Ebene 1 am Versuchsende ca. 1 h schneller als in Ebene 2. Die Temperaturen in Ebene 2 und 3 verlaufen über einen langen Zeitraum identisch, bis diese in Ebene 3 aufgrund der erhöhten Wärmeverluste abfallen (vgl. Abbildung 5-9). Für die Konvektionsversuche werden die Temperaturkurven um 1:15 h in negativer x-Richtung verschoben, so dass das Erreichen des Zweiphasengebietes zeitlich zusammenfällt. Anschließend kann aufgrund der gleich verlaufenden Kurven kein konvektiver Einfluss festgestellt werden (vgl. Abbildung 5-11). Dies belegt, dass das Erstarrungsverhalten des PCMs in den

geklammerten Rohren trotz einer vollständigen Demontage der Anlage zwischen *RS1* und *RS2* wiederholbar ist. Auffällig ist, dass das Verhalten nahezu identisch ist, obwohl das in *RS2* untersuchte geklammerte Rohr 09 direkt an die beiden gekrimpten Rohre angrenzt.

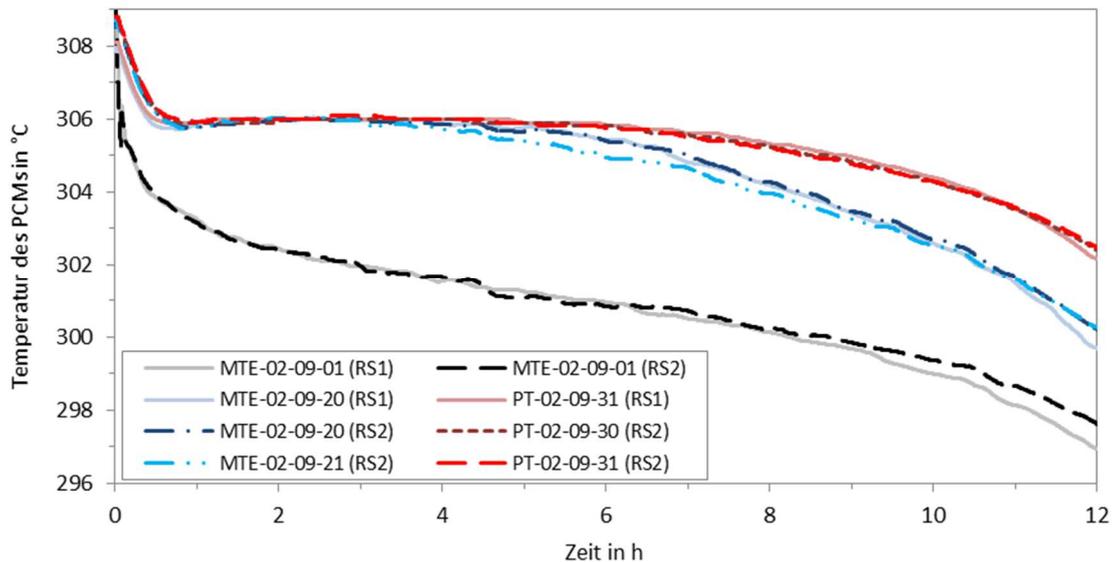


Abbildung 5-25: Zeitlicher Verlauf der Temperaturen des PCMs für ausgewählte Messpositionen für das geklammerte Rohr 09 für die *RS1* und *RS2* – Erstarren „20 K – Normal“

Gekrimpte Rohre

Der direkte Vergleich aller drei Rohre weist ein deutlich langsames Erstarrungsverhalten für die gekrimpten Rohre 10 und 13 gegenüber den geklammerten Rohren nach. Da die Teilsérie „20 K – Normal“ aus *RS1* und *RS2* direkt miteinander vergleichbar sind, wird das geklammerte Rohr 10 aus *RS1* dem gekrimpten Rohr 10 aus *RS2* gegenübergestellt. Dadurch wird der vermutete leicht höhere Thermalölmassenstrom im Zentralrohr berücksichtigt (vgl. Kapitel 5.2.1). Das gekrimpte Rohr 13 wird mit dem geklammerten Rohr 09 desselben Versuchs aus *RS2* verglichen. Dies ist zulässig, da Rohr 09 und 13 in *RS1* und Rohr 09 in *RS1* und *RS2* vergleichbar sind und für Rohr 09 und 13 keine unterschiedlichen Massenströme feststellbar waren (vgl. Kapitel 5.2.1).

Das signifikant langsamere Erstarrungsverhalten in den gekrimpten Rohren ist gültig für alle Messfühler in allen Ebenen und wird exemplarisch für die Ebene 2 in Abbildung 5-26 präsentiert. Im Unterschied zur *RS1* liegt kein gleiches Verhalten über gleich positionierte Messfühler eines Rohres in verschiedenen Winkellagen vor. Vielmehr ist das Verhalten auf den Positionen 20 und 30, verbaut auf 0° (vgl. Abbildung 5-5 und Abbildung 8-41) in Rohr 10 schneller als in Rohr 13, während dies für die Positionen 21 und 31, verbaut auf 120°, genau umgekehrt ist.

Die Versuchszeiten ($T = 300\text{ °C}$) zwischen geklammerten und gekrimpten Rohren weichen teilweise um mehrere Stunden ab. Die größten Abweichungen sind im Zentralrohr mit bis zu 3:20 h in Ebene 2 zu beobachten, während im Rohr 09 die Unterschiede zum Teil weniger als eine Stunde betragen. Die Ergebnisse für die Ebene 3 liegen ebenfalls in diesen Größenordnungen, sind jedoch aufgrund des zusätzlichen und nicht exakt quantifizierbaren Wärmeverlusteffektes nur eingeschränkt verwendbar (Tabelle 5-9).

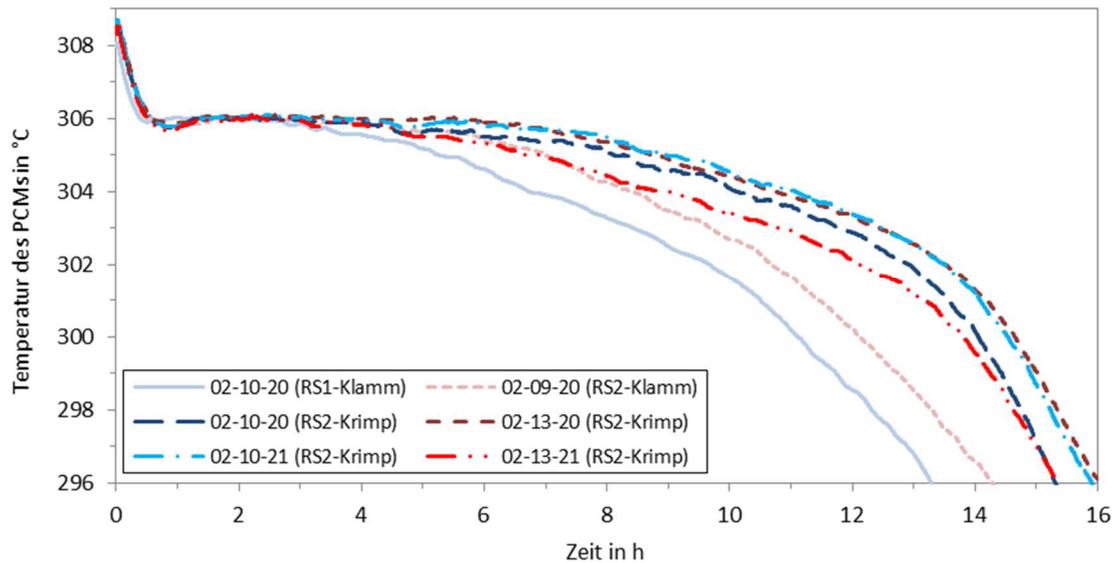


Abbildung 5-26: Zeitlicher Verlauf der Temperaturen des PCMs für geklammerte und gekrimpte Rohre – Ebene 2, Rohr 09, 10 – Erstarren „20 K – Normal“

Wie aufgrund der unterschiedlichen thermischen Ausdehnungskoeffizienten und der ausschließlichen Rippenbefestigung nur am oberen und unteren Ende erwartet, stellt sich in den gekrimpten Rohren ein Spalt zwischen der Rohroberfläche und den Aluminiumrippenprofilen ein. Da dieser Spalt aufgrund der Profildrittung seitlich offen ist, kann das PCM diesen im flüssigen Zustand auffüllen und stellt somit einen zusätzlichen Wärmeleitwiderstand dar.

Die abweichenden Reihenfolgen der Versuchszeiten für Rohr 10 und 13 für die Positionen 20/21 bzw. 30/31 werden vermutlich durch die benachbarten Rohre hervorgerufen. In direkter Umgebung der schnelleren Messfühler 02-10-20 (0°) und 02-13-21 (120°) befinden sich nur „schnelle“ geklammerte Rohre, so dass hier Wärme über die Symmetriegrenzen hinaus von den langsam erstarrenden, gekrimpten Rohre hin zu den schneller erstarrenden, geklammerten Rohren transportiert wird (vgl. Abbildung 5-4). Die langsamen Positionen 02-10-21 (120°) und 02-13-20 (0°) der gekrimpten Rohre 10 und 13 hingegen grenzen zusammen mit dem geklammerten Rohr 09 direkt aneinander (vgl. Abbildung 5-4). Dadurch ist sehr wahrscheinlich der über die Symmetriegrenze hinaus transportierte Wärmestrom geringer und führt zum nicht identischen Erstarrungsverhalten für unterschiedliche Winkellagen.

Tabelle 5-9: Erstarrungszeiten ($T = 300,0\text{ °C}$) der geklammerten und gekrimpten Rohre – „20 K – Normal RS2“

Zeit in hh:min	Position 20				Position 21 ¹			
	Rohr 10 (Klamm)	Rohr 10 (Krimp)	Rohr 09 (Klamm)	Rohr 13 (Krimp)	Rohr 10 (Klamm)	Rohr 10 (Krimp)	Rohr 09 (Klamm)	Rohr 13 (Krimp)
Ebene 1	10:46	12:37 (1:51)	11:18	14:02 (+2:45)	-	-	-	-
Ebene 2	11:07	14:04 (+2:57)	12:07	14:39 (+2:32)	11:11	14:32 (+3:21)	12:10	13:49 (+1:39)
Ebene 3	8:57	12:10 (+3:13)	11:28	12:40 (+1:11)	-	-	-	-
	Position 30				Position 31 ¹			
Ebene 1	12:18	13:34 (+1:16)	12:48	14:59 (+2:11)	-	-	-	-
Ebene 2	12:33	15:12 (+2:39)	13:27	15:21 (+1:54)	12:53	-	13:29	14:19 (+0:50)
Ebene 3	9:23	12:45 (+3:22)	12:12	13:01 (+0:49)	-	-	-	-

Entsprechend der Durchströmung des Rohrregisters von unten nach oben, ist das Erstarrungs- und Unterkühlungsverhalten in der untersten Ebene (E1) am schnellsten. Dieses stimmt mit dem Verhalten in Ebene 3 überein, bis in dieser der typische, verstärkte Abfall der Temperatur nach ca. elf Stunden aufgrund der hohen Wärmeverluste auftritt (vgl. Abbildung 5-10). Im Vergleich zur RS1 sind die Unterschiede zwischen Ebene 1 und 3 bei ähnlichen Temperaturdifferenzen noch geringer. Abweichend zu den geklammerten Rohren dauert allerdings der Erstarrungs- und Unterkühlungsvorgang in Ebene 2 am längsten. Das Erreichen der Temperatur von 300 °C für die Messpositionen 20 und 30 im Rohr 10 dauert in Ebene 2 um 1:26 h bzw. 1:40 h länger als in Ebene 1 (Abbildung 5-27).

Diese Beobachtungen lassen sich durch folgendes Verhalten erklären. Die Rippenprofile sind sowohl am oberen als auch am unteren Ende radial fixiert. Dadurch können sich die thermischen Dehnungen vor allem in der mittleren Ebene entfalten und führen dort zu den größten Spaltmaßen. Das übereinstimmende Verhalten von Ebene 1 und 3 erklärt sich durch das direkte Krimpen mit maximaler Anpresskraft am oberen Rippenprofilende. Das untere Ende ist nur indirekt über eine zusätzliche Hülse gekrimpt und presst die Rippen nicht mit maximaler Kraft an das Rohr (vgl. Abbildung 5-3).

Diese Erkenntnisse werden durch eine Analyse der Einzelrohre nach dem Ende der Versuche bestätigt. Auf der gesamten rippenseitigen Kontaktfläche der geklammerten Rohre sind deutliche Rückstände des Stahlrohres zu erkennen (Abbildung 5-28 – links). Auch sind über die gesamte Rohrlänge ähnlich einem Flickenteppich Stellen mit einer dünnen Salzschiicht und salzfreie Stellen festzustellen. Diese zeigen an, wo ein konkreter Kontakt bestanden und wo dieser aufgrund von Rundheitstoleranzen der Rohre und Rippen nicht bestanden hat (Abbildung 5-29 – links).

Auf der Rippenkontaktfläche der gekrimpten Rohre hingegen sind keine Rückstände des Stahlrohres vorhanden (Abbildung 5-28 – rechts). Die Größe des offenen Spaltes ermöglicht das rückstandsfreie Abfließen des flüssigen Salzes bei der Speicherentleerung, sodass keine Rückstände existieren (Abbildung 5-29 – rechts). Zusätzlich wird der Spalt auch durch auf der Rohroberfläche vorhandenen Metallkleber bestätigt. Dieser ist im flüssigen Zustand während der Montage der Temperaturmessfühler in den dort schon vorhandenen Spalt hineingekrochen. Eine Messung der Schichtdicke führt zu einem lokalen Spaltmaß von mindestens 700 µm.

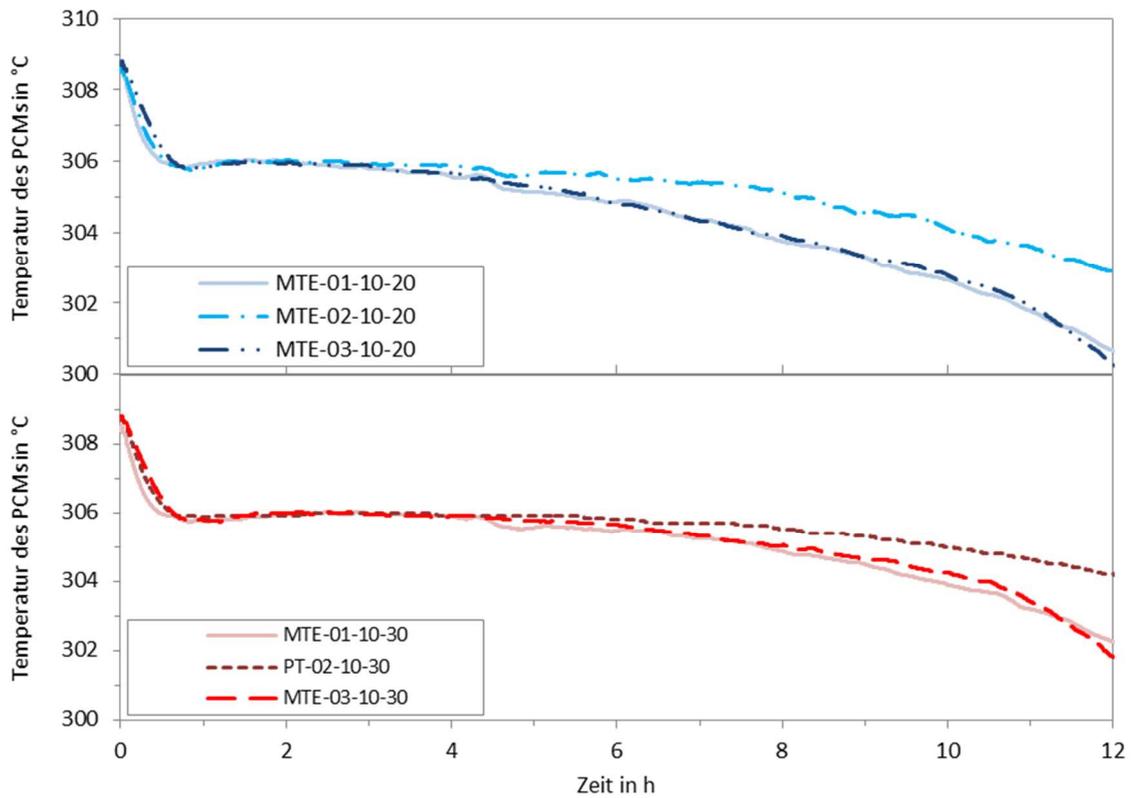


Abbildung 5-27: Zeitlicher Verlauf der Temperaturen des PCMs für die Position 20 (oben) und die Position 30 (unten) für verschiedene Messebenen – Ebene 1-3, Rohr 10 – Erstarren RS2 „20 K – Normal“



Abbildung 5-28: Vergleich der rippenseitigen Kontaktflächen für geklammerte (links) und gekrimpte Rohre (rechts)



Abbildung 5-29: Vergleich der rohrseitigen Kontaktflächen für geklammerte (links) und gekrimpte Rohre (rechts)

Die Auswertung der Konvektionsversuche der *Rohrserie 2* bringt keine wesentlichen neuen Erkenntnisse. Wie in *Rohrserie 1* ist keine Verbesserung des Wärmeübergangs aufgrund natürlicher Konvektionsvorgänge zu beobachten. Gleich zur *RS1* sind in *RS2* geringfügig langsamere zeitliche Verläufe in Ebene 2 (Abbildung 5-30) und deutlich langsamere Verläufe in Ebene 3 aufgrund der unterschiedlichen Ausgangsparameter festzustellen (vgl. Kapitel 5.2.1). Auch der zeitliche Versatz von 1:15:00 h ist vergleichbar den 1:21:30 h der *RS1*.

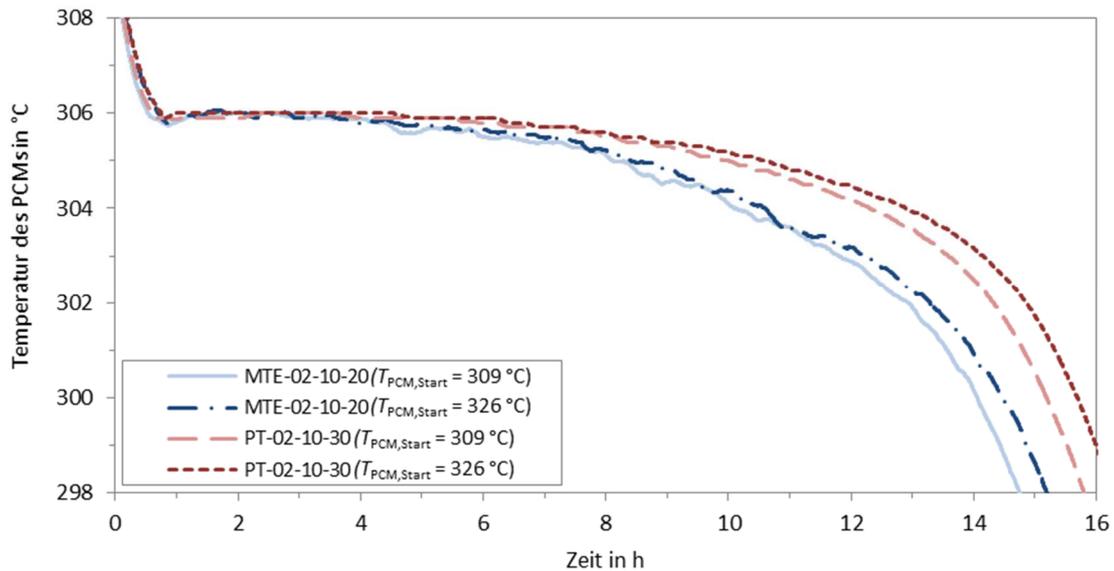


Abbildung 5-30: Zeitlicher Verlauf der Temperaturen des PCMsin für die Positionen 20 und 30 für verschiedene Starttemperaturen – Ebene 2, Rohr 10 – Erstarren *RS2* „20 K – Normal“ & „20 K – Konvektion“

5.3.2 Energetische Auswertung des Erstarrungsvorgangs

In diesem Teilkapitel werden in Anlehnung an Kapitel 5.2.3 die übertragenen Leistungen und Energien des Speicherbehälters sowie die mittleren Wärmedurchgangszahlen für alle Versuche der *RS2* bestimmt. Anschließend erfolgt ein Vergleich mit den Ergebnissen der *RS1*.

Leistung

Obwohl im Leistungsvergleich für die *RS2* mit den zwei gekrimpten Rohren geringfügig niedrigere Verläufe zu erwarten sind, ist dies nur für die Teilserie „20 K – Konvektion“ der Fall (Abbildung 5-31). Einerseits beträgt die Messgenauigkeit ca. $\pm 1,3$ kW und andererseits beinhaltet die Leistungsbestimmung Annahmen zu den Wärmeverlusten, zur Abhängigkeit dieser von der Außentemperatur und zur Leistung der Begleitheizung (vgl. hierzu [Rei16]). Diese sind zwar aus den experimentellen Daten abgeleitet, jedoch nicht exakt bestimmbar und begründen sehr wahrscheinlich diese Unstimmigkeiten.

Zum besseren Vergleich wird eine mittlere Leistung eingeführt, die auf die jeweilige Versuchszeit bezogen ist. Für die *RS1* sind die Versuchszeiten für „20 K – Normal“ und „20 K – Konvektion“ zu 10:45 und 12:15 h bestimmt worden (vgl. Kapitel 5.2.3). Für die *RS2* werden diese respektive zu 14:00 und 15:00 h bestimmt (vgl. Seite 98). Die Ergebnisse von 7,2 kW (*RS2*) und 8,0 kW (*RS1*) für die Teilversuchsserie „20 K – Normal“ belegen nun die geringere Wärmeübertragungsleistung der *RS2* mit zwei gekrimpten Rippenrohren im Vergleich zur *RS1* mit ausschließlich geklammerten Rippenrohren. Dieser Unterschied ist ebenfalls für die Teilversuchsserie „20 K – Konvektion“ mit 8,6 kW (*RS2*) und 10,1 kW (*RS1*) erkennbar.

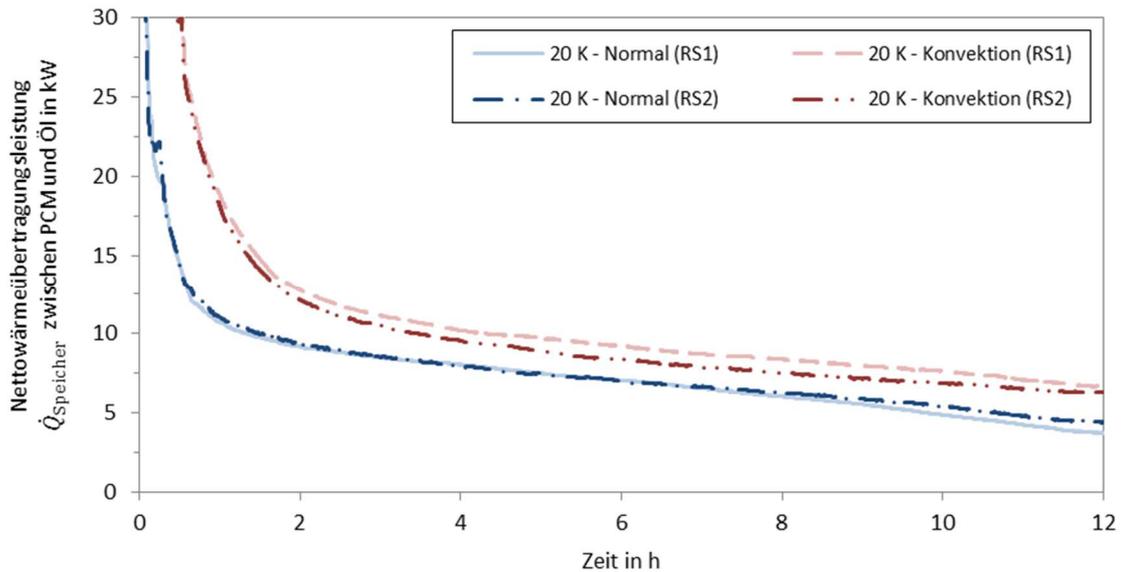


Abbildung 5-31: Zeitlicher Vergleich der übertragenen Leistungen für verschiedene Teilversuchsserien für *RS1* und *RS2*

Energie

Für die *Rohrserie 2* sind am Eckpunkt der Basisgeometrien von Rohr *09*, *12* und *13* (vgl. Abbildung 5-4) sowohl am oberen als auch unteren Rippenende je ein Temperaturmessfühler installiert worden. Das Ziel ist es, genauere Auskunft über den vollständigen Phasenwechsel des aktiven Bereichs zu erhalten. Die Ergebnisse des unteren Fühlers korrelieren hierbei sehr gut und zeigen ein vollständiges Erstarren nach 14 h bzw. 15 h für die Teilserien „20 K – Normal“ und „20 K – Konvektion“ an. Diese Zeitpunkte decken sich ebenfalls mit beobachteten Steigungsänderungen einzelner Temperaturverläufe im PCM zwischen den Rippen. Die Ergebnisse des oberen Messfühlers sind aufgrund der Wärmeverlustproblematik nicht verwertbar.

Der Versuchszeitraum ist gegenüber den 10:45 h der *RS1* deutlich länger. Da sich die 16 geklammerten Rohre jedoch identisch zur *RS1* verhalten, ist in diesen von einer vollständigen Erstarrung und einer mittleren Unterkühlung um 4 K des aktiven Bereichs auszugehen. Dies erklärt die größere Energie, die für die Teilserien „20 K – Normal“ und „20 K – Konvektion“ 101 kWh bzw. 147 kWh im Vergleich zu 80 kWh und 126 kWh der *RS1* betragen.

Der direkte Vergleich der Teilserie „20 K – Normal“ mit aus den Konvektionsversuchen abgeleiteten Werten („20 K – Konvektion-b“) ist ebenfalls plausibel. Aufgrund der verbesserten Startbedingungen der Konvektionsversuche ist die übertragene Energie mit 112 kWh um 11 kWh größer (vgl. Kapitel 5.2.3). Diese Werte sowie die Aufteilung in die einzelnen Energieanteile sind in Abbildung 5-32 dargestellt. Sie bestätigen die Erkenntnisse der *RS1*, dass insbesondere die latente Wärme des aktiven und inaktiven Bereichs mit 90 % bzw. 77 % für „20 K – Konvektion-a“ den Großteil der übertragenen Energie beisteuert.

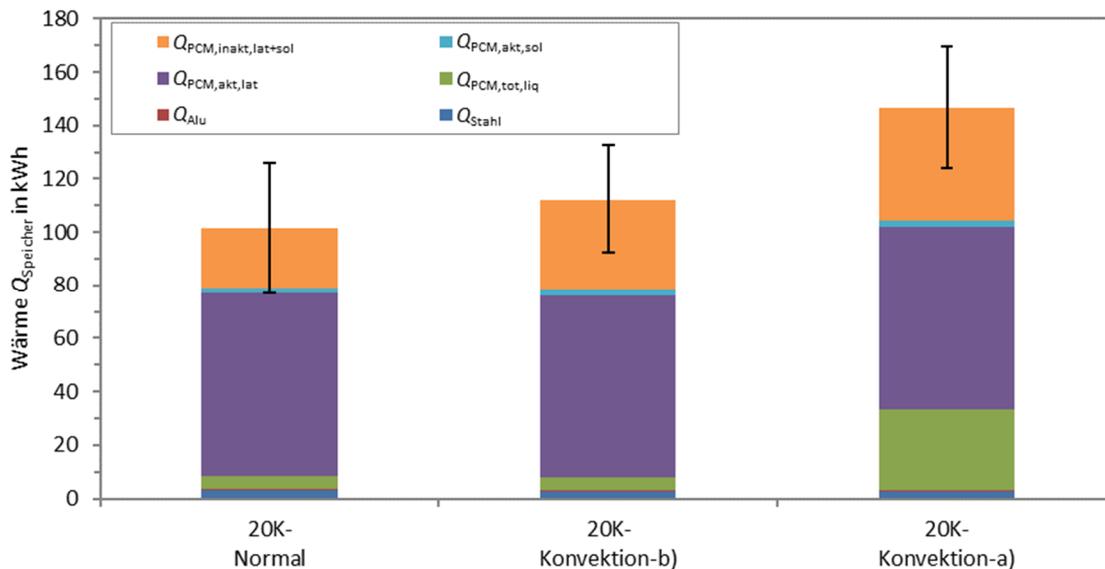


Abbildung 5-32: Aufteilung der Energie für alle Teilversuchsserien – Erstarren *RS2*

Wärmedurchgangskoeffizient

Die über der Versuchszeit gemittelten Wärmedurchgangskoeffizienten der *RS2* sollten sich nicht wesentlich von denen der *RS1* unterscheiden, da nur zwei von 18 Rohren verändert worden sind. Schon die Leistungsverläufe, die die Berechnungsgrundlage des Koeffizienten darstellen, haben keine signifikanten Unterschiede ergeben. Die hier bestimmten zeitlich gemittelten k -Werte liegen mit $150 \text{ W/m}^2/\text{K}$ und $200 \text{ W/m}^2/\text{K}$ für die normale und konvektive Teilserie leicht unterhalb der in *RS1* zu $165 \text{ W/m}^2/\text{K}$ und $236 \text{ W/m}^2/\text{K}$ bestimmten Werte. Dies begründet sich hauptsächlich durch die längeren Versuchszeiten der *RS2* und somit die Berücksichtigung kleinerer k -Werte am Versuchsende.

5.3.3 Aufschmelzvorgang

Ähnlich der Aufschmelzvorgänge der *RS1* ist für die *RS2* nur eine bedingte Reproduzierbarkeit aufgrund der nicht vollständig definierten Ausgangsbedingungen im Speicherbehälter festzustellen. Die größten Abweichungen bestehen wiederum für die Positionen 10 bis 15, so dass nur für die Positionen 01, 20 und 30 repräsentative Teilversuche ausgewählt werden können.

Abweichend zum Vergleich der Erstarrungsvorgänge ist zu beobachten, dass die Temperaturverläufe der Serie „20 K – stationär“ beim Aufschmelzen zwischen $306 \text{ }^\circ\text{C}$ und $310 \text{ }^\circ\text{C}$ um bis zu 1 h schneller als die Serie „20 K – normal“ sind. Oberhalb $310 \text{ }^\circ\text{C}$ verlaufen die Temperaturkurven ähnlich und der normale Versuch überholt den stationären deutlich. Im Vorfeld der stationären Versuche ist im Unterschied zu den normalen Versuchen die gesamte aktive und inaktive Speichermasse erstarrt, weshalb beim Aufschmelzen eine längere Versuchszeit zu erwarten ist. Eine genaue Erklärung warum dies nicht der Fall ist konnte bisher nicht gefunden werden.

Als erste Ansatzpunkte kann einerseits die geringfügig höhere Heizleistung der Begleitheizung aufgrund der niedrigeren Starttemperaturen herangezogen werden. Allerdings ist die zusätzliche eingebrachte Energie im Versuchszeitraum mit weniger als 2 kWh sehr niedrig. Andererseits ist eine Entstehung von Lunkern in der inaktiven Salzmasse unterhalb der Rippen während der vorhergehenden Erstarrung möglich. Da der aktive Bereich frühzeitig erstarrt, kann kein ausreichendes flüssiges PCM zum Auffüllen des schrumpfenden PCM-Volumens im unteren inaktiven Bereich bereitgestellt werden. Während des Aufschmelzens ist es nun denkbar, dass flüssiges, heißes PCM vom oberen Speicherteil in den unteren aktiven strömt und die axiale Wärmeverteilung im aktiven Bereich

des Speichers verbessert. Dagegen spricht, dass das vollständige Aufschmelzen des inaktiven PCMs im normalen Versuch deutlich kürzer ist, weshalb die Temperaturen im überhitzten, flüssigen PCM zum Ende des Betrachtungszeitraums stärker als im stationären Versuch ansteigen (Abbildung 5-33).

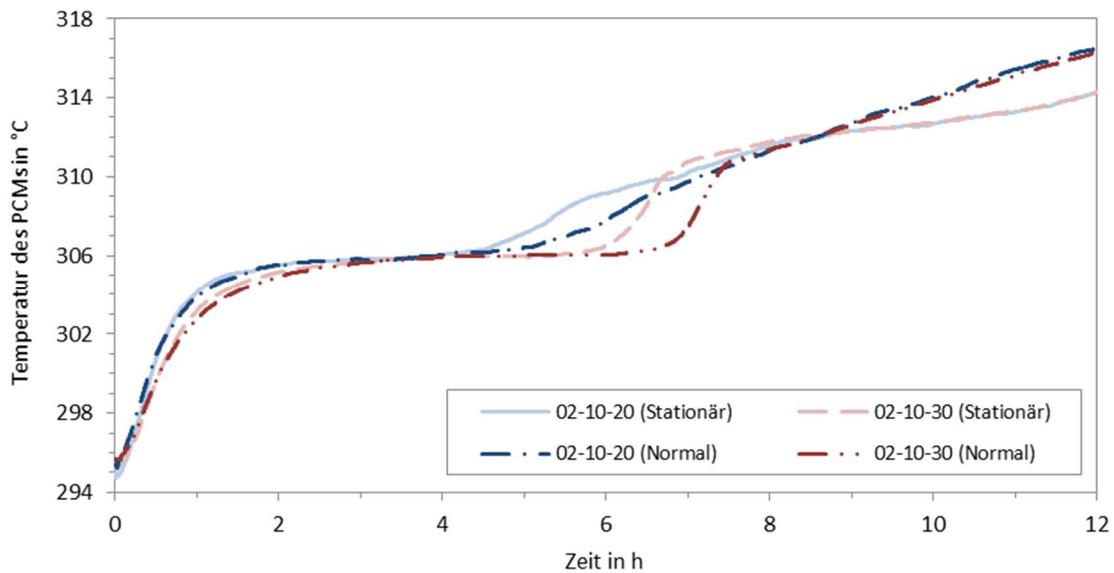


Abbildung 5-33: Zeitlicher Verlauf der Temperaturen des PCMs der Teilversuchsserien „20 K – Normal“ & „20 K – stationär“ – Ebene 2, Rohr 10 – Aufschmelzen RS1

Geklammerte Rohre

Der Vergleich der geklammerten Rohre aus RS1 und RS2 zeigt zumindest für die Positionen 01 und 20 eine gute Übereinstimmung, die aber für die Position 30 nur bedingt zu beobachten ist (Abbildung 5-34). Aufgrund eines ausgefallenen Messfühlers kann auch hier die Ursache nicht abschließend geklärt werden. Wahrscheinlich ist aber ein unterschiedlicher konvektiver Einfluss, der schon in RS1 für die Positionen 30 vermutet wurde.

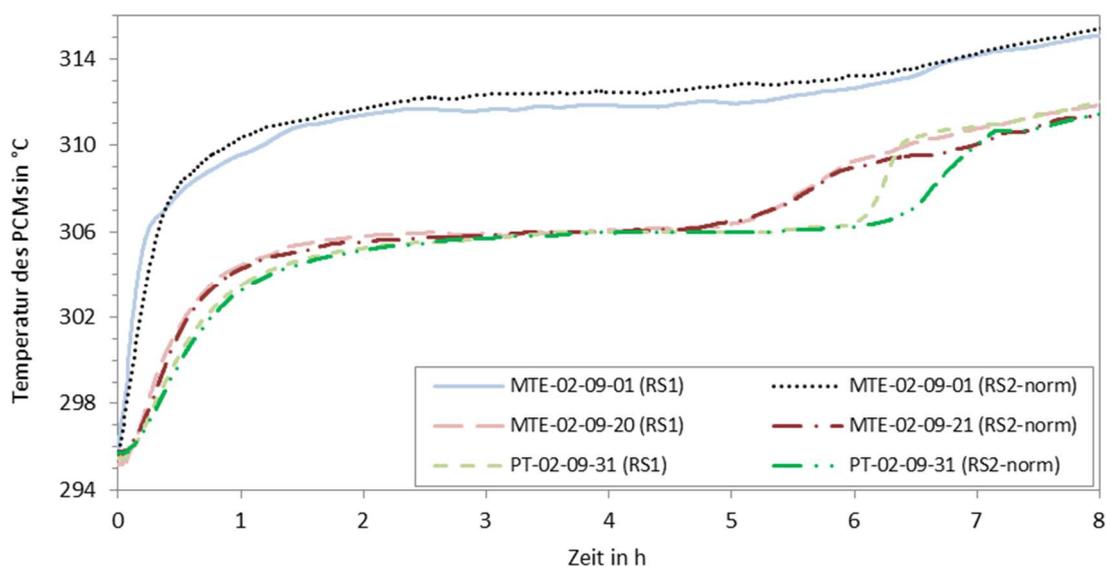


Abbildung 5-34: Zeitlicher Verlauf der Temperaturen des PCMs für ausgewählte Messpositionen für das geklammerte Rohr 09 für die RS1 und RS2 – Aufschmelzen „20 K – Normal“

Gekrimpte Rohre

Zum exakten Vergleich der Verbindungsverfahren und unter Berücksichtigung der ungleichen Massenstromverteilung wird wiederum das gekrimpte Zentralrohr (Rohr 10) dem geklammerten Zentralrohr der RS1 gegenübergestellt. Die Übereinstimmung der geklammerten Rohre aus RS1 und RS2 wurde für die Position 20/21 und die Position 30/31 mit Einschränkungen bereits dargelegt. Da keine Ungleichverteilung des Thermalölmassenstroms zwischen den übrigen Rohren feststellbar war, wird das gekrimpte Rohr 13 direkt mit dem geklammerten Rohr 09 des gleichen Versuchs verglichen. Abbildung 5-35 präsentiert das schnellere Aufschmelzverhalten ($T = 306,3 \text{ }^\circ\text{C}$) in den geklammerten Rohren gegenüber den gekrimpten Rohren. Dieses ist im Zentralrohr für die Positionen 20 bis 31 mit bis zu -1:47 h erheblich, während es in den anderen Rohren (09/13) maximal -1:02 h beträgt (vgl. Tabelle 5-10). Wie beim Erstarrungsvorgang kann die unterschiedliche zeitliche Reihenfolge des Aufschmelzens für die Positionen 20 vs. 21 (Abbildung 5-35) bzw. 30 vs. 31 für die Rohre 10 und 13 beobachtet werden. Dies bestätigt die Vermutung, dass dieser Einfluss auf die verschiedenen benachbarten Rohre zurückzuführen ist (vgl. Kapitel 5.3.1).

Das zeitlich unterschiedliche Verhalten zwischen den geklammerten und gekrimpten Rohren tritt vor allem am Ende des Zweiphasengebietes auf, gleicht sich aber mit steigendem Flüssigkeitsanteil des PCMs wieder aus. Im vollständig flüssigen Speicher sind aufgrund des konvektiven Temperatenausgleichs keine Unterschiede vorhanden. Außerdem ist der schon beim Aufschmelzen in RS1 beobachtete erhöhte Massenstrom im Zentralrohr auch in RS2 anhand der zeitlichen Reihenfolgen der Temperaturverläufe einzelner Messpositionen erkennbar. So ist z.B. das Aufschmelzverhalten des gekrimpten Zentralrohres trotz des deutlichen Einflusses des Spaltes in der mittleren Ebene teilweise schneller als das Verhalten des geklammerten Rohres 09.

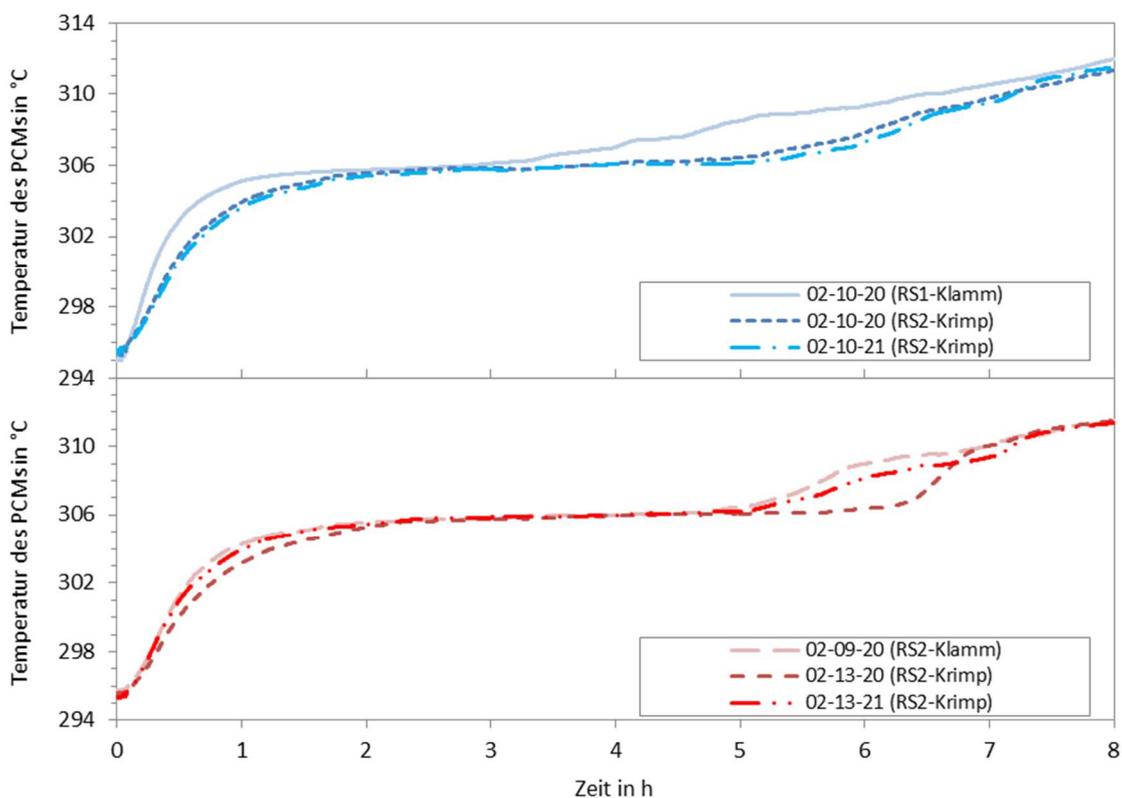


Abbildung 5-35: Zeitlicher Verlauf der Temperaturen des PCMs für gekrimpte und geklammerte Rohre in einer Messebene – Ebene 2 – Aufschmelzen RS2 „20 K – Normal“

Das unterschiedliche Aufschmelzverhalten ($T = 306,3 \text{ °C}$) über der Höhe ist vergleichbar dem Verhalten der ersten Rohrserie. In beiden gekrimpten Rohren ist das „pfropfenartige“ Aufschmelzen von oben nach unten, aufgrund der Ausbildung der natürlichen Konvektion zu beobachten (Abbildung 5-36). Ebenfalls erkennbar ist das große Spaltmaß in der mittleren Messebene, da das PCM in dieser Ebene sehr spät und erst nahezu zeitgleich mit dem der ersten Messebene aufschmilzt (Tabelle 5-10). Im Gegensatz dazu betragen die zeitlichen Unterschiede zwischen Ebene 2 und 3 für die geklammerten Rohre ein bis zwei Stunden und sind ähnlich den Unterschieden zwischen Ebene 2 und 1 (vgl. Abbildung 5-20 und Tabelle 5-10). Auch das Aufschmelzverhalten im geklammerten Rohr 09 zwischen E2 und E1 ist deutlich unterschiedlich (Abbildung 8-45). Der Unterschied der berechneten Aufschmelzzeiten von 7 Minuten ist aufgrund des niedrigen gewählten Temperaturkriteriums und der im Phasenwechselbereich leicht ansteigenden Temperaturverläufe verzerrt.

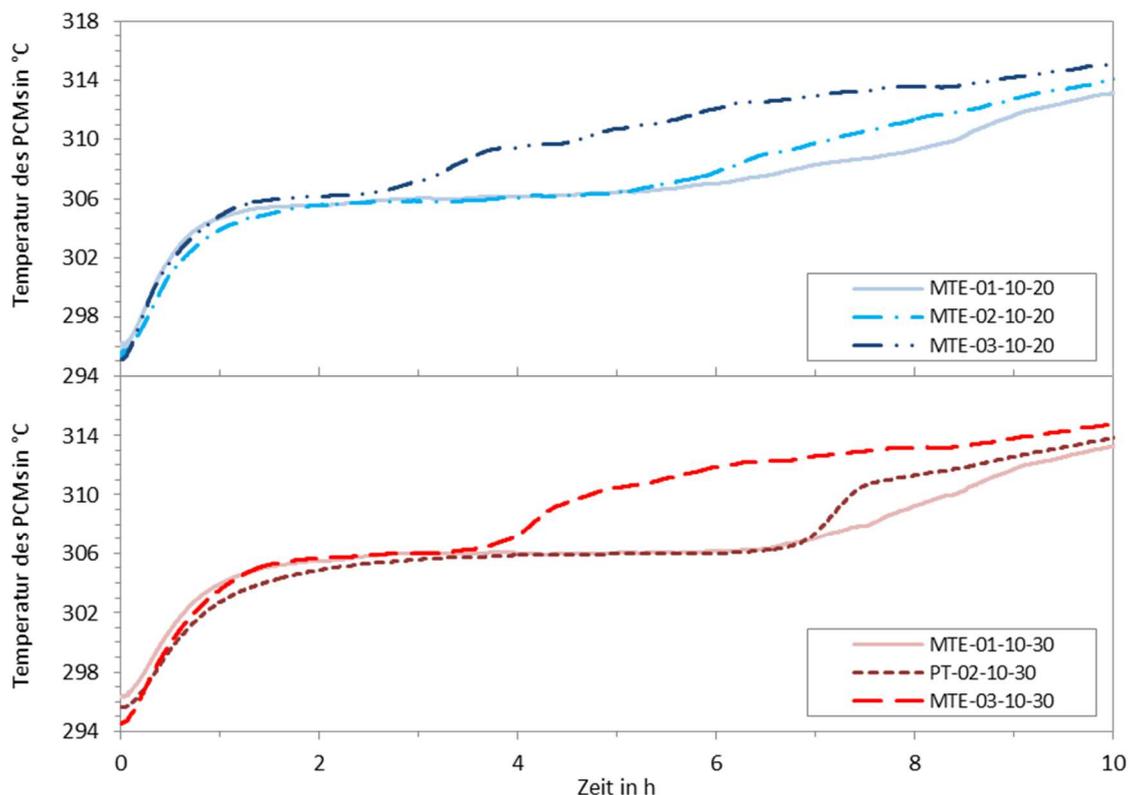


Abbildung 5-36: Zeitlicher Verlauf der Temperaturen des PCMs für Messpositionen 20 (oben) und 30 (unten) jeweils für alle drei Messebenen – Rohr 10 – Aufschmelzen RS2 „20 K – Normal“

Darüber hinaus treten zwei weitere Phänomene zum Vorschein. Erstens ist der Einfluss des Spaltes in der untersten Messebene sehr gering, dargestellt im Vergleich zwischen geklammerten und gekrimpten Rohren in Abbildung 5-37 und in Tabelle 5-10. Es ist wahrscheinlich, dass mit steigendem Flüssigkeitsanteil und steigender freier Konvektion sowohl die axiale Wärmeübertragung innerhalb der Symmetriegrenze eines berippten Rohres als auch die Wärmeübertragung über diese Symmetriegrenze hinaus zunehmen. Im Einzelrohr kann vor allem in der untersten Ebene zusätzliche Wärme mittels Konvektion in darüber liegende, bereits aufgeschmolzene Schichten und von dort zum Stahlrohr bzw. HTF transportiert werden. Genauso können Konvektionsströmungen im darunterliegenden inaktiven Bereich, der aufgrund der vorangegangenen Teilerstarrung schon nach ca. acht Stunden komplett aufgeschmolzen ist, auftreten und Wärme aus unteren Bereichen des Speichers übertragen. Hinzu kommt, dass das flüssige PCM in der Basisgeometrie der Einzelrohre mit steigendem Flüssigkeitsanteil immer stärker miteinander kommuniziert. Da 16 der 18 Rohre

geklammert sind und das in Ihnen enthaltene PCM zügig aufschmilzt, kann Wärme auch über diese Rohre in das PCM der beiden gekrimpten Rohre transportiert werden.

Zweitens ist festzustellen, dass der Einfluss des Spaltes auf das Aufschmelzverhalten geringer als auf das Erstarrungsverhalten ist. Für das Aufschmelzen der Teilserie „20 K – Normal“ von RS1 und RS2 gilt, dass die letzten Temperaturfühler in Ebene 1 eine Temperatur von 312 °C (+6 K zum Schmelzpunkt) nach 8:35 h und respektive 9:05 h (106 %) erreichen. Beim Erstarren werden die letzten Temperaturfühler in Ebene 2 herangezogen¹, für die in RS1 13:27 h und in RS2 15:20 h (114 %) zum Erreichen von 300 °C (-6 K zum Schmelzpunkt) benötigt wird. Auch die Anpassung der Aufschmelzversuche an gleiche Startbedingungen mit 303 °C (-3 K) statt 296 °C beeinflusst dieses Ergebnis nur geringfügig. Ursächlich hierfür ist ebenfalls die gute Wärmeverteilung im flüssigen PCM sowie die Wärmeübertragung über die Symmetriegrenzen der Einzelrohre hinaus, wie es im vorhergehenden Absatz detailliert beschrieben ist. Beim Erstarrungsvorgang hingegen ist die Wärmeverteilung z.B. durch Übergang aus den geklammerten Rohren in die gekrimpten Rohre aufgrund der Feststoffphase und der ausschließlichen Wärmeübertragung per Wärmeleitung nicht bzw. nur in sehr geringem Ausmaß möglich. Möglicherweise entstehen beim Erstarrungsvorgang aufgrund der Volumenänderung beim Phasenwechsel Hohlräume im Spalt zwischen Stahlrohr und Rippe. Die Randbereiche des Spaltes und die umliegenden Bereiche erstarren vermutlich innerhalb der ersten Minuten, so dass ein vollständiges Auffüllen des Spaltes mit flüssigem Salz unterbunden wird. Insbesondere wenn sich radial umlaufende Hohlraumsschichten in Form einer Reihenschaltung der Wärmeleitwiderstände ausbilden würden, wäre der Einfluss auf die Wärmeübertragung gegeben.

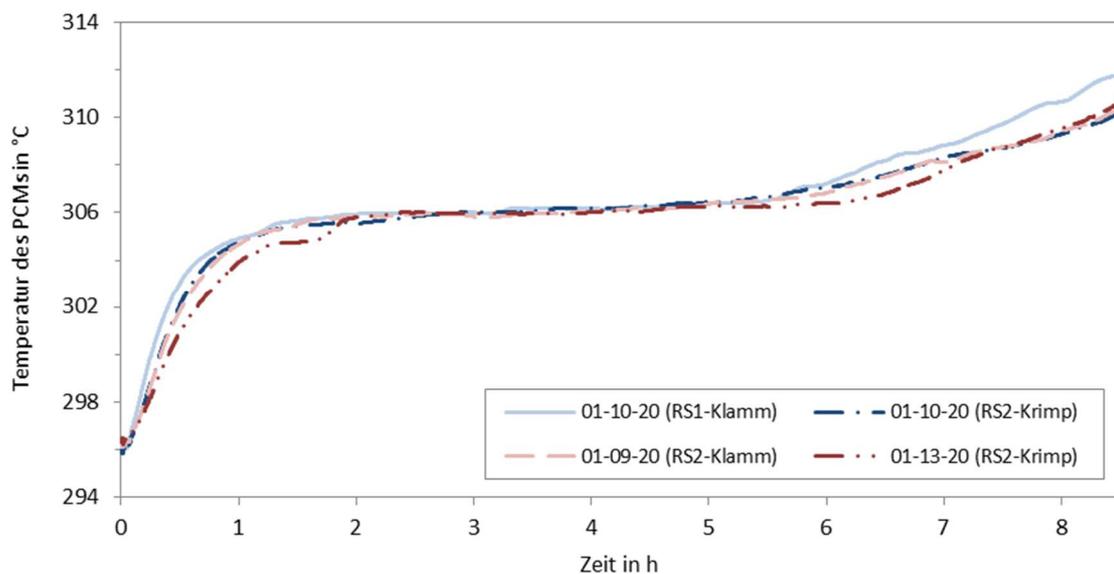


Abbildung 5-37: Zeitlicher Verlauf der Temperaturen des PCMs in Messebene 1 für geklammerte und gekrimpte Rohre – Aufschmelzen „20 K – Normal RS2“

¹ Vergleich Ebene 2, Position 30 im Rohr 09 vs. Rohr 13 (Tabelle 5-9)

Tabelle 5-10: Vergleich der Aufschmelzzeiten (T = 306,3 °C) zwischen geklammerten und gekrimpten Rohren – Rohr 10 (RS1) vs. Rohr 10 (RS2) und Rohr 09 (RS2) vs. Rohr 13 (RS2) – „20 K – Normal RS2“

Zeit in hh:min	Position 20				Position 21 ¹			
	Rohr 10 (Klamm)	Rohr 10 (Krimp)	Rohr 09 (Klamm)	Rohr 13 (Krimp)	Rohr 10 (Klamm)	Rohr 10 (Krimp)	Rohr 09 (Klamm)	Rohr 13 (Krimp)
Ebene 3	1:50	2:22 (+0:32)	2:35	3:27 (+0:52)	-	-	-	-
Ebene 2	3:20	4:41 (+1:21)	4:50	5:54 (+1:04)	3:20	5:07 (+1:47)	4:39	5:06 (+0:27)
Ebene 1	4:38	4:36 (-0:02)	4:57	5:44 (+0:47)	-	-	-	-
	Position 30				Position 31 ¹			
Ebene 3	2:24	3:36 (+1:12)	3:53	4:28 (+0:35)	-	-	-	-
Ebene 2	5:05	6:37 (+1:32)	6:05	7:02 (+0:57)	4:52	-	6:03	6:11 (+0:08)
Ebene 1	6:38	6:30 (-0:08)	7:19	7:48 (+0:29)	-	-	-	-

5.3.4 Energetische Auswertung des Aufschmelzvorgangs

Auch die Auswertung der Leistungsverläufe der beiden untersuchten Teilserien spiegelt das bisherige Verhalten wieder. Qualitativ und quantitativ entsprechen diese der Leistungskurve aus RS1 (vgl. Abbildung 5-22). Der Leistungsverlauf der Teilserie „20 K – stationär“ bestätigt auch deren geringfügig schnelleres Aufschmelzverhalten gegenüber der Teilserie „20 K – Normal“ durch einen minimal höheren Leistungsverlauf.

Das vollständige Aufschmelzen des aktiven Bereichs wird anhand des unteren Messfühlers zwischen den Rohren 09, 10 und 13 zu 9 h bestimmt. Die ermittelten Energien liegen mit $128 \pm 14,5$ kWh bzw. $126 \pm 17,4$ kWh für die beiden Teilserien „stationär“ und „normal“ nahezu gleichauf. Der vergleichbare Wert der *Rohrserie 1* mit 103 kWh wird jedoch deutlich überstiegen, da die dort ermittelte Versuchszeit nur bei 7:30 h lag. Eine Reduktion der Versuchszeit der *Rohrserie 2* auf 7:30 h führt auf eine eingespeicherte Energie Q_{Speicher} von 107 kWh. Der um vier Kilowattstunden höhere Wert liegt im Bereich der Ungenauigkeit des Bestimmungsverfahrens und der Messwerte, da für die RS2 aufgrund der zwei schlechteren, gekrimpten Rohre ein leicht niedrigerer Wert zu erwarten gewesen wäre. Der über der Versuchszeit gemittelte Wärmedurchgangskoeffizient von $231 \text{ W/m}^2/\text{K}$ ist vergleichbar dem der RS1 mit $226 \text{ W/m}^2/\text{K}$.

5.3.5 Fazit

Die Auswertung der Erstarrungsversuche der geklammerten Rohre der *Rohrserie 2* sowie der Vergleich mit den Ergebnissen der *Rohrserie 1* bestätigt zuallererst die in Kapitel 5.2 gewonnen Erkenntnisse der Modellvalidierung. Die Ergebnisse sind trotz vollständigem Ausbau aller Einzelrohre zwischen den Versuchsserien vollständig reproduzierbar. Außerdem wird das voneinander unabhängige Verhalten der Einzelrohre während der Erstarrung nachgewiesen, da das in RS2 geklammerte Rohr direkt an die gekrimpten Rohre mit deutlich unterschiedlichem Verhalten angrenzt. Diese zeigen sowohl anhand der um mehrere Stunden langsameren Temperaturverläufe als auch anhand der Betrachtungen der Einzelrohre während der finalen Demontage einen deutlichen Spalt zwischen Rohr- und Rippenkontaktfläche. Die Ergebnisse lassen darauf schließen, dass der Spalt in der mittleren

Messeebene am größten ist, da sich die beiden radialen Fixierungen der Rippenprofile am oberen und unteren Ende befinden.

Auch die Ergebnisse der Aufschmelzversuche der geklammerten Rohre aus *RS1* und *RS2* sind mit Ausnahme für die Messpositionen *30* reproduzierbar. Für die dort beobachteten kleinen Abweichungen kann jedoch keine plausible Erklärung gegeben werden. Die Ergebnisse der gekrimpten Rohre bestätigen, dass der größte Spalt in der mittleren Messebene vorliegt. Der allgemeine Einfluss des Spaltes auf die Wärmeübertragung ist jedoch deutlich geringer als für die Erstarrungsvorgänge. Die Versuchszeit von *RS2* steigt lediglich um 6 % gegenüber *RS1*, während die vergleichbare zeitliche Steigerung beim Erstarren 14 % beträgt. Dies bestätigt wie in *RS1* den positiven Einfluss der natürlichen Konvektion während des Aufschmelzvorgangs. Aufgrund der Konvektion kann die Wärme einerseits verstärkt in axialer Richtung aus oberen und unteren Schichten bereits flüssigen PCMs übertragen werden. Andererseits kann diese über die Symmetriegrenzen der Einzelrohrbasisgeometrien hinaus von den schnelleren geklammerten Rohren in die langsameren gekrimpten Rohre transportiert werden.

5.4 Ökonomische Bewertung der Verbindungsverfahren

Die Auswertung der Versuchsergebnisse der RS2 haben eindeutige Spaltmaße in den zwei gekrimpten Rohren mit um mehrere Stunden längeren Erstarrungszeiten ergeben. Ziel dieses Kapitels ist die Erfassung und Bewertung dieser Unterschiede anhand der spezifischen Produktkosten. Außerdem wird im letzten Teilkapitel ein Ausblick über weitere und noch offene Fragestellungen für zukünftige Arbeiten gegeben.

5.4.1 Abschätzung der Rohr-Rippe-Spaltgröße der gekrimpten Rohre

Ausgehend von einem validierten Simulationsmodell für die geklammerten Rohre werden die Spaltmaße in den gekrimpten Rohren abgeschätzt. Dies erfolgt in Form einer Parameterstudie basierend auf dem Simulationsmodell. Hierzu wird in Abbildung 5-38 der experimentelle und der modellbasierte Temperaturverlauf für Position 30 im geklammerten Rohr 09 präsentiert. Der zeitliche Unterschied dieser Verläufe am Versuchsende ($T = 300 \text{ °C}$) beträgt ca. 30 Minuten. Dieser wird ebenso für den schnellsten und langsamsten Verlauf im gekrimpten Rippenrohr 10 bzw. 13 angenommen. Die dazu passenden Spaltmaße der mittleren Ebene liegen zwischen $250 \mu\text{m}$ und $2000 \mu\text{m}$. Die Wiederholung dieses Vorgehens für die Position 20 bestätigt die Ergebnisse mit minimalen und maximalen Spaltmaßen von 500 bzw. $1500 \mu\text{m}$.

In Kapitel 5.3.1 ist erklärt, dass das schnellere Verhalten in der Position 31 im Rohr 13 durch die vorteilhaften Symmetriegrenzen mit den geklammerten Rohren zustande kommt. Deshalb ist das geschätzte Spaltmaß eher am oberen Ende der angegebenen Intervalle zu vermuten. Da sich die Betrachtungen auf die mittlere Ebene mit dem größten Spaltmaß beziehen, erscheint ein mittleres Spaltmaß über dem gesamten Rohr von 1 mm wahrscheinlich. Dieser Wert liegt in der gleichen Größenordnung wie der in Kapitel 5.3.1 gemessene Mindestabstand von $700 \mu\text{m}$.

Da die Wärmeübertragung in den zwei gekrimpten Rohren teilweise positiv durch die umliegenden geklammerten Rippenrohre beeinflusst wird (vgl. Kapitel 5.3.1 – Seite 94), ist zu vermuten, dass das tatsächliche Spaltmaß eher noch größer ist als das hier angegebene ist.

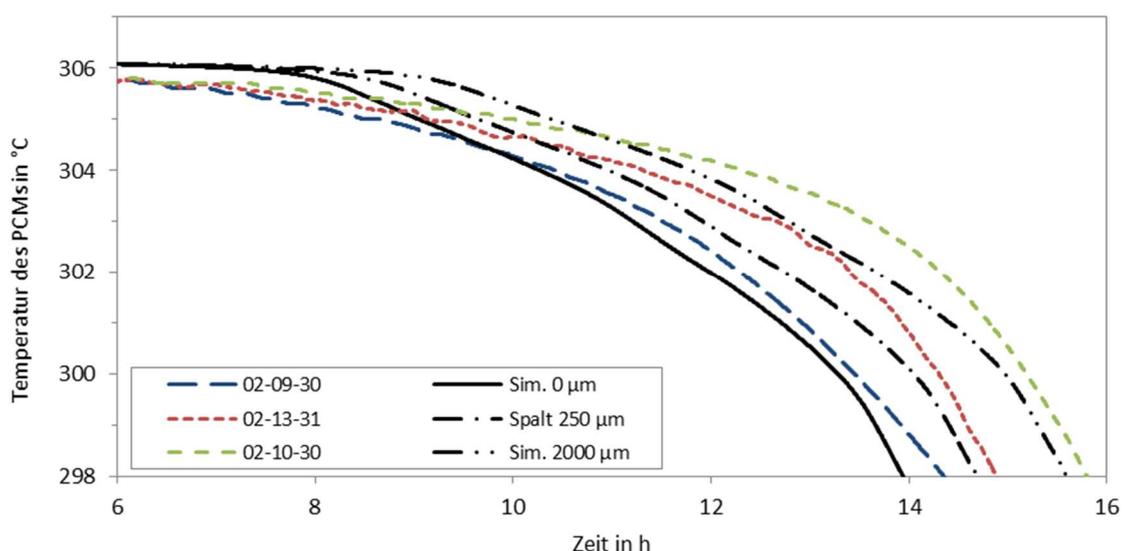


Abbildung 5-38: Zeitlicher Verlauf der Temperaturen des PCMs für geklammerte und gekrimpte Rohre im Vergleich zu simulierten Temperaturverläufen mit unterschiedlichen Spaltmaßen – Erstarren „20 K – Normal“

5.4.2 Bewertung des Rohr-Rippe Verbindungsverfahrens

Zur Bestimmung des techno-ökonomischen Einflusses des Spaltmaßes auf den Latentwärmespeicher wird der Parameter der spezifischen Produktkosten herangezogen. Das Versuchsprofil wird mit den Annahmen aus Kapitel 3, also mit einem hohen Wärmeübertragungskoeffizienten entsprechend der Verdampfung von Wasser ($\alpha_v = 10\,000\text{ W/m}^2/\text{K}$) und mit einer niedrigen Temperaturdifferenz ΔT_{LWS} von 10 K simuliert. Die spezifischen Produktkosten des geklammerten Rippenprofils ohne Spalt belaufen sich auf 29,7 €/kWh_{th}. Sie liegen bei 117 % des in Kapitel 4 bestimmten Optimums der Profilkategorie 6A4.1 und 6A4.2. Im Gegensatz zu diesen Geometrien weist das Profil der Versuchsanlage an verschiedenen Stellen einen erhöhten Materialaufwand für die konkrete Fertigbarkeit auf. Dazu gehören die Nasen zur Aufnahme der Federstahlklammern und zur Montage der Rippenprofile genauso wie erhöhte Wandstärken im Bereich der Kontaktfläche und der Rippenspitzen. Mit steigender Spaltgröße sinkt die im gleichen Zeitraum ausgespeicherte Energie, weshalb die spezifischen Produktkosten steigen (Abbildung 5-39). Die Kosten steigen für das mittlere Spaltmaß von 1 mm um 10 % auf 32,7 €/kWh_{th} und für das maximal ermittelte Maß von 2 mm auf 33,2 €/kWh_{th} (+ 12 %).

Der starke Kostenanstieg für kleine Spaltgrößen und der nur noch geringe Kostenanstieg ab Spaltgrößen von ca. 500 µm erklären sich durch das Verhältnis der Spaltgröße zu den übrigen Geometriegrößen wie Rippenlängen und PCM Schichtdicke auf den Rippen. Gegenüber einer Verbindung mit direktem Rohr-Rippe Kontakt entsteht durch das feste PCM im Spalt ein zusätzlicher Wärmeleitwiderstand. Dieser Widerstand beeinflusst den Wärmeübergang signifikant, so dass ein großer Kostenanstieg zu verzeichnen ist. Für steigende Spaltgrößen relativiert sich aber dieser Einfluss. Der deutlich wärmeübertragungsmindernde Effekt ist bereits vorhanden, aber das absolute Spaltmaß ist immer noch gering im Vergleich zu den übrigen Geometrieparametern wie Rippenlängen und -abständen bzw. anhaftenden PCM-Schichten.

Die Simulationen ergeben, dass Abstände von bis zu 50 µm mit 2 % höheren Produktkosten nur einen geringen Einfluss auf die Wärmeübertragung aufweisen. Auch eine theoretische Arbeit des DLR [DLR12] gibt eine Verschlechterung der Wärmeübertragung schon ab 10 µm an. Diese Größenordnungen sind jedoch kleiner als die Fertigungsgenauigkeiten der Stahlrohre und insbesondere der Strangpressprofile [Hac14]. Unbeeinflusst von alledem ist die effektive Wärmeleitfähigkeit, die konstant 18,1 W/m/K beträgt.

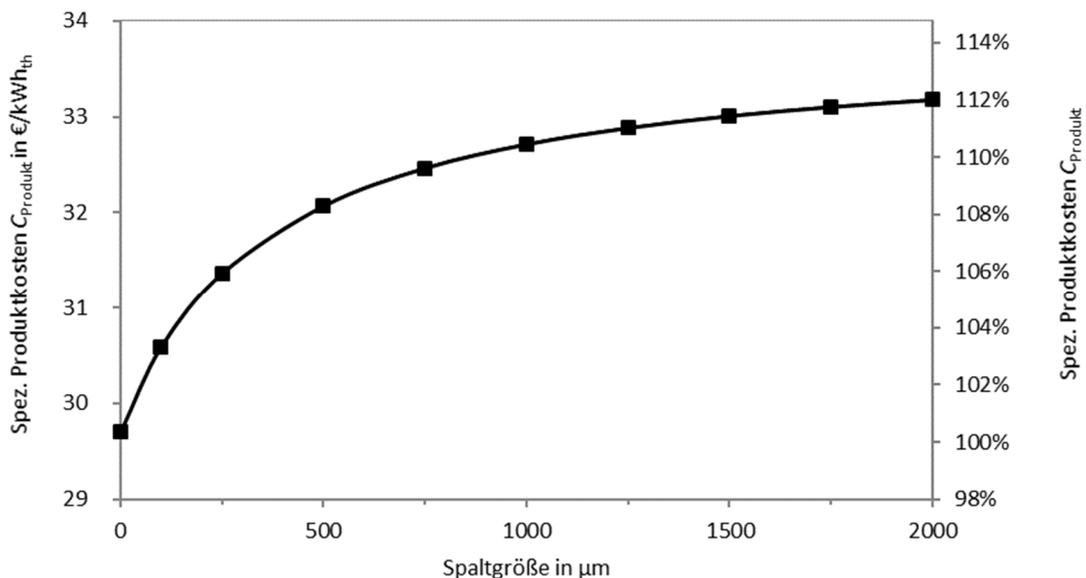


Abbildung 5-39: Absolute und prozentuale, spezifische Produktkosten in Abhängigkeit des Spaltmaßes für das gefertigte Rippenprofil (vgl. Abbildung 5-1)

Der Anteil der Kosten zur Verbindung der Rohre und Rippenprofile liegt im Idealfall ohne Spalt bei 5,8 % der minimalen spezifischen Produktkosten. Im Falle einer Spaltgröße von 2 000 µm steigt dieser Anteil aufgrund der kleineren ausgespeicherten Energie auf 6,4 %; wiederum bezogen auf die minimalen spezifischen Produktkosten in Höhe von 29,7 €/kWh_{th}. Unter der Voraussetzung eines alternativen, deutlich günstigeren Verbindungsverfahrens wäre ein solcher Spalt akzeptabel, sofern für die spezifischen Produktkosten mit diesem alternativem Verfahren gilt $C_{\text{Produkt,alt}} \leq 29,7 \text{ €/kWh}_{\text{th}}$. Dies beinhaltet, dass sich nur die Verbindungskosten ändern, während alle anderen absoluten Produktkostenanteile – Materialkosten, Strangpresskosten und Verschweißen der Rohre – unverändert bleiben. Wird nun eine Spaltgröße von 100 µm zugrunde gelegt, müssten die absoluten Verbindungskosten schon um 50 % günstiger sein, um die minimalen spezifischen Produktkosten zu erreichen. Ab Spaltgrößen von ca. 300 µm kann kein Gesamtkostenvorteil mehr erzielt werden, da die Verbindungskosten unter 0 €/kWh_{th} liegen müssten. Dieses Ergebnis belegt, dass bei Verwendung des Krimpverfahrens mit mittleren Spaltgrößen von 1 000 µm in keinem Fall eine Reduzierung der gesamten spezifischen Produktkosten möglich ist¹. Selbst im bestmöglichen Fall von Verbindungskosten von 0 €/kWh_{th} würden diese die spezifischen Produktkosten des geklammerten Profils um 3,8 % übersteigen. Das Federstahlklammerverfahren ist damit für großtechnische Anlagen aus technischer und ökonomischer Sicht zu bevorzugen.

¹ Eine valide Kostenangabe für den großserientechnischen Einsatz des Krimpverfahrens ist bisher aufgrund des frühen Entwicklungsstadiums nicht möglich.

6 Zusammenfassung und Ausblick

Zur Reduktion der anthropogenen Treibhausgasemissionen müssen fossile Energieträger durch erneuerbare Energien wie vor allem die Solarenergie ersetzt werden. Eine vielversprechende Option zur Erzeugung emissionsfreien Stroms ist der Einsatz solarthermischer Kraftwerke basierend auf der Direktverdampfung. Für diese Technologie existieren erste Wärmespeicherkonzepte, um eine Stromerzeugung auch in den Abend- und Nachtstunden gewährleisten zu können. Jedoch entspricht der hierfür benötigte Latentwärmespeicher nicht dem Stand der Technik. Zur Verbesserung der Wärmeübertragung, die aufgrund der niedrigen Wärmeleitfähigkeiten der Speichermaterialien stark limitiert ist, werden beispielsweise axial berippte Rohre eingesetzt. In dieser Arbeit wird die Frage beantwortet welche Form und Größe ein sowohl technisch als auch ökonomisch optimiertes Rippenprofil für den Einsatz in einem solchen Latentwärmespeicher hat.

Dazu wird ein vereinfachtes Simulationsmodell zur Berechnung von Wärmeübertragungsproblemen mit einem flüssig - fest Phasenwechsel (Erstarrungsvorgang) in Hochtemperatur-Latentwärmespeichern erstellt und anhand einer Versuchsanlage experimentell validiert. Im rein auf der Wärmeleitung basierenden, zweidimensionalen Simulationsmodell wird nur der Erstarrungsvorgang, der den auslegungsrelevanten Fall darstellt, betrachtet. Der Vergleich mit den experimentellen Ergebnissen bestätigt die Vernachlässigung des Aufschmelzvorgangs zur Dimensionierung von Hochtemperatur-Latentwärmespeichern als Druckdampfspeicher. Das Modell zeigt für verschiedene Temperatur- und Massenstromparameter gute Übereinstimmungen mit dem Realverhalten. Dies bestätigt die Limitierung der Wärmeübertragung durch die Wärmeleitung im bereits erstarrten Material während des Erstarrungsvorgangs.

Beim experimentellen Aufschmelzvorgang hingegen kann der positive Einfluss der natürlichen Konvektion anhand verschiedener Phänomene eindeutig beobachtet werden. So benötigen die Erstarrungsversuche ca. zwölf Stunden, während die Aufschmelzversuche mit ähnlichen Versuchsparametern ca. vier Stunden schneller ablaufen. Die detaillierte Auswertung der Versuchsreihen bestätigt auch weitere Annahmen des Simulationsmodells wie die Vernachlässigung der vertikalen Dimension (z-Achse) bei isothermem Zustand des HTF und das gleichmäßige horizontale Speicherverhalten in unterschiedlich positionierten, aber identisch berippten Rohren. Das entwickelte Simulationsmodell eignet sich damit für die hinreichend genaue und zeitlich effiziente Auslegung kommerzieller, großskaliger Hochtemperatur-Latentwärmespeicher zur Dampferzeugung.

Mit Hilfe des Simulationsmodells wurden 17 verschiedene, axiale Rippenstrukturen mit unterschiedlichen Materialien zur Verbesserung der effektiven Wärmeleitfähigkeit des PCMs untersucht und geometrisch optimiert. Die techno-ökonomische Optimierung erfolgte anhand des entwickelten Bewertungsparameters der spezifischen Produktkosten eines berippten Rohres. Die Auswertung ergibt, dass für eine tottraumfreie Anordnung einer Vielzahl von identischen, berippten Rohren eine sechseckige Basisgeometrie als Symmetriegrenze auszuwählen ist. Diese weist für vergleichbare Rippenprofile gegenüber quadratischen und dreieckigen Basisgeometrien Kostenvorteile von 1,5 % bis zu 20 % auf.

Aus einer umfangreichen Vorauswahl wird neben dem standardmäßig verwendeten Aluminium (Al 6060) auch warmfester Karbonstahl als mögliches Rippenmaterial in Betracht gezogen. Der Einsatz von Karbonstahl ermöglicht die Fertigung von Rohr und Rippe aus einem Material. Gleichzeitig wird damit ein kompliziertes und die unterschiedliche Wärmeausdehnung kompensierendes Montageverfahren vermieden, das beim Einsatz von Aluminiumrippen auf Stahlrohren notwendig ist.

Detaillierte Vergleiche zeigen jedoch, dass die erhöhten Materialkosten der Stahlrippen selbst unter optimistischen Annahmen die montageseitigen Kosteneinsparungen nicht ausgleichen können.

Der Vergleich unberippter Rohre mit Rohren mit einfachen sternförmigen, mit schneeflockenartigen und mit spiralförmigen Rippenprofilen ergibt niedrigste spezifische Produktkosten von 25,5 €/kWh_{th} für zwei schneeflockenartige Profile. Unberippte Rohre stellen hierbei die schlechteste Alternative dar, da die benötigten Rohranzahlen aufgrund der kleinen Rohrteilungen überproportional ansteigen. Stern- und spiralförmige Profile erreichen aufgrund der ungünstig auseinanderlaufenden Rippen bzw. aufgrund eines hohen und ineffizienten Materialeinsatzes nur 112,5 % der im Rahmen dieser Arbeit ermittelten minimalen spezifischen Produktkosten. Einzig ein sternförmiges Profil, bei dem jedoch die konkrete Fertigbarkeit fraglich ist, erreicht mit 102 % annähernd gleiche Kosten.

Die Optimierung zeigt die technische und ökonomische Sinnhaftigkeit der Entwicklung spezifischer, schneeflockenartiger Rippenprofile für die jeweilige Anwendung. Außerdem kann der Bewertungsparameter der spezifischen Produktkosten einfach auf andere Rippen- und Wärmeübertragungsstrukturen wie z.B. radiale Rippen, Füllkörper oder Metallschäume übertragen werden. Damit besteht die Möglichkeit die in dieser Arbeit erzielten Ergebnisse mit anderen Ansätzen zur Verbesserung der Wärmeleitfähigkeit vergleichen zu können.

Zur Sicherstellung eines Kontaktes zwischen Stahlrohr und Aluminiumrippen trotz unterschiedlicher thermischer Ausdehnungskoeffizienten werden in der Versuchsanlage zwei verschiedene Verfahren untersucht. Das in der ersten Versuchsreihe verwendete Federstahlklammerverfahren zeichnet sich durch einen sehr guten Kontakt zwischen Rohr und Rippe ohne Entstehung eines Spaltes aus. Dies belegt zum einen die gute Übereinstimmung der Simulationsergebnisse, die einen idealen Rohr-Rippe Kontakt zugrunde legen, mit den experimentellen Ergebnissen basierend auf mit Federstahlklammern befestigten Rippen. Zum anderen bestätigt eine visuelle Betrachtung der Kontaktfläche nach Abschluss der Versuche, dass über der gesamten Rohrlänge und dem gesamten Rohrumfang viele ausreichend große Kontaktflächen vorhanden sind. An den übrigen Positionen sind sehr dünne PCM Schichten erkennbar. Diese sind wahrscheinlich aufgrund geringer Rundheitstoleranzen von Rohr und Rippe entstanden, haben aber keine Auswirkung auf den Wärmeübergang.

In einer zweiten Versuchsserie wird das Federstahlklammerverfahren direkt mit dem neu entwickelten Krimpverfahren verglichen. Letzteres verbindet die Rippen nur am oberen und unteren Ende mit dem Rohr. Sowohl die Versuchsergebnisse als auch die visuelle Betrachtung der Kontaktflächen belegen eindeutig die Entstehung eines Spaltes vor allem im mittleren Bereich des gekrimpten Rohres. Die Spaltgröße beträgt im Mittel ca. 1 mm. Im direkten Vergleich der geklammerten und gekrimpten, berippten Rohre verlängert sich dadurch das Erstarrungsverhalten für ausgewählte Messpositionen um 1:16 h bis 2:48 h (+10 % bis +22 %).

Auf Basis des validierten Simulationsmodells wird der Einfluss des Spaltes auf die spezifischen Produktkosten ermittelt. Diese steigen von 29,7 €/kWh_{th} für das geklammerte Versuchsprofil mit idealem Rohr-Rippe-Kontakt um 10 % für das Profil mit einem mittleren Spaltmaß von 1 mm. Da der Kostenanteil zur Verbindung der Rippen mit den Rohren aber nur 6 % beträgt, könnte mit einem gekrimpten Rohr mit einem mittleren Spaltmaß von 1 mm keine Verbesserung der spezifischen Produktkosten erzielt werden. Im Idealfall der nicht vorhandenen Rohr-Rippe Verbindungskosten dürfte das maximale Spaltmaß 300 µm nicht überschreiten, um die gleichen spezifischen Produktkosten zu erzielen.

Die Ergebnisse dieser Arbeit präsentieren ein konkretes, sowohl technisch als auch ökonomisch optimiertes Rippenprofil zum Einsatz in Hochtemperatur-Latentwärmespeichern in solarthermischen Kraftwerken. Als für den kommerziellen Einsatz geeignetes Montageverfahren zur Verbindung der

Aluminiumrippen mit den Stahlrohren wird das Federstahlklammerverfahren aufgrund der deutlich besseren Wärmeübertragung empfohlen.

Ausblick

Im Rahmen dieser Arbeit haben sich drei Fragestellungen ergeben, die für weiterführende Arbeiten untersuchungswert sind und hier genannt werden sollen.

Erstens hat eine Analyse existierender Modelle ergeben, dass die Berücksichtigung der natürlichen Konvektion insbesondere für komplexe Rippenprofile nur mit Hilfe aufwändiger und zeitintensiver Simulationsmodelle darstellbar ist. Außerdem beschränken sich die Modelle bisheriger Arbeiten auf einfache, kleine Rippenprofile, jedoch ist die Ausbildung der Konvektion vor allem vom mittleren Rohr-Rippe-Abstand – freiem Volumen des PCMs – und der Rohrlänge abhängig. Für die in dieser Arbeit eingesetzten großen Profile mit großem freiem Volumen wird ein signifikanter Einfluss der Konvektion auf den Wärmeübergang während des Aufschmelzvorgangs bestätigt. Dieser Einfluss kann aber aufgrund der Komplexität und Größe der Profile nicht in einem Simulationsmodell abgebildet werden. Deshalb wird vorgeschlagen vereinfachte Korrelationen zur Bestimmung der übertragenen Wärme durch natürliche Konvektion in weiterführenden Arbeiten anhand experimenteller Untersuchungen zu ermitteln. Die Experimente können beispielsweise zuerst anhand generischer Standardprofile wie z.B. sternförmiger Rippen für verschiedene Größenordnungen durchgeführt werden, bevor komplexe Profile betrachtet werden.

Zweitens hat die Betrachtung der geklammerten Rohre nach Versuchsabschluss bestätigt, dass die Rippenprofile über eine Vielzahl an Kontaktpunkten mit dem Stahlrohr verbunden sind. Fraglich ist, ob die fehlenden Kontaktpunkte eine signifikante Auswirkung auf den Wärmeübergang haben oder ob Verfahren mit einem durchgehenden Kontakt weitere Vorteile versprechen. Ein weitergehender Ansatz ist demnach die Entwicklung und der Vergleich mit einem Verbindungsverfahren, das einen großflächigen bzw. vollständigen Kontakt zwischen Rohr und Rippe herstellt. Im Rahmen dieser Arbeit und des Forschungsprojektes *DSG STORE* konnte die Herstellung eines gelöteten Stahl-Alu-Verbundwerkstoffes konzipiert und zur Patentanmeldung gebracht werden [DLR16b]. Es wird vorgeschlagen dieses Verfahren praktisch umzusetzen und die Wärmeübertragung in Abhängigkeit dieser Rohr-Rippe-Verbindung gemäß dieser Arbeit experimentell zu untersuchen.

Drittens stellt die inaktive PCM-Masse unterhalb der Rippen aus konstruktiver Sicht sowohl in dieser Versuchsanlage aber auch in Großanlagen einen nicht zu vernachlässigenden Anteil an der Gesamtmasse des PCMs dar. Aus Kostengründen sollte diese inaktive Masse reduziert und sofern nicht weiter reduzierbar möglichst effizient, aktiv genutzt werden. In Anlehnung an Kapitel 2.3 kann das Volumen z.B. mit wärmeleitenden Füllkörpern aufgefüllt und dessen Speicherkapazität damit nutzbar gemacht werden. Zur Optimierung des Füllkörpereinsatzes sind einerseits theoretische Untersuchungen zur Bestimmung der Füllkörpermenge in Abhängigkeit der geforderten Ein- bzw. Ausspeicherleistungen durchzuführen. Andererseits ist der kombinierte Einsatz von Füllkörpern und Rippen im Hinblick auf die übertragene Wärme und die thermo-mechanischen Spannungen der Anlage experimentell zu untersuchen.

Diese drei genannten, weiterführenden Forschungsansätze bilden zusammen mit den in dieser Arbeit erzielten Ergebnissen die Grundlage für eine erfolgreiche Weiterentwicklung und Kommerzialisierung der Hochtemperatur-Latentwärmespeichertechnologie.

7 Literatur

- [Abe14] Abengoa Solar; Abgerufen am 12.09.2016 unter http://www.abengoasolar.com/web/en/plantas_solares/plantas_para_terceros/espana/
- [Abh83] Abhat A, *Low temperature latent heat thermal energy storage: heat storage materials*; Int J of Solar Energy Vol 30 (1983), pp. 312 – 332
- [Abo82] Aboul-Enein SE; *Wärmeübertragung in einem Latentwärmespeicher mit beripptem Ringspaltrohr-Wärmetauscher*; Dissertation Universität Stuttgart 1982
- [Adi99] Adinberg R, Yogev A, Kaftori D; *High temperature thermal energy storage an experimental study*; J de Physique Vol 9 – PR3 (1999), pp 89 – 94
- [Adi10] Adinberg R, Zvegilsky D, Epstein M; *Heat transfer efficient thermal energy storage for steam generation*; Int J of Energy Conversion and Management Vol 51 (2010), pp. 9 – 15
- [Agy09] Agyenim F, Eames P, Smyth M; *A comparison of heat transfer enhancement in a medium temperature thermal energy storage heat exchanger using fins*; Int J of Solar Energy Vol 83 (2009), pp. 1509 – 1520
- [Akh05] Akhilesh R, Narasimhan A, Balaji C; *Method to improve geometry for heat transfer enhancement in PCM composite heat sinks*; Int J of Heat and Mass Transfer Vol 48 (2005), pp. 2759 – 2770
- [Ala80] Alario J, Kosson R, Haslett R; *Active heat exchange system development for latent heat thermal energy storage*; US Department of Energy (DoE) & National Aeronautics and Space Administration (NASA) Report Nr. 0039-79/1 (1980)
- [Ala13a] Al-Abidi AA, Mat SB, Sopian K, Sulaiman MY, Mohammad ATh; *Internal and external fin heat transfer enhancement technique for latent heat thermal energy storage in triplex tube heat exchangers*; Int J of Applied Thermal Engineering Vol 53 (2013), pp. 147 – 156
- [Ala13b] Al-Abidi AA, Mat BS, Sopian K, Sulaiman MY, Mohammad ATh; *Numerical study of PCM solidification in a triplex tube heat exchanger with internal and external fins*; Int J of Heat and Mass Transfer Vol 61 (2013), pp. 684 – 695
- [Ala13c] Al-Abidi AA, Mat SB, Sopian K, Sulaiman MY, Mohammad ATh; *CFD applications for a latent heat thermal energy storage: review*; Int J of Heat and Mass Transfer Vol 61 (2013), pp. 684 – 695
- [Ale93] Alexiades V, Solomon AD; *Mathematical Modeling of Melting and Freezing Processes*; Hemisphere Publishing Corporation 1993
- [Arr96] Arrhenius S; *On the Influence of Carbonic Acid in the Air upon the Temperature of the Ground*; Philosophical Magazine and Journal of Science Series 5, Volume 41, April 1896, pp. 237-276.
- [Bae08] Baehr HD, Stephan K; *Wärme- und Stoffübertragung*; Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 6. Auflage 2008
- [Ban14] Bannach N; *Phase Change: Cooling and Solidification of Metal*; Abgerufen am 09.01.2016 unter <https://www.comsol.com/blogs/phase-change-cooling-solidification-metal/>
- [Bat81] Bathelt AG, Viskanta R; *Heat transfer interface motion during melting and solidification around a finned heat source/sink*; J of Heat Transfer Vol 103 (1981), pp. 720 – 726
- [Bau08] Bauer T, Laing D, Steinmann WD, Kröner U, Tamme R; *Screening of phase change materials for process heat applications in the temperature range 120 to 250°C*; Paper ID 163 in Proceedings of Eurosun Conference Lisbon, Portugal (2008)

- [Bau10] Bauer T, Laing D, Tamme R, *Overview of PCMs for concentrated solar power in the temperature range of 200 – 350°C*; *Advances in Science and Technology* Vol 74 (2010), pp. 272 – 277
- [Bau11a] Bauer T, Hachmann B; *Heat Transfer Tube – Wärmeübertragungsrohr*; Patentoffenlegung WO2011/069693-A1
- [Bau11b] Bauer T; *Approximate analytical solutions for the solidification of PCMs in fin geometries using effective thermophysical properties*; *Int J of Heat and Mass Transfer* Vol 54 (2011), pp. 4923 – 4930
- [Bau12] Bauer T, Laing D, Tamme R; *Characterization of sodium nitrate as Phase Change Material*; *Int J of Thermophysics*, Vol 33 (2012), pp. 91 – 104
- [Bay10] Bayón R, Rojas E, Valenzuela L, Zarza E, León J; *Analysis of the experimental behavior of a 100 kW_{th} latent heat storage system for direct steam generation in solar thermal power plants*; *Int J Applied Thermal Engineering*, Vol 30 (2010), pp. 2643 – 2651
- [Bec15] Beck A, Walter H, Koller M, Hameter M; *Transient numerical analysis of different finned tube designs for use in latent heat thermal energy storage devices*; *Proceedings of the ASME 2015 9th Int Conf on Energy Sustainability*
- [Bel15] Bellan S, Gonzalez-Aguilar J, Romero M, Rahman MM, Goswami DY, Stefanakos EK; *“Numerical investigation of PCM- based thermal energy storage system”*; *Int J of Energy Procedia* 2015 vol 69 pp. 758 – 768
- [BP16] BP p.l.c.; *Statistical Review of World Energy June 2016*; Abgerufen am 03.12.2016 unter <http://www.bp.com/content/dam/bp/pdf/energy-economics/statistical-review-2016/bp-statistical-review-of-world-energy-2016-full-report.pdf>
- [Bra02] Bradshaw RW, Dawson DB, De La Rosa W, Gilbert R, Goods SH, Hale MJ, Jacobs P, Jones SA, Kolb GJ, Pacheco JE, Prairie MR, Reilly HE, Showalter SK, Vant-Hull LL; *Final test and evaluation results from the Solar Two project*; Sandia national Labs, Report SAND2002-120
- [Bra10] Bradshaw RW, Clift WM; *Effect of chloride content of molten nitrate salt on corrosion of A516 carbon steel*; Sandia National Laboratories, Report SAND2010-7594
- [Bra14] Braun K; *Interne Kommunikation*, Linde AG 2014
- [Bur12] Burgaleta JI, Arias S, Ramirez D; *Gemasolar, the first tower thermosolar commercial plant with molten salt storage*; *Proceedings of the Int SolarPACES Conference 2012 in Marrakesh*
- [Bus06] Buschle J, *Latent heat storage for process heat applications*; 10th Int Conference on Thermal Energy Storage, USA, 2006
- [Cab02] Cabeza LF, Mehling H, Hiebler S, Ziegler F; *Heat transfer enhancement in water when used as PCM in thermal energy storage*; *Int J of Applied Thermal Engineering* Vol 22 (2002), pp. 1141 – 1151
- [Car59] Carslaw HS, Jaeger JC; *Conduction of Heat in Solids*; Oxford University Press, London 1959
- [Chi12] Chiu JNW, Martin V; *Submerged finned heat exchanger latent heat storage design and its experimental verification*; *Int J of Applied Energy* Vol 93 (2012), pp. 507 – 516
- [Cho96] Chow LC, Zhong JK, *Thermal conductivity enhancement for phase change storage media*; *Int J of Heat and Mass Transfer* Vol 23 (1996), pp. 91 – 100
- [Col96] Collier JG, Thome JR; *Convective Boiling and Condensation*; *Oxford Engineering Science Series*, 3rd Edition 1996
- [Com14a] Comsol Multiphysics; *Heat Transfer Module User’s Guide*; Comsol 5.0, 2014
- [Com14b] Comsol Multiphysics; *Comsol Multiphysics Reference Manual*; Comsol 5.0, 2014
- [Cra84] Crank J; *Free and Moving Boundary Problems*; Oxford University Press, New York, 1984

- [Del12] Delgado M, Lázaro A, Mazo J, Zalba B; *Review on phase change material emulsions and microencapsulated phase change slurries: Materials, heat transfer studies and applications*; IntJ of Renewable and Sustainable Energy Reviews Vol 16 (2012), pp. 253 – 273
- [DLR08] Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V., SGL Technologies GmbH, Xella Baustoffe GmbH; *Forschungsvorhaben Prosper – Temperatur- und druckstabile Prozessdampf-Speicherung und Erzeugung durch neuartige Latentmaterial-Dampfspeichertechnik*; Projektschlussbericht 2008 (FKZ 0327360A/B/C)
- [DLR11] Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V., SGL Technologies GmbH, Xella Baustoffe GmbH; *Forschungsvorhaben ProsperPlus – Weiterentwicklung und anwendungsnahe Erprobung der PROSPER Latentspeicher-Technologie in der Baustoff Produktion*; Projektschlussbericht 2011 (FKZ 0327825A/B/C)
- [DLR12] Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V., Ed. Züblin AG; *ITES – Entwicklung und Integration thermischer Energiespeicher in Rinnenkraftwerken mit solarer Direktverdampfung*; Projektschlussbericht 2012 (FKZ 03UM0064/65)
- [DLR16a] Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V., Linde AG; *TESIN: Thermische Energiespeicher für die Erhöhung der Energieeffizienz in Heizkraftwerken und Elektrostahlwerken*; Laufende Projektarbeit (FKZ 03ESP011), bisher nicht veröffentlicht
- [DLR16b] Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V., Linde AG; *DSG Store – Weiterentwicklung und industrielle Umsetzung eines thermischen Speichersystems für solarthermische Kraftwerke mit Direktverdampfung*; Projektschlussbericht 2016 (FKZ 0325333A/D)
- [DoC08] Do Couto Aktay KS, Tamme R, Mueller-Steinhagen H; *Thermal Conductivity of High-Temperature Multicomponent Materials with Phase Change*; Int J of Thermophysics Vol 29 (2008), pp. 678 – 692
- [Dut11] Dutil Y, Rousse DR, Salah, NB, Lassue S, Zalewski L; *A review on phase-change materials: Mathematical modeling and simulations*; Int J Renewable and Sustainable Energy Reviews Vol 115 (2011), pp. 112 – 130
- [Ehe14] Ehegartner F, *interne Kommunikation*, Linde AG 2014
- [EU07] Europäische Union, *EN 1999-1-2 – Eurocode 9: Design of aluminium structures – Part 1-2*;
- [Far90] Farid MM, Husian RM, *An electrical storage heater using the phase-change method of heat storage*; Int J of Energy Conversion Vol 30 (1990), pp. 219 – 230
- [Fel12] Feldhoff JF, Schmitz K, Eck M, Schnatbaum-Laumann L, Laing D, Ortiz-Vives F, Schulte-Fischedick J; *Comparative system analysis of direct steam generation and synthetic oil parabolic trough power plants with integrated thermal storage*; Int J Solar Energy 2012 vol 86 pp. 520 – 530
- [Fle15] Fleming E, Wen S, Li S, da Silva AK; *Experimental and theoretical analysis of an aluminum foam enhanced phase change storage unit*; Int J of Heat and Mass Transfer Vol 82 (2015), pp. 273 – 281
- [Fou24] Fourier J; *Mémoire sur les températures du globe terrestre et des espaces planétaires* (auf Französisch); Annales de Chimie et de Physique 1824 sowie in den Mémoires de l'Académie royale des Sciences de l'Institut de France 1827, Band 7, pp. 570-604
- [Fuk00] Fukai J, Kanou M, Kodama Y, Miyatake O, *Thermal conductivity enhancement of energy storage media using carbon fibres*; Int J of Energy Conversion and Management Vol 41 (2000), pp. 1543 – 1556
- [Gar85] Garg HP, Mullick SC, Bhargava VK; *Solar Thermal Energy Storage*; D. Reidel Publishing Company, Dordrecht Niederlande 1985

- [Gar15a] Garcia P, Olcese M, Rougé S; *Experimental and numerical investigation of a pilot scale latent heat thermal energy storage for CSP power plants*; Int J of Energy Procedia Vol 69 (2015)
- [Gar15b] Garcia P, Olcese M, Rougé S; *Experimental and numerical investigation of a pilot scale latent heat thermal energy storage for CSP power plants*; Presentation at SolarPaces Conference, Peiking 2014
- [Gsch05] Gschwander S, Schossig P, Henning HM; *Micro-encapsulated paraffin in phase-change slurries*; Int J of Solar Energy Materials & Solar Cells Vol 89 (2005), pp. 307 – 315
- [Hac14] Hachmann B (F.W. Brökelmann GmbH & Co Kg); Persönliche Kommunikation 2014
- [Hack07] Hackeschmidt K, Khelifa N, Girlich D, *Verbesserung der nutzbaren Wärmeleitung in Latentspeichern durch offeneporige Metallschäume*; KI Kälte – Luft – Klimatechnik Vol 9 (2007), pp. 33 – 36
- [Hai15] Haider M; *Blickpunkt Forschung - Thermische Speicher für industrielle Anwendungen*; TU Wien 2015, abgerufen am 19.11.2016 unter https://energiewelten.tuwien.ac.at/fileadmin/t/eu/extern/Dokumente/Veranstaltungen/20150928_Blickpunkt_Forschung/B5_Haider.pdf
- [Ham16] Hamon Group, Abgerufen am 23.04.2016 unter <http://www.hamon.com/en/process-heat-exchangers/products/>
- [Hau13] Hauer A, Hiebler S, Reuß M; *Wärmespeicher*; BINE Informationsdienst, Fraunhofer IRB Verlag, 5. Auflage (2013)
- [Hau11] Haussmann T, *Thermische Energiespeicherung mit PCM – Tragweite, Stand und Ausblick*; Dechema Kolloquium Thermische Energiespeicher, Frankfurt Main 2011
- [Hei05] Heim D; *Two Solution Methods for Heat Transfer with Phase Change within whole Building Dynamic Simulation*; 9th Int IBPSA Conference, Montréal, 2005
- [Her04] Herrmann U, Kelly B, Price H; *Two tank molten salt storage for parabolic trough solar power plant*; Int J of Energy Vol 29 (2004), pp. 883 – 893
- [Hu96] Hu H, Argyropoulos SA; *Mathematical Modelling of Solidification and Melting: a Review*; Modelling and Simulation in Materials Science and Engineering, Vol 4 (1996), pp 371 – 396
- [Hua94] Huang HC, Usmani AS; *Finite Element Analysis for Heat Transfer*; Springer Verlag, London, 1994
- [Hua09] Huang L, Peterman M, Doetsch C; *Evaluation of paraffin/water emulsion as a phase change slurry for cooling applications*; Int J of Energy Vol 34 (2009), pp. 1145 – 1155
- [Hue16] Huebner S, Eck M, Stiller C, Seitz M; *Techno-economic heat transfer optimization of large scale latent heat energy storage systems in solar thermal power plants*; Int J Applied Thermal Engineering Vol 98 (2016), pp. 483 – 491
- [Inc07] Incropera FP, DeWitt DP, Bergmann TL, Lavine AS; *Fundamentals of heat and mass transfer*; John Wiley & Sons Inc. 2007
- [Ism01] Ismail KAR, Alves CLF, Modesto MS; *Numerical and experimental study on the solidification of PCM around a vertical axially finned isothermal cylinder*; Int J of Applied Thermal Engineering Vol 21 (2001), pp. 53 – 77
- [Jan79] Janz GJ, Allen CB, Bansal NP, Murphy RM, Tomkins RPT; *Physical Properties Data Compilations Relevant To Energy Storage – Part II. Molten Salts: Data on Single and Multi-Component Salt Systems*; U.S. Department of Commerce – National Bureau of Standards (1978)

- [Jan81] Janz GJ, Tomkins RPT; *Physical Properties Data Compilations Relevant To Energy Storage – Part IV. Molten Salts: Data on additional single and multi-component salt systems*; U.S. Department of Commerce – National Bureau of Standards (1981)
- [Joh13] Johnson M, Fiss M, Klemm t, Eck M; *Test and analysis of a flat plate latent heat storage design*; Int J of Energy Procedia Vol 57, (2014), pp. 662 – 671
- [Joh15] Johnson M, Vogel J, Hempel M, Dengel A, Seitz M, Hachmann B; *High temperature latent heat thermal energy storage integration In a co-gen plant*; Int J of Energy Procedia Vol 73 (2015), pp. 281 – 288
- [Joh16] Johnson M; *Persönliche Kommunikation*; Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt 2016
- [Kea02] Kearney D, Herrmann U, Nava P, Kelly B, Mahoney R, Pacheco J, Cable R, Potrovitza N, Blake D, Price H; *Assessment of a molten salt heat transfer fluid in a parabolic trough solar field*; J of Solar Energy Engineering Vol 125 (2003), pp. 170 – 176
- [Ken10] Kenisarin MM, *High-temperature phase change materials for thermal energy storage*; Int J of Renewable and Sustainable Energy Reviews Vol 14 (2010), pp. 955 -970
- [Kre00] Kreith F; *The CRC Handbook of Thermal Engineering*; CRC Press LLC, 2000
- [Köh07] Köhler J; *Wärme- und Stoffübertragung – Skriptum zur Vorlesung*; Institut für Thermodynamik – Technische Universität Braunschweig 2007
- [Kra11] Kragbaek J, Reinholdt NP; *Heat storage based on PCM for concentrated solar power applications – with NaNO₃-KNO₃ eutectic mixture*; Master Thesis Department of Energy, University of Aalborg, Dänemark 2011
- [Lai09] Laing D, Bauer T, Steinmann WD, Lehmann D; *Advanced high temperature latent heat storage systems – design and test results*; 11th Int Conference on Thermal Energy Storage – Effstock 14-17 June 2009 in Stockholm, Sweden
- [Lai11] Laing D, Bahl C, Bauer T, Lehmann D, Steinmann WD; *Thermal energy storage for direct steam generation*; Int J of Solar Energy 2011 vol 85 pp. 627 – 633
- [Lai12] Laing D, Eck M, Hempel M, Steinmann WD, Meyer-Gruenefeldt M, Eickhoff M; *Analysis of operation test results of a high temperature phase change storage for parabolic trough power plants with direct steam generation*; Proceedings of the ASME 2012 6th Int conference on Energy Sustainability
- [Lai13] Laing D, Bauer T, Breidenbach N, Hachmann B, Johnson M; *Development of high temperature phase-change-material storages*; Int J of Applied Energy 2013 vol 109 pp. 497 – 504
- [Lai15] Laing-Nepustil D, Nepustil U, Lodemann D, Sivabalan R; *Innovative PCM storage as power-to-heat unit for process heat applications*; Proceedings of International Solar Energy Society (ISES) Solar World Congress 2015
- [Lam03] Lamberg P; *Mathematical Modelling and experimental Investigation of melting and solidification in a finned phase change material storage*; Report A8 – Dissertation, Helsinki University of Technology, 2003
- [LeF79] LeFrois RT, Knowles GR, Mathur AK, Budimir J; *Active heat exchange system development for latent heat thermal energy storage*; US Department of Energy (DoE) & National Aeronautics and Space Administration (NASA) Report Nr. 0038-79/1 (1979)
- [Lev13] Levin PP, Shitzer A, Hetsroni G; *Numerical optimization of a PCM-based heat sink with internal fins*; Int J of Heat and Mass Transfer Vol 61 (2013), pp. 638 – 645
- [Li12] Li WQ, Qu, ZG, He YL, Tao WQ; *Experimental and numerical studies on melting phase change heat transfer in open-cell metallic foams filled with paraffin*; Int J of Applied Thermal Engineering Vol 37 (2012), pp. 1 – 9

- [Lin16] The Linde Group, Abgerufen am 23.04.2016 unter http://www.linde-engineering.com/internet.global.lindeengineering.global/en/images/14678_LE_Manufacturing_VIEW_ONLY19_5776.pdf
- [Liu12] Liu M, Saman W, Bruno F; *Review on storage materials and thermal performance enhancement techniques for high temperature phase change thermal storage systems*; Int J of Renewable and Sustainable Energy Reviews Vol 16 (2012), pp. 2118 – 2132
- [LME15] London Metal Exchange, Zuletzt abgerufen am 16.03.2016 unter <http://www.lme.com/metals/non-ferrous/aluminium/>
- [Lon13] Longeon M, Soupart A, Fourmigué JF, Bruch A, Marty P; *Experimental and numerical study of annular PCM storage in the presence of natural convection*; Int J of Applied Energy Vol 112 (2013), pp. 175 – 184
- [Mar05] Marín JM, Zalba B, Cabeza LF, Mehling H; *Improvement of a thermal energy storage using plates with paraffin-graphite composite*; Int J of Heat and Mass Transfer Vol 48 (2005), pp. 2561 – 2570
- [Mar16] Martin C; *Persönliche Kommunikation von Labormessergebnissen*; Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt 2016
- [Mat12] Mathur A, Kasetty R, Garay J, Dames C, Hardin C, Zare M, McDowell M, Hajela G, Surampudi S, Kindler A, Shakkottai P, Venkatesetty H; *Heat transfer and latent heat storage in inorganic molten salts for concentrating solar power plants*; US Department of Energy (DoE) – Final Report DOE-GO18148
- [Mat14] Mathur A, Kasetty R, Oxley J, Mendez J, Nithyanandam K, *Using encapsulated phase change salts for concentrated solar power plant*; Int J of Energy Procedia Vol 49 (2014), pp. 908 – 915
- [Maw08] Mawire A, McPherson M; *Experimental characterisation of a thermal energy storage system using temperature and power controlled charging*; Int J of Renewable Energy Vol 33 (2008) – pp. 682 – 693
- [Meh08] Mehling H, Cabeza LF, *Heat and Cold storage with PCM*; Springer Verlag Berlin – Heidelberg 2008
- [Mes05] Mesalhy O, Lafdi K, Elgafy A, Bowman K; *Numerical study for enhancing the thermal conductivity of phase change material (PCM) storage using high thermal conductivity porous matrix*; Int J of Energy Conversion and Management Vol 46 (2005), pp. 847 – 867 <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890404001499>
- [Met07] Mettawee EBS, Assassa GMR; *Thermal conductivity enhancement in a latent heat storage system*; Int J of Solar energy Vol 81 (2007), pp. 839 – 845
- [Mic09] Michalski J; Gutierrez-Miravete E, *An Analysis of Heat Conduction with Phase Change during Solidification of Copper*; Proceedings of the Comsol Conference 2009 Boston
- [Mor08] Morisson V, Rady M, Palomo E, Arquis E; *Thermal energy storage systems for electricity production using solar energy direct steam generation technology*; Int J Chemical Engineering and Processing, Vol 47 (2009), pp 499 – 507
- [Nat16] Naturspeicher GmbH; Zuletzt abgerufen am 16.03.2016 unter <http://www.naturspeicher.de/de/naturwarmespeicher.php>
- [Nay06] Nayak KC, Saha SK, Srinivasan K, Dutta P; *A numerical model for heat sinks with phase change materials and thermal conductivity enhancers*; Int J of Heat and Mass Transfer Vol 49 (2006), pp. 1833 – 1844

- [Nep16] Nepustil U, Laing-Nepustil D, Lodemann D, Sivabalan R, Hausmann V; *High temperature latent heat storage with electrical charging – second generation design*; Proceedings of Int Renewable Energy Storage Conference (IRES) 2016
- [Nöt15] Nöthen V; *Techno-ökonomische Bewertung von Hochtemperatur-Wärmespeichern in konventionellen Kraftwerksprozessen*; TU München, Lehrstuhl für Energietechnik, Bachelorarbeit August 2015
- [Ogo10] Ogoh W, Groulx D; *Stefan's Problem: Validation of a one-dimensional solid-liquid phase change heat transfer process*; Proceedings of Comsol Conference 2010, Boston
- [Olc14] Olcese M, Couturier R, Fourmigue JF, Garcia P, Raccurt O, Robin JF, Senechal B, Rougé S, Thonon B; *Design methodology and experimental platform for the validation of PCM storage modules for DSG power plants*; Int J of Energy Procedia Vol 49 (2014), pp. 945 – 955
- [Pal01] Pal D, Joshi YK; *Melting in a side heated tall enclosure by a uniformly dissipating heat source*; Int J of Heat and Mass Transfer Vol 44 (2001), pp. 375 – 387
- [Pin08] Pincemin S, Olives R, Py X, Christ M; *Highly conductive composites made of phase change materials and graphite for thermal storage*; Int J of Solar Energy Materials & Solar Cells Vol 92 (2008), pp. 603 – 613
- [Poe17] Pötter B; *Der Wettlauf gegen die Zeit*; Edition Le Monde diplomatique No. 20 – Warmzeit, taz Verlags- und Vertriebs GmbH Berlin 2017, pp. 32 – 35
- [Poi14] Pointner H, Steinmann WD, Eck M; *Introduction of the PCM Flux concept for latent heat storage*; Energy Procedia Vol 57 (2014), pp. 643 – 652
- [Poi15] Pointner H, de Gracia A, Vogel J, Tay NHS, Liu M, Johnson M, Cabeza LF; *Computational efficiency in numerical modelling of high temperature latent heat storage: Comparison of selected software tools based on experimental data*; Int J of Applied Energy Vol 161 (2015), pp. 337 – 348
- [Poi16] Pointner H, Steinmann WD; *Experimental demonstration of an active latent heat storage concept*; Int J of Applied Energy Vol 168 (2016), pp. 661 – 671
- [Py01] Py X, Olives R, Mauran S; *Paraffin/porous-graphite-matrix composite as a high and constant power thermal storage material*; Int J of Heat and Mass Transfer Vol 44 (2001), pp. 2727 – 2737
- [Qua15] Quaschnig V; *Regenerative Energiesysteme: Technologie – Berechnung – Simulation*; Carls Hanser Verlag, München 2015
- [Reg08] Regin AF, Solanski SC, Saini JS; *Heat transfer characteristics of thermal energy storage system using PCM capsules: A review*; Int J of Renewable and Sustainable Energy Reviews Vol 12 (2008), pp. 2438 – 2458
- [Rei14] Reiter N; *Interne Kommunikation*, Linde AG 2014
- [Rei16] Reichmann C; *Untersuchungen zum Wärmeübergang in Hochtemperatur-Latentwärmespeichern*; Masterarbeit am Institut für Energiespeichersysteme – Universität Stuttgart 2016
- [Ric16] Richter F; *Die physikalischen Eigenschaften der Stähle – Das „100 Stähle Programm“*; Abgerufen am 20.03.2016 unter <http://portal.tugraz.at/portal/page/portal/Files/i5110/files/Forschung/Thermophysik/Staehle-Richter.pdf>

- [Roe14] Rösler F; *Modellierung und Simulation der Phasenwechselfvorgänge in makroverkapselten latenten thermischen Speicher*; Logos Verlag Berlin GmbH, 2014
- [Sch15] Schneider C, Klette T, Braun S, Kästner W, Kratzsch A; *Möglichkeiten der Integration thermischer Energiespeicher in einen Kraftwerksprozess – Ein Beitrag zur Stabilisierung des Energieverbundnetzes*; Beiträge der Tagung „Smart Energy 2015“, Verlag Werner Hülsbusch (vwh)
- [Sci15] Sciacovelli A, Gagliardi F, Verda V; *Maximization of performance of a PCM latent heat storage system with innovative fins*; Int J of Applied Energy Vol 137 (2015), pp. 707 – 715
- [Sei14] Seitz M., Cetin P., Eck M.; *Thermal storage concept for solar thermal power plants with direct steam generation*; Energy Procedia No. 49 (2014) pp. 993 – 1002
- [Sei15] Seitz M, Hübner S, Johnson M; *Detailed partial load investigation of thermal energy storage concept for solar thermal power plants with direct steam generation*; Proceedings of the Int SolarPACES Conference 2015 in Cape Town
- [Sha09] Sharma A, Tyagi VV, Chen CR, Buddhi D; *Review on thermal energy storage with phase change materials and applications*; Int J of Renewable and Sustainable Energy Reviews Vol 13 (2009), pp. 318 – 345
- [Sha05] Shatikian V, Ziskind G, Letan R, *Numerical investigation of a PCM-based heat sink with internal fins*; Int J of Heat and Mass Transfer Vol 48 (2005), pp. 3689 – 3706
- [Sha08] Shatikian V, Ziskind G, Letan R, *Numerical investigation of a PCM-based heat sink with internal fins: Constant heat flux*; Int J of Heat and Mass Transfer Vol 51 (2008), pp. 1488 – 1493
- [Sia08] Siahpush A, O'Brien J, Crepeau J, *Phase Change Heat Transfer Enhancement Using Copper Porous Foam*; ASME J of heat Transfer Vol 130 (2008), pp. 1 – 11
- [Sie77] Siegel R, *Solidification of low conductivity material containing dispersed high conductivity particles*; Int J of Heat and Mass Transfer Vol 20 (1977); pp. 1087 – 1089
- [Sil02] Silva PD, Gonçalves LC, Pires L; *Transient behaviour of a latent-heat thermal-energy store: numerical and experimental studies*; Int J of Applied Energy Vol 73 (2002), pp. 83 – 98
- [Sou15] Soupart-Caron A; *Stockage de chaleur dans les Matériaux à Changement de Phase* (auf Französisch); Dissertation Universität Grenoble 2015
- [Spa81] Sparrow EM, Larson ED, Ramsey JW; *Freezing on a finned tube for either conduction-controlled or natural convection-controlled heat transfer*; Int J of Heat and Mass Transfer Vol 24 (1981), pp. 273 – 284
- [Spe14] Specht E, *Circles in a circle*; Lehrstuhl für Thermodynamik und Verbrennung – Otto von Guericke Universität Magdeburg; Abgerufen am 02.08.2016 unter www.packomania.com
- [Ste91] Stefan J; *Über die Theorie der Eisbildung, insbesondere über die Eisbildung im Polarmeere*; Annalen der Physik, Bd. 278, Nr. 2, S. 269 – 286, 1891
- [Ste06] Steinmann WD, Eck M; *Buffer storage for direct steam generation*; Int J of Solar Energy Vol 80 (2006), pp. 1277 – 1282
- [Ste07] Steinmann WD, Tamme R; *Latent heat storage for solar steam systems*; J of Solar Energy Engineering Vol 130 (2007)
- [Ste10] Steinmann WD, Schulte R, Scherrer P; *EVA – Thermische Energiespeicher zur Verstromung diskontinuierlicher Abwärme*; Forschungsbericht BWPLUS, FKZ: BWE 27006 und BWE 27007
- [Ste14] Steinmann WD; *The CHEST (Compressed Heat Energy STORAGE) concept for facility scale thermos mechanical energy storage*; Int J of Energy Vol 69 (2014), pp. 542 – 552

- [Stü09] Stückle A; *Modelling of high temperature systems for latent heat*; Proceedings 7th Modelica Conference, Como, Italy, 2009
- [Stü13] Stückle A; *Analyse und Modellierung gekoppelter Regeneratoren zur Speicherung sensibler und latenter Wärme für den Einsatz in Dampfkraftwerken*; Fortschritt-Berichte VDI Reihe 6 Nr. 609, VDI Verlag Düsseldorf 2013
- [Tay12] Tay NHS, Bruno F, Belusko M; *Experimental validation of a CFD model for tubes in a phase change thermal energy storage system*; Int J of Heat and Mass Transfer Vol 55 (2012), pp. 574 – 585
- [Ton96] Tong X, Khan JA, RuhulAmin M, *Enhancement of Heat Transfer by inserting a Metal Matrix into a Phase Change Material*; Numerical Heat Transfer Part A Vol 30 (1996), pp 125 – 141
- [Trp05] Trp A; *An experimental and numerical investigation of heat transfer during technical grade paraffin melting and solidification in a shell-and-tube latent heat energy storage unit*; Int J of Solar Energy Vol 79 (2005), pp. 648 – 660
- [Tur10] Turchi C, Mehos M, Ho CK, Kolb GJ; *Current and future costs for parabolic trough and power tower systems in the US market*; National Renewable Energy Laboratory (NREL), Report NREL/CP-5500-49303
- [Urs14] Urschitz G, Walter H, Hameter M; *Laboratory test rig of a LHTEs (latent heat thermal energy storage): construction and first experimental results*; Int J of Energy and Power Engineering Vol 8 (2014), pp 1838 – 1847
- [Urs15] Urschitz G, Brier J, Walter H, Mertz R, Bleicher F, Haider M; *New design of a bimetallic finned tube for use in latent heat thermal energy storage units*; Proceedings of the ASME 2015 9th Int Conf on Energy Sustainability
- [UN16] United Nations Framework Convention on Climate Change; *The Paris Agreement*; Abgerufen am 19.11.2016 unter http://unfccc.int/files/meetings/paris_nov_2015/application/pdf/paris_agreement_english.pdf
- [VDI13] VDI Wärmeatlas; Springer Verlag 11. Auflage (2013)
- [VGB16] VGB Power Tech e.V. et al.; *Verbundvorhaben Partner-Dampfkraftwerk für die regenerative Stromerzeugung*; Projektschlussbericht 2016, FKZ 03ET7017 A-H
- [Vie16] Viessmann Werke GmbH & Co. Kg; Abgerufen am 12.09.2016 unter <http://www.viessmann.de/de/wohngebaeude/waermepumpe/eis-energiespeicher.html>
- [Vel99] Velraj R, Seeniraj RV, Hafner B, Faber C, Schwarzer K; *Heat transfer enhancement in latent heat storage system*; Int J of Solar Energy Vol 65 (1999), pp. 171 – 180
- [Vog14] Vogel J, Johnson M, Eck M, Laing D; *Numerical analysis of natural convection in a latent heat thermal energy storage system containing rectangular enclosures*; Eurotherm Seminar #99 - Advances in Thermal Energy Storage, 28.-30. Mai 2014, Lleida, Spanien.
- [Wan07] Wang X, Niu J, Li Y, Wang X, Chen B, Zeng R, Song Q, Zhang Y; *Flow and heat transfer behaviors of phase change material slurries in a horizontal circular tube*; Int J of Heat and Mass Transfer Vol 50 (2007), pp. 2480 – 2491
- [Wie16] Wieland-Werke AG; abgerufen am 23.04.2016 unter http://www.wieland-thermalsolutions.de/internet/de/products/finned_tubes/hochberippte_rohre/Hochberippte_Rohre.jsp
- [Wor16] Wortmann M; Persönliche Kommunikation 2016; Hoesch Schwerter Profile GmbH
- [Wu11] Wu ZG, Zhao CY, *Experimental investigation of porous materials in high temperature thermal energy storage systems*; Int J of Solar energy Vol 85 (2011), pp. 1371 – 1380

- [Xi09] Xi P, Gu X, Cheng B, Wang Y; *Preparation and characterization of a novel polymeric based solid–solid phase change heat storage material*; Int J Energy Conversion and Management Vol 50 (2009), pp. 1522 – 1528
- [Xia14] Xiao X, Zhang P, Li M; *Effective thermal conductivity of open-cell metal foams impregnated with pure paraffin for latent heat storage*; Int J Thermal Sciences Vol 81 (2014), pp. 81 – 94
- [Yog13] Yogev R, Kribus A; *Operation strategies and performance of solar thermal power plants operating from PCM storage*; Int J of Solar Energy Vol 95 (2013), pp. 170 – 180
- [Zal03] Zalba B, Marín JM, Cabeza LF, Mehling H; *Review on thermal energy storage with phase change: heat transfer analysis and application*; Int J Applied Thermal Engineering Vol 23 (2003), pp. 251 - 283
- [Zhan15] Zhang P, Meng Z, Zhu H, Wang Y, Peng S; *Experimental and Numerical Study of Heat Transfer Characteristics of a Paraffin/Metal Foam Composite PCM*; Int J of Energy Procedia Vol 75 (2015), pp. 3091 – 3097
- [Zhao10] Zhao CY, Lu W, Tian Y; *Heat transfer enhancement for thermal energy storage using metal foams embedded within phase change materials (PCMs)*; Int J of Solar energy Vol 84 (2010), pp. 1402 – 1412
- [Zhao11] Zhao CY, Zhang GH; *Review on microencapsulated phase change materials (MEPCMs): Fabrication, characterization and applications*; Int J of Renewable and Sustainable Energy Reviews Vol 15 (2011), pp. 3813 – 3832
- [Zip13] Zipf V, Neuhäuser A, Willert D, Nitz P, Gschwander S, Platzer W; *High temperature latent heat storage with a screw heat exchanger: Design of prototype*; Int J of Applied Energy Vol 109 (2013), pp. 462 – 469
- [Zip15] Zipf V; *Schneckenwärmeübertrager in Latentwärmespeichersystemen – Tests und Wirtschaftlichkeitsstudie für solarthermische Anlagen*; Schriftreihen der Reiner Lemoine-Stiftung – Shaker Verlag Aachen (2015)

8 Anhang

8.1 Materialparameter des Simulationsmodells

Tabelle 8-1: Stoffdaten für das Simulationsmodell nach [Jan79], [Bau12], [Ric16], [EU07]

Natriumnitrat – Fest			Natriumnitrat – Flüssig		
Dichte ρ_{sol}	kg/m ³	2.113	Dichte ρ_{liq}	kg/m ³	1.908
Wärmekapazität $c_{p,\text{sol}}$	J/kg · K	1.655	Wärmekapazität $c_{p,\text{liq}}$	J/kg · K	1.655
Wärmeleitfähigkeit λ_{sol}	W/m · K	0,6	Wärmeleitfähigkeit λ_{liq}	W/m · K	0,51
Schmelztemperatur T_m	°C	306	Latente Wärme h_{PC}	kJ/kg	178
Stahl (16Mo3) und Aluminium (Al6060)					
Dichte ρ_{Stahl}	kg/m ³	7.850	Dichte ρ_{Alu}	kg/m ³	2.700
Wärmekapazität $c_{p,\text{Stahl}}$	J/kg · K	570	Wärmekapazität $c_{p,\text{Alu}}$	J/kg · K	1.030
Wärmeleitfähigkeit λ_{Stahl}	W/m · K	43	Wärmeleitfähigkeit λ_{Alu}	W/m · K	210

8.2 Rippenmaterialauswahl

Tabelle 8-2: Vergleich möglicher Rippenmaterialien

Metall (-legierungen)	Wärmeleitfähigkeit [W/m/K]	Wärmeausdehnungskoeffizient [1e-6 1/K]	Rippenfertigung	Volumenspezifische Kosten [faktoriell]	Materialverhalten / Sonstiges
Warmfester C-Stahl	o 42,5	o 11	o Nur einfache, kleine Profile strangpressbar	o ~ 3,5	+ Materialverträglichkeit ist referenziert
Aluminium	+ 210	- 23,8	+ strangpressbar	+ 1	+ Für Einsatz in HT-PCM-Speichern referenziert
Kupfer	++ 400	- 17	+ strangpressbar	- ~8,5	- Extreme Wandstärken beim Strangpressen benötigt (8-10 mm)
Magnesium	+ Max. 160	- 26	+ strangpressbar	+ 0,75	- Kontaktkorrosion in Kombination mit Karbonstahl
Zink (Zn)	+ 120	- 29	+ strangpressbar	+ 2	-- Schmelztemperatur von 419,5°C
Messing (Cu-Zn)	+ 120	- 18,4	+ strangpressbar	- 5,5	o
Graphit	+ ~ 150	- 2,0	o Nicht strangpressbar	+ 2	-- Zersetzung (Oxidation) durch Nitratsalze ab 250°C
Wolfram	+ 170	- 4,5	o prinzipiell möglich	-- ~ 49	- Hohe Umformtemperaturen notwendig
Nickel	o 91	+ 13	+ strangpressbar	-- ~ 17,5	o
Molybdän	+ 139	- 5,2	o prinzipiell möglich	- ~ 29	o

8.3 Ergebnisse der techno-ökonomischen Optimierung axialer Wärmeleitstrukturen

8.3.1 Profilklasse xA0

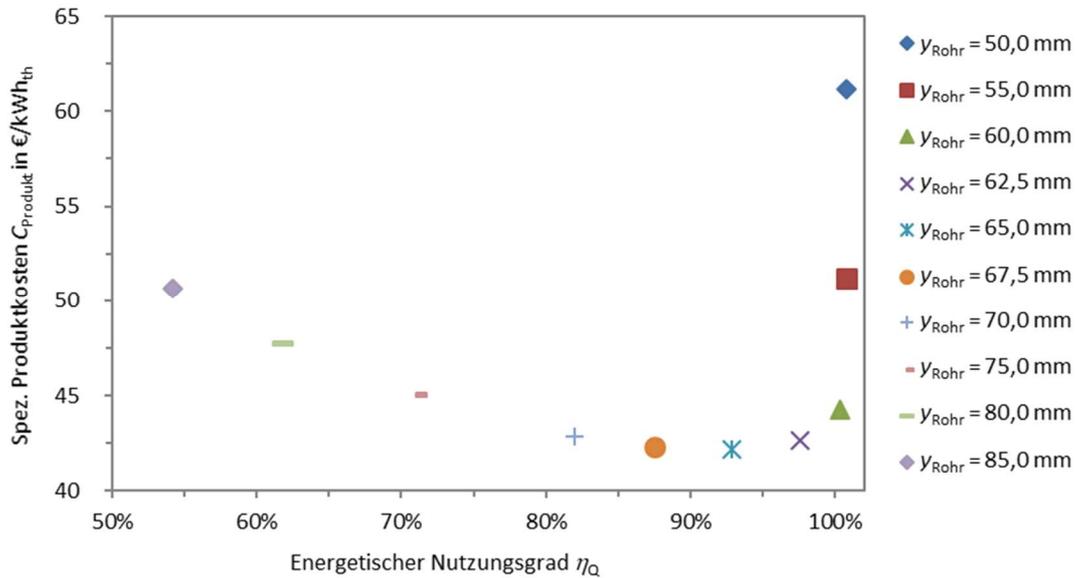


Abbildung 8-1: Optimierung der spezifischen Produktkosten über dem energetischen Nutzungsgrad η_Q bzw. dem Rohrabstandes y_{Rohr} – Profilklasse 4A0

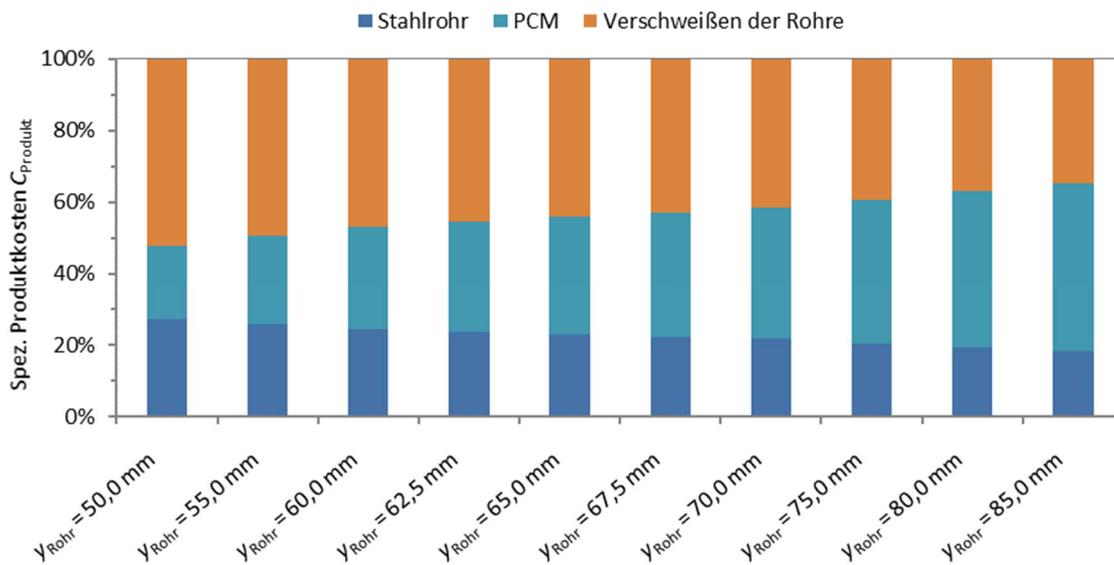


Abbildung 8-2: Einzelkostendarstellung der spezifischen Produktkosten für unterschiedliche Rohrabstände y_{Rohr} – Profilklasse 4A0

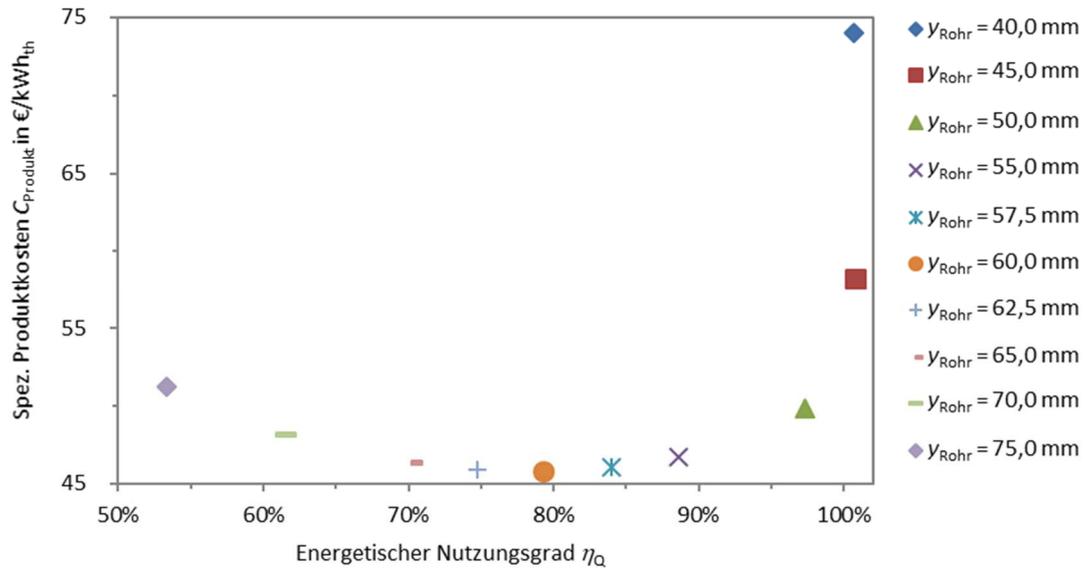


Abbildung 8-3: Optimierung der spezifischen Produktkosten über dem energetischen Nutzungsgrad η_Q bzw. dem Rohrabstandes y_{Rohr} – Profilklasse 3A0

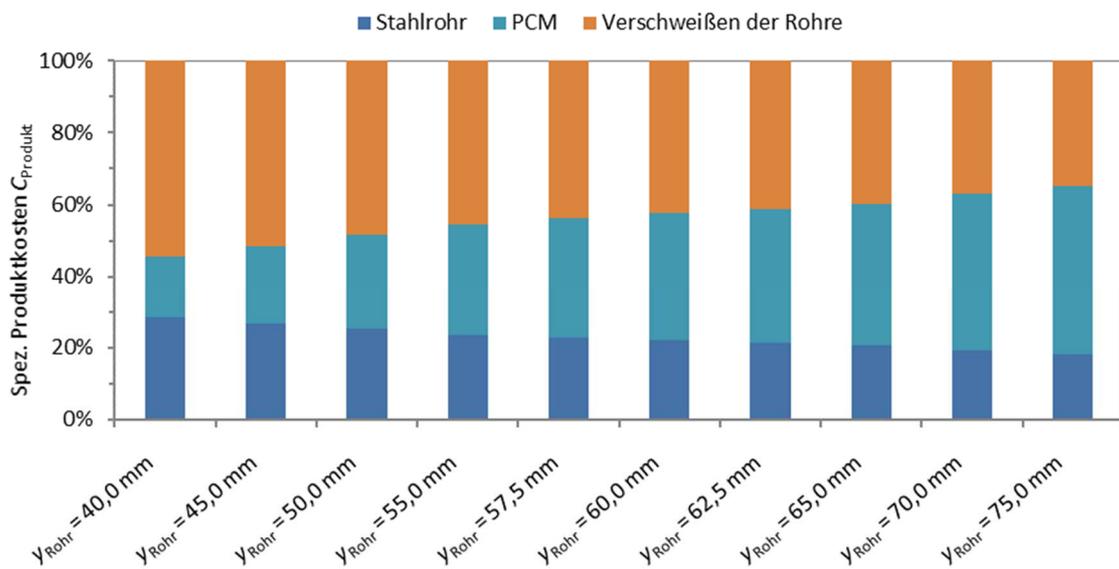


Abbildung 8-4: Einzelkostendarstellung der spezifischen Produktkosten für unterschiedliche Rohrabstände y_{Rohr} – Profilklasse 3A0

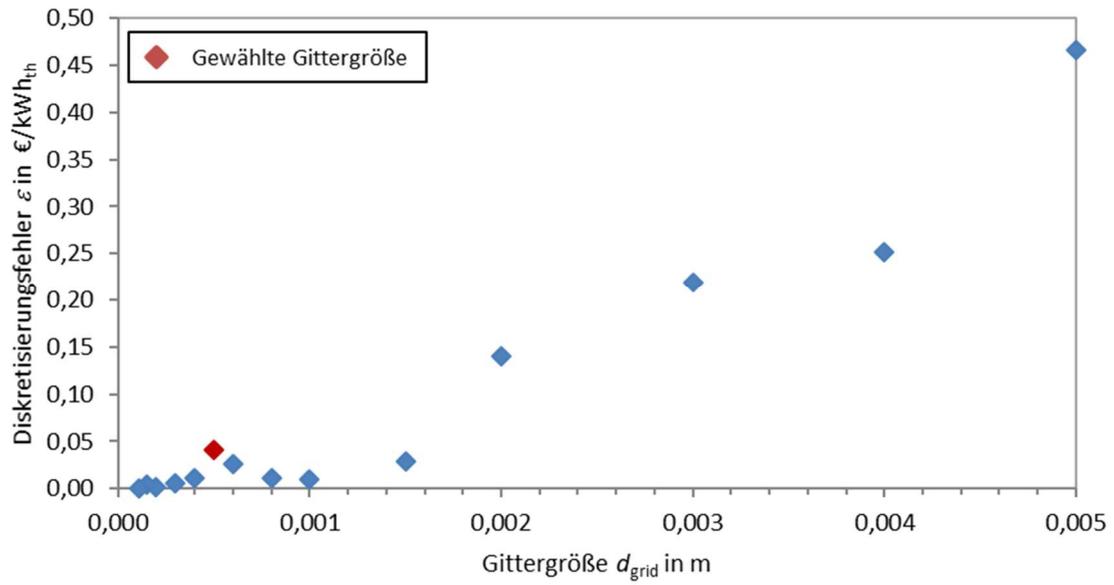


Abbildung 8-5: Diskretisierungsfehler ε der spezifischen Produktkosten über der Gittergröße des Simulationsmodells für die Geometrie der Profilkategorie 6A0 mit 70 mm Rohrabstand

8.3.2 Profilkategorie xA1.1

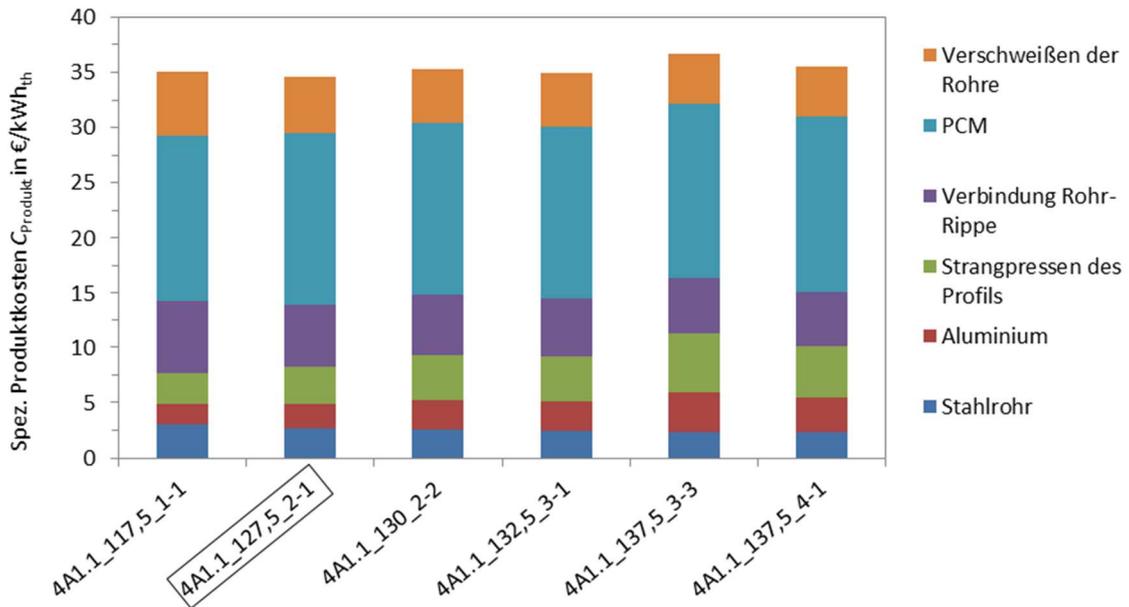


Abbildung 8-6: Aufteilung der spezifischen Produktkosten für verschiedene Rippenstärken – Profilkategorie 4A1.1 für $f_{LA1,optim} = 0,85$ ¹

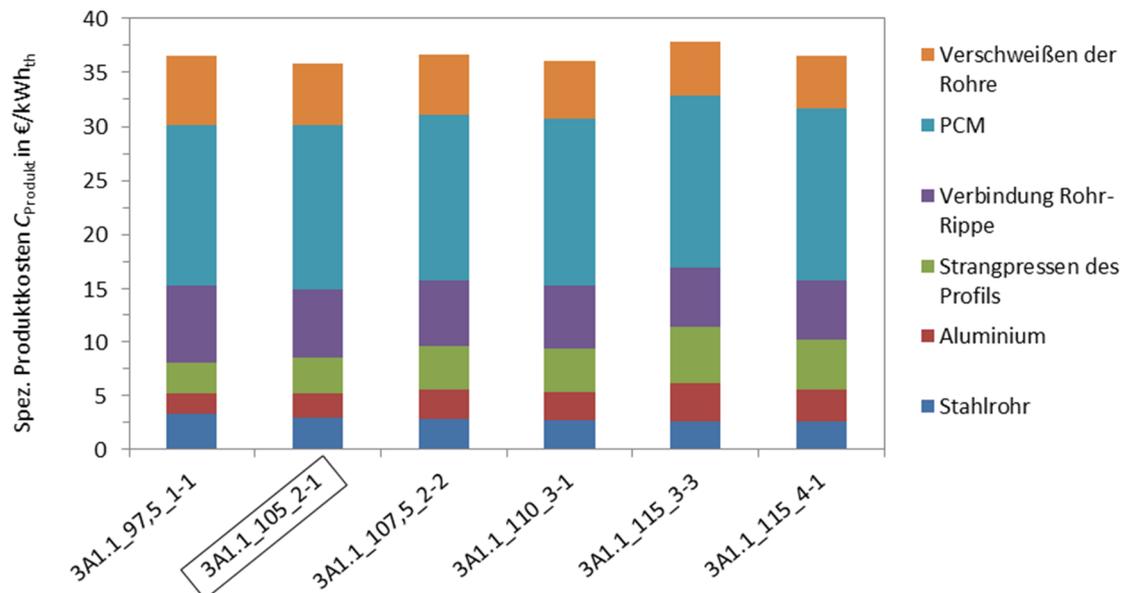


Abbildung 8-7: Aufteilung der spezifischen Produktkosten für verschiedene Rippenstärken – Profilkategorie 3A1.1 für $f_{LA1,optim} = 0,80$ ¹

¹ Die umrandete Bezeichnung stellt das Optimum dar. Die mittlere Zahl der Beschriftung der einzelnen Rippengeometrien nennt den Rohrabstand in mm und die letzte Zahl gibt die Rippenstärkeparameter s_{a1} und s_{a2} ebenfalls in mm an.

8.3.3 Profilklasse xA1.2

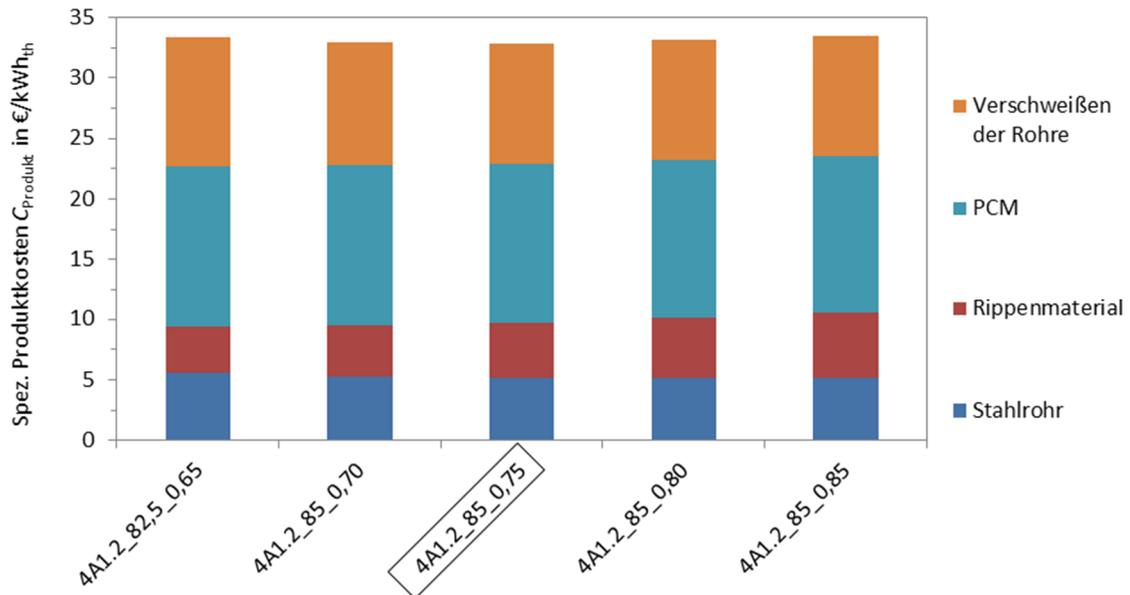


Abbildung 8-8: Aufteilung der spezifischen Produktkosten für verschiedene Rippenlängenfaktoren f_{LA1} – Profilklasse 4A1.2

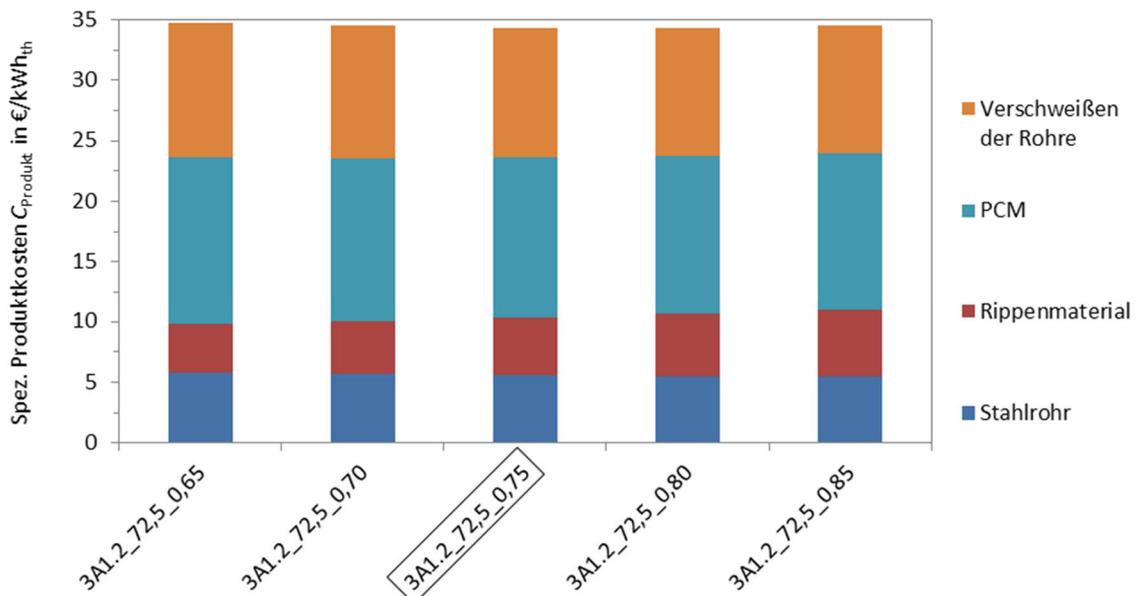


Abbildung 8-9: Aufteilung der spezifischen Produktkosten für verschiedene Rippenlängenfaktoren f_{LA1} – Profilklasse 3A1.2

8.3.4 Profilklasse xA2.1

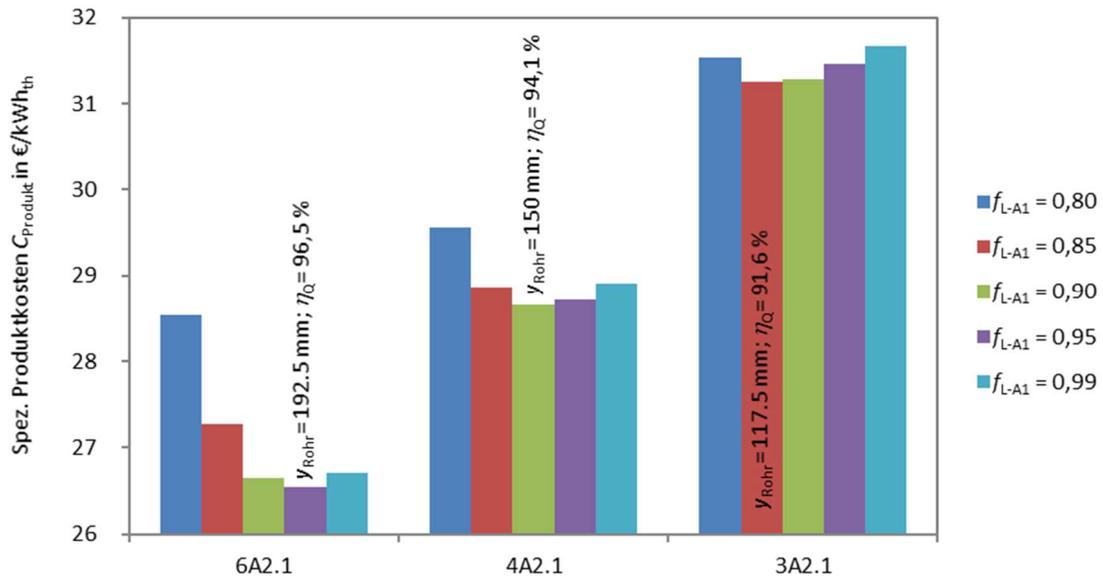


Abbildung 8-10: Spezifische Produktkosten für verschiedene Rippenlängenfaktoren f_{LA1} und Basisgeometrien – Profilklassen xA2.1

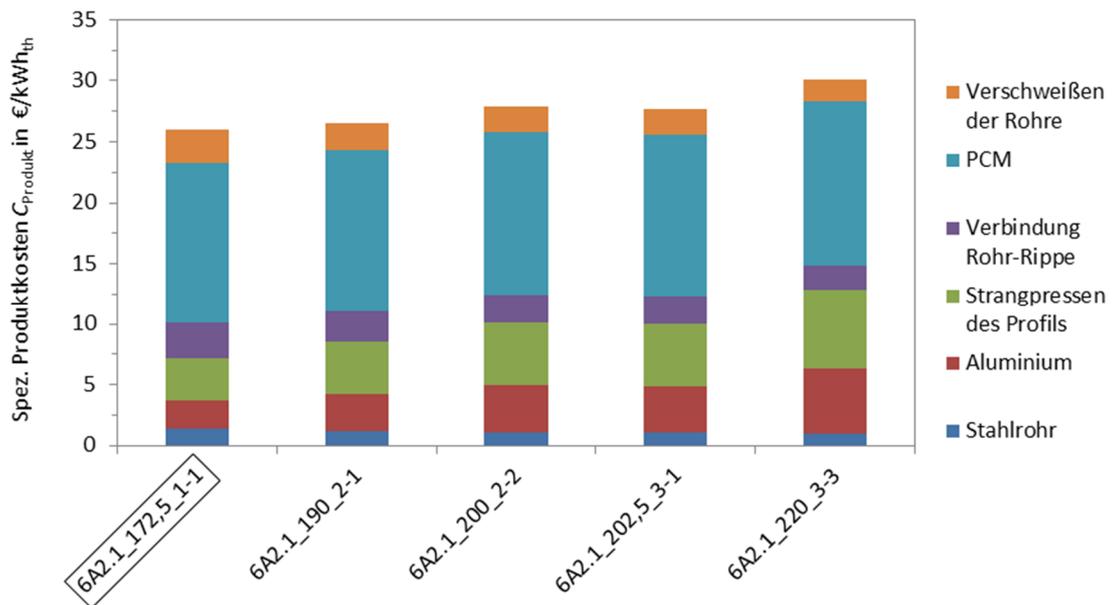


Abbildung 8-11: Aufteilung der spezifischen Produktkosten für verschiedene Rippenstärken – Profilklasse 6A2.1 für $f_{LA1,optim} = 0,95$

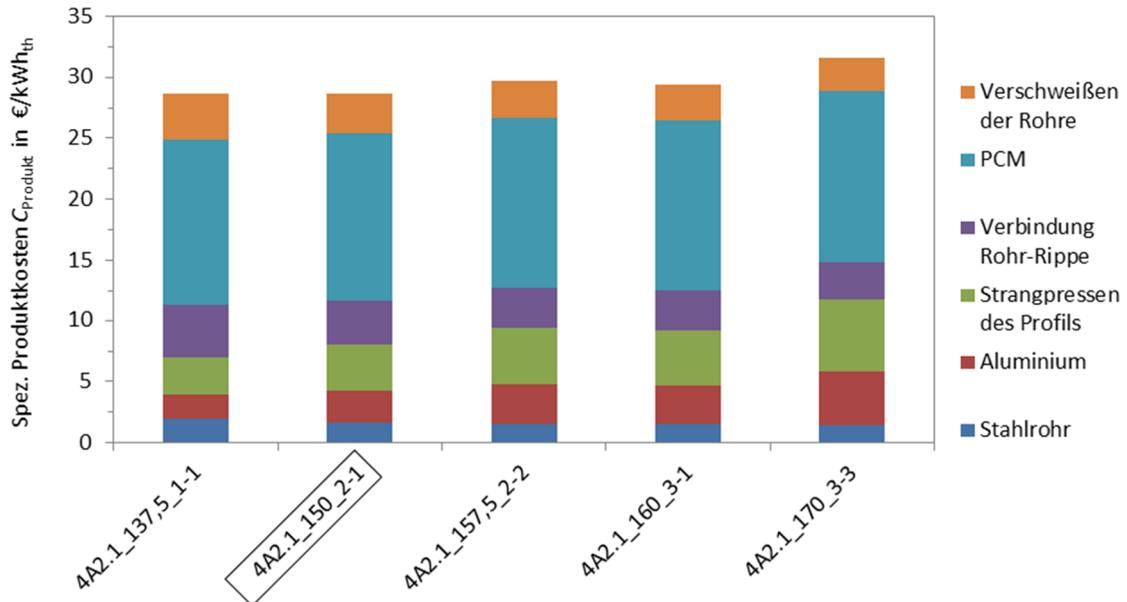


Abbildung 8-12: Aufteilung der spezifischen Produktkosten für verschiedene Rippenstärken – Profilklasse 4A2.1 für $f_{LA1,optim} = 0,90$

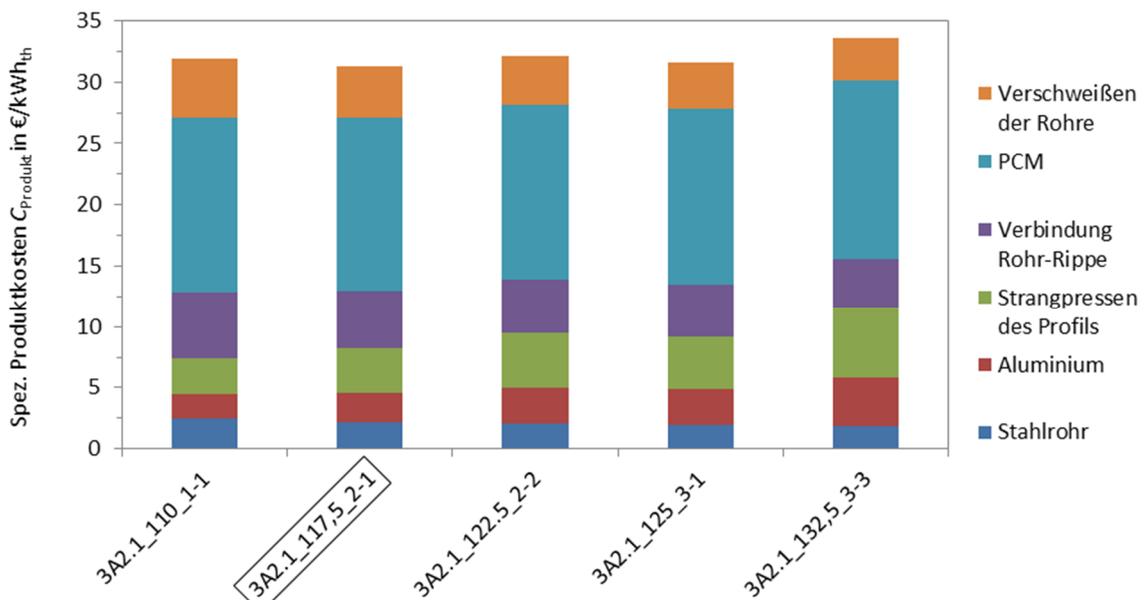


Abbildung 8-13: Aufteilung der spezifischen Produktkosten für verschiedene Rippenstärken – Profilklasse 3A2.1 für $f_{LA1,optim} = 0,85$

8.3.5 Profilklasse xA2.2

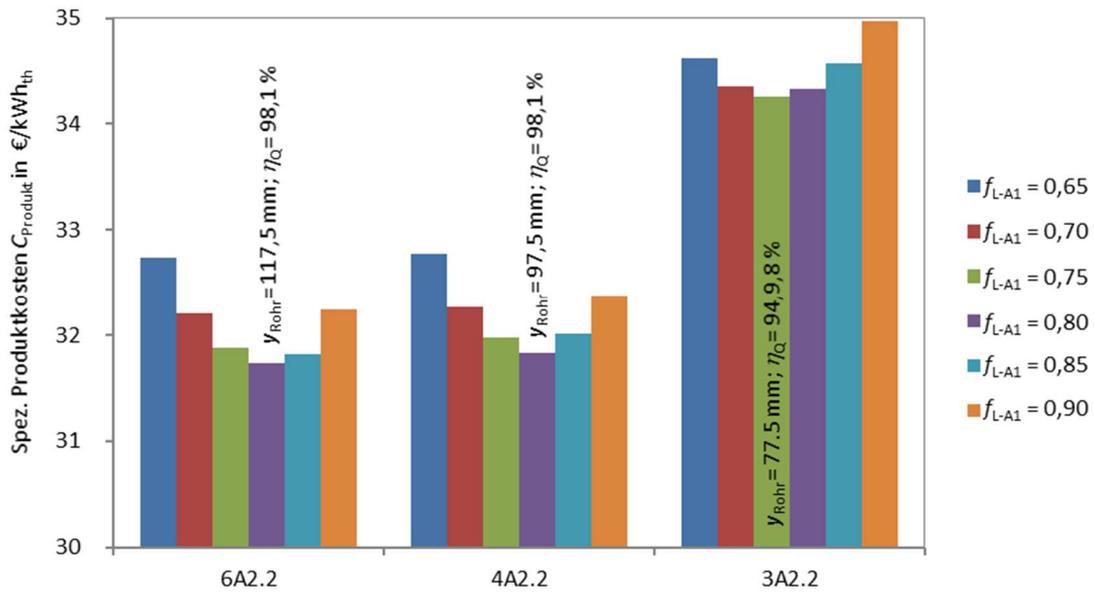


Abbildung 8-14: Optimierung des Rohrabstandes y_{Rohr} für verschiedene Rippenlängenfaktoren – Profilklassen xA2.2

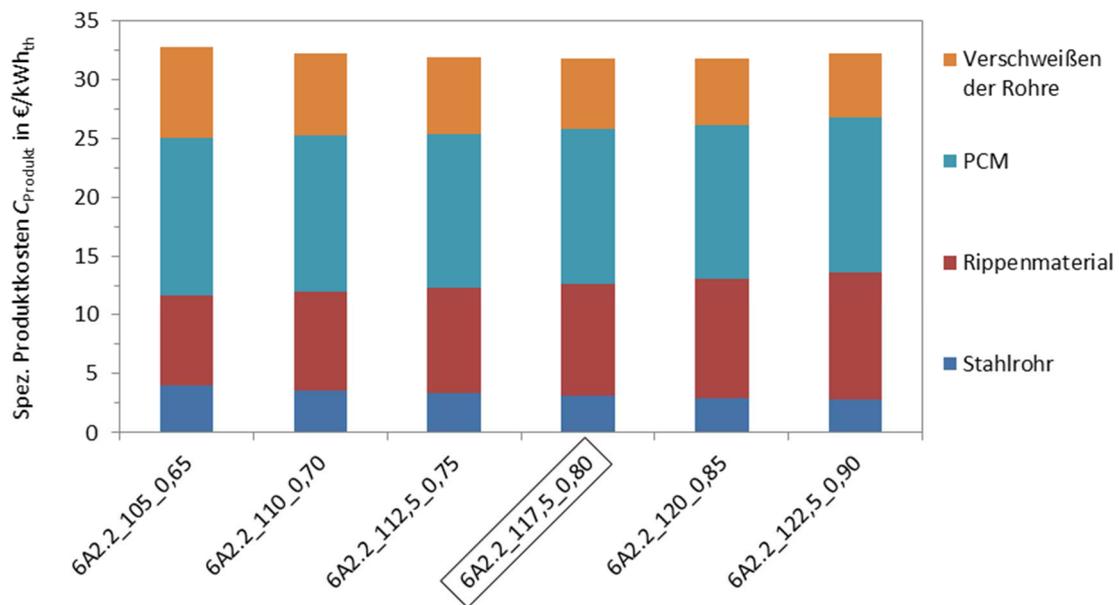


Abbildung 8-15: Aufteilung der spezifischen Produktkosten für verschiedene Rippenlängenfaktoren f_{L-A1} – Profilklasse 6A2.2

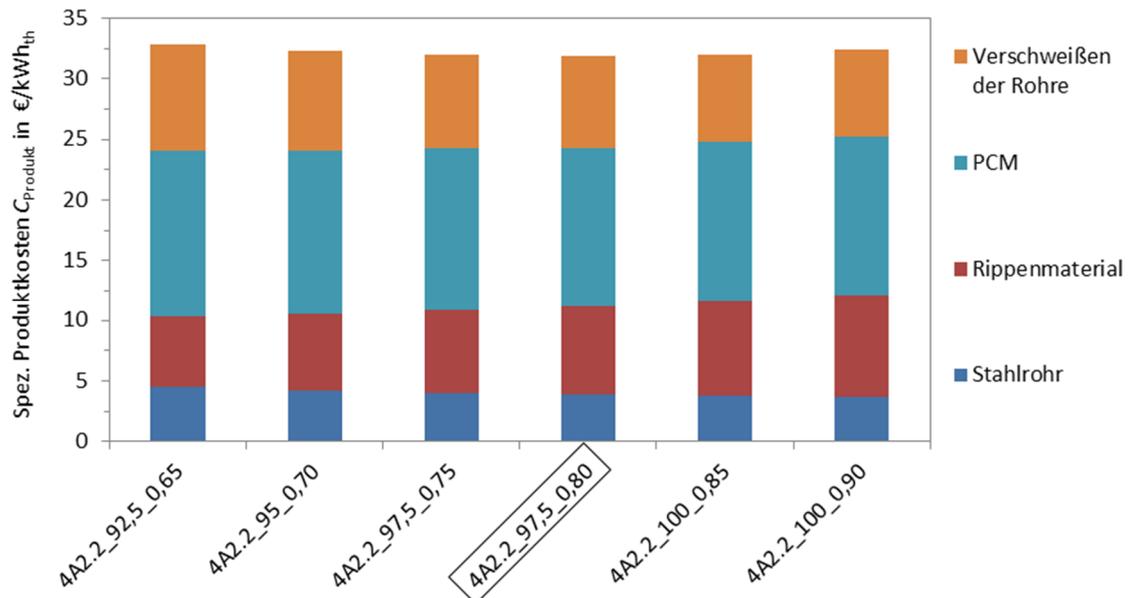


Abbildung 8-16: Aufteilung der spezifischen Produktkosten für verschiedene Rippenlängenfaktoren f_{LA1} – Profilkategorie 4A2.2

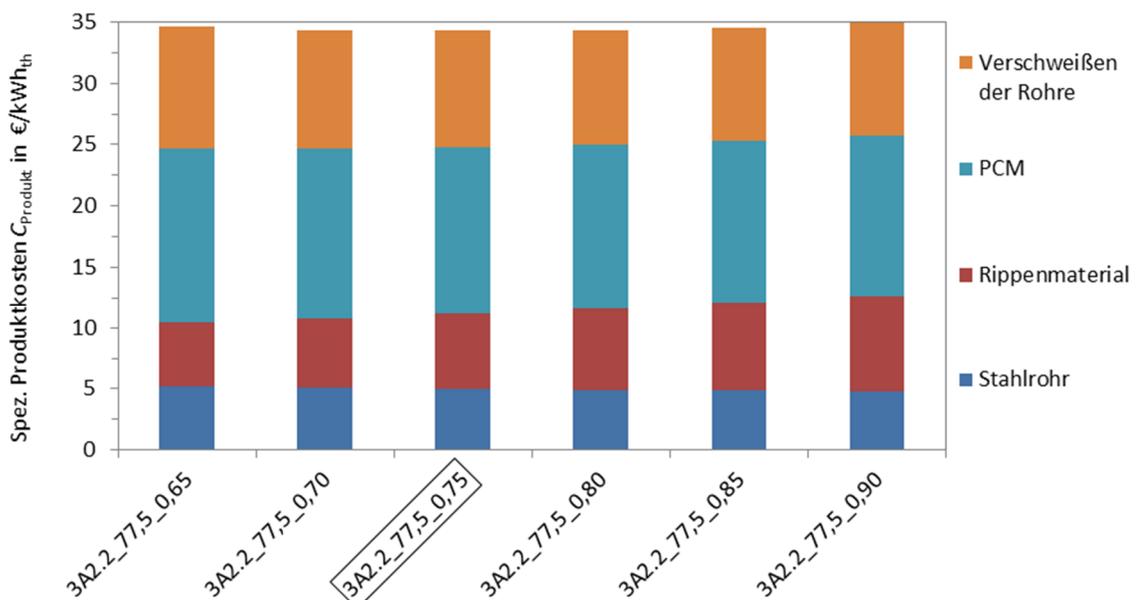


Abbildung 8-17: Aufteilung der spezifischen Produktkosten für verschiedene Rippenlängenfaktoren f_{LA1} – Profilkategorie 3A2.2

8.3.6 Profilkategorie 6A3.x

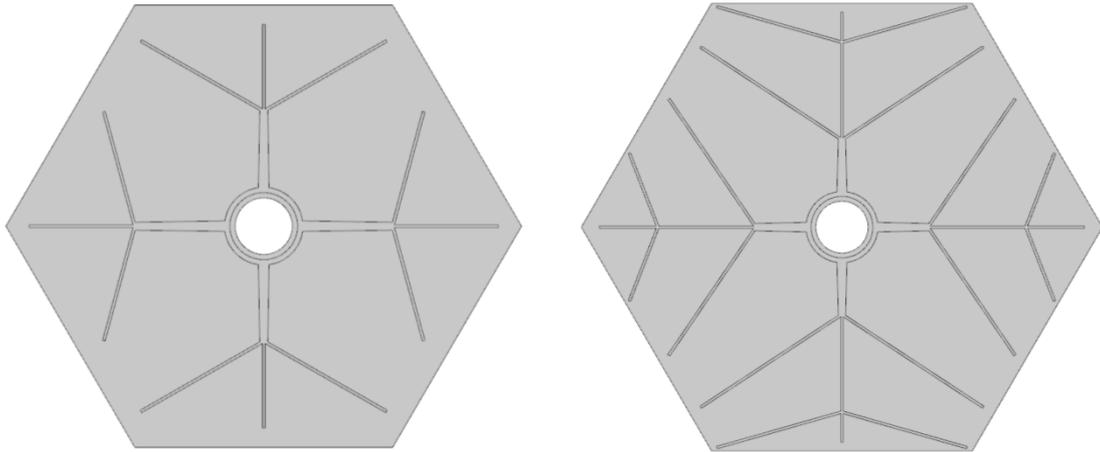


Abbildung 8-18: Rippengeometrie der Profilklassen 6A3.1 und 6A3.2

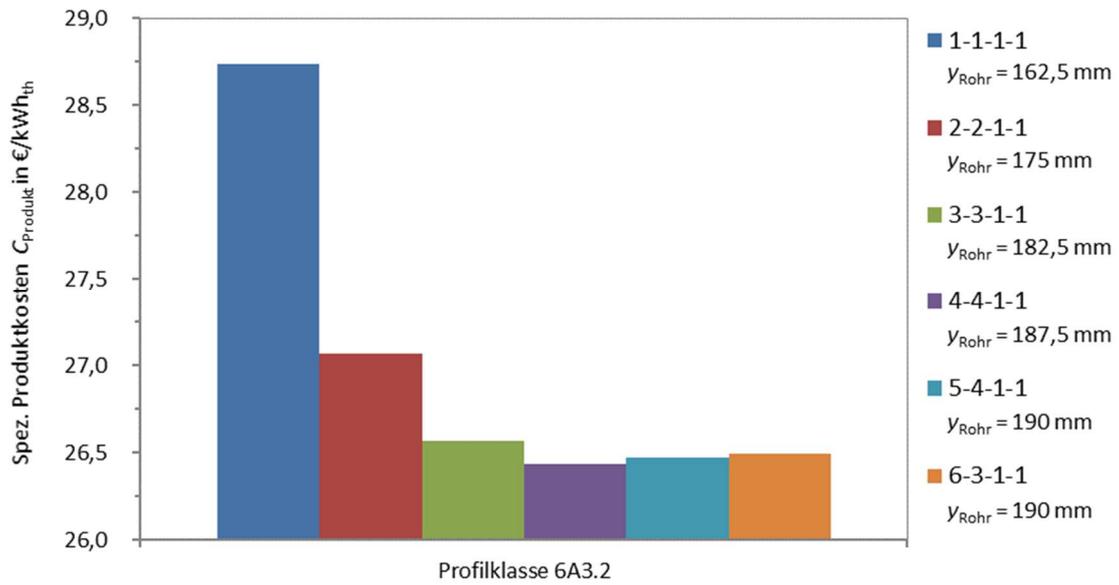


Abbildung 8-19: Spezifische Produktkosten der Einzeloptima $O_1 - O_6$ mit verschiedenen Rippenstärken $s_{a1}, s_{a2}, s_{a3} = s_{b1.1}$ und $s_{a4} = s_{b1.2}$ – Profilkategorie 6A3.2

8.3.7 Profilklasse 6A4.x

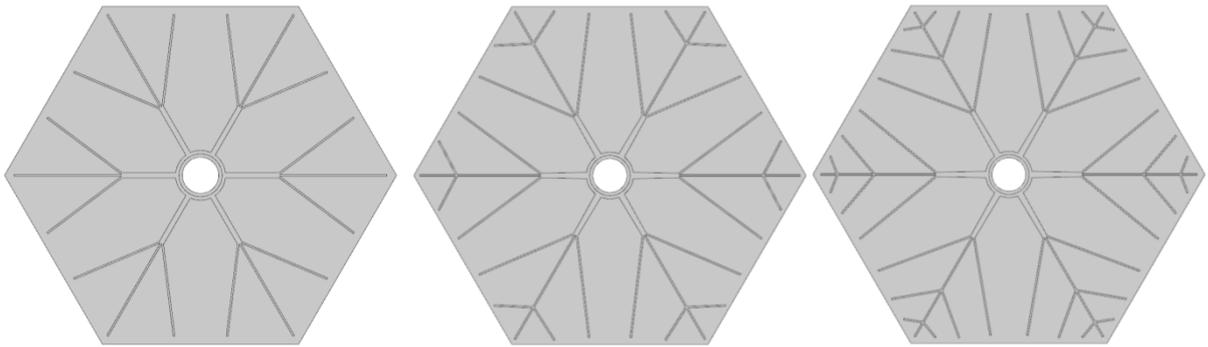


Abbildung 8-20: Schematische Darstellung der Rippengeometrien der Profilklassen 6A4.1 (links), 6A4.2 (Mitte) und 6A4.3 (rechts)

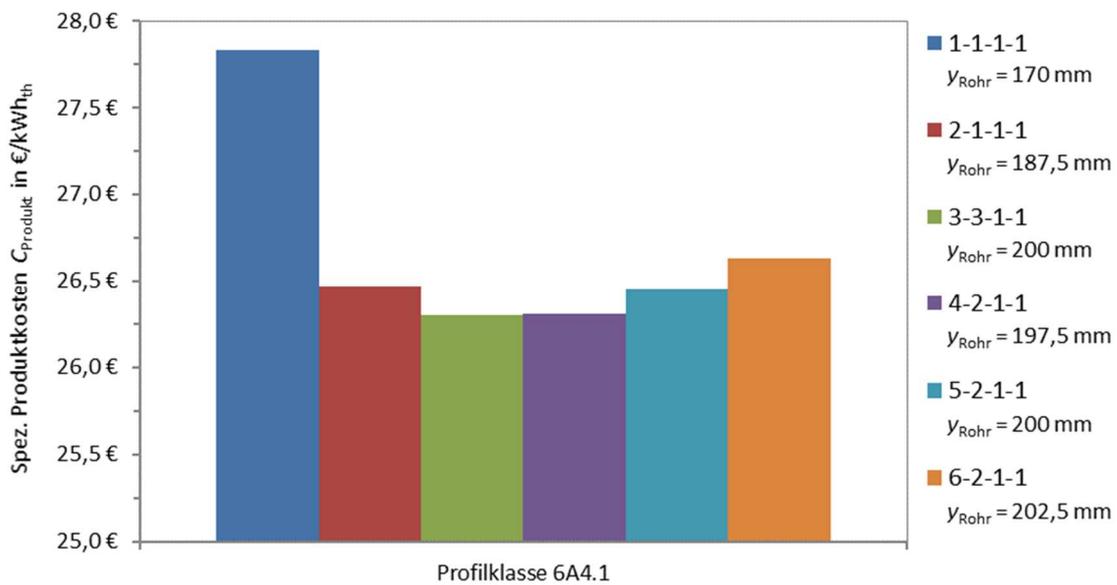


Abbildung 8-21: Spezifische Produktkosten der Einzeloptima $O_1 - O_6$ mit verschiedenen Rippenstärken $s_{a1}, s_{a2}, s_{a3} = s_{b1.1}$ und $s_{a4} = s_{b1.2}$ – Profilklasse 6A4.1

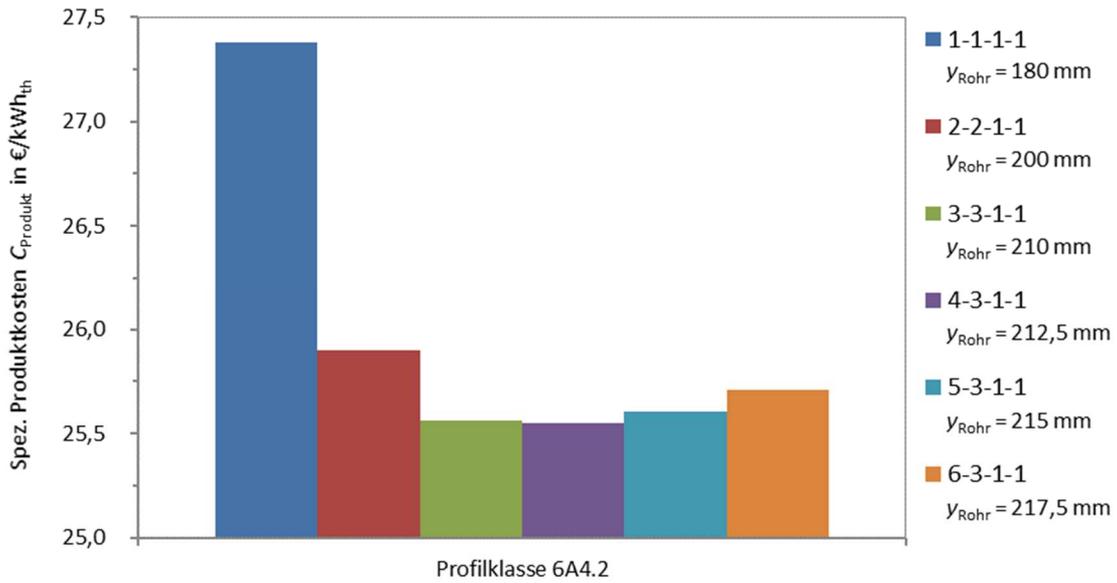


Abbildung 8-22: Spezifische Produktkosten der Einzeloptima $O_1 - O_6$ mit verschiedenen Rippenstärken $s_{a1}, s_{a2}, s_{a3} = s_{b1.1}$ und $s_{a4} = s_{b1.2}$ – Profilklasse 6A4.2

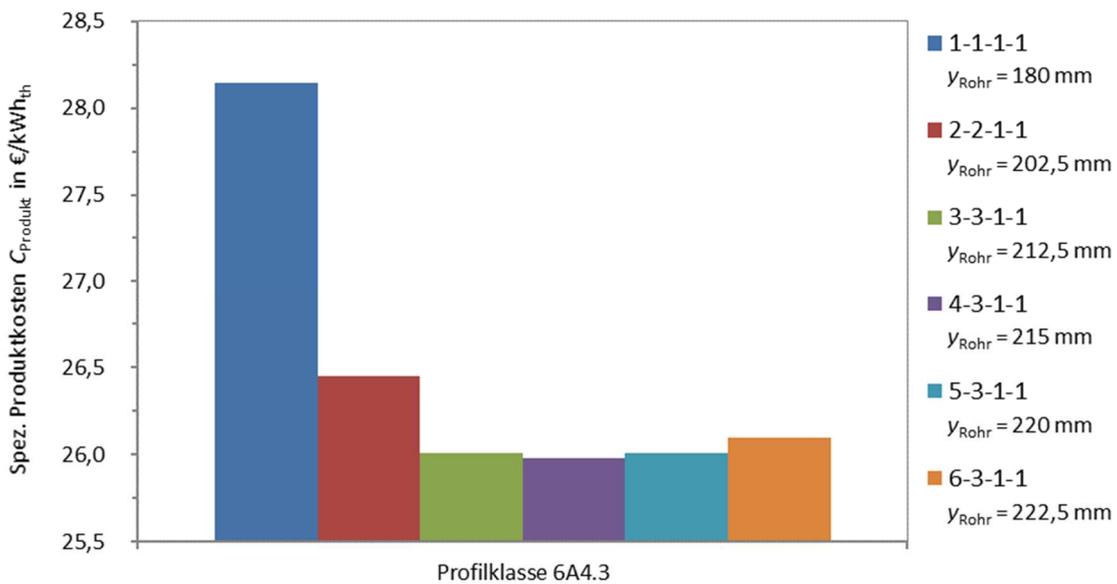


Abbildung 8-23: Spezifische Produktkosten der Einzeloptima $O_1 - O_6$ mit verschiedenen Rippenstärken $s_{a1}, s_{a2}, s_{a3} = s_{b1.1}$ und $s_{a4} = s_{b1.2}$ – Profilklasse 6A4.3

8.3.8 Profilkategorie 6A5.1

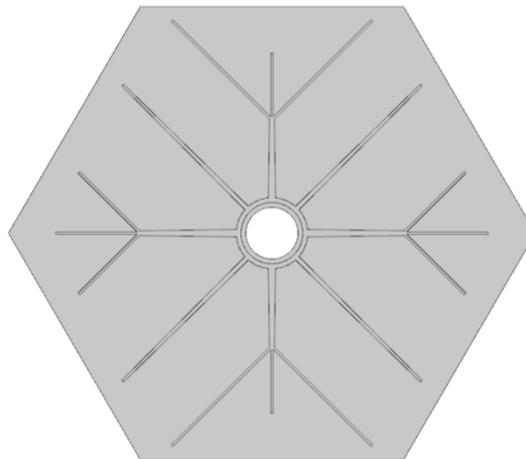


Abbildung 8-24: Schematische Darstellung der Rippengeometrie der Profilkategorie 6A5.1

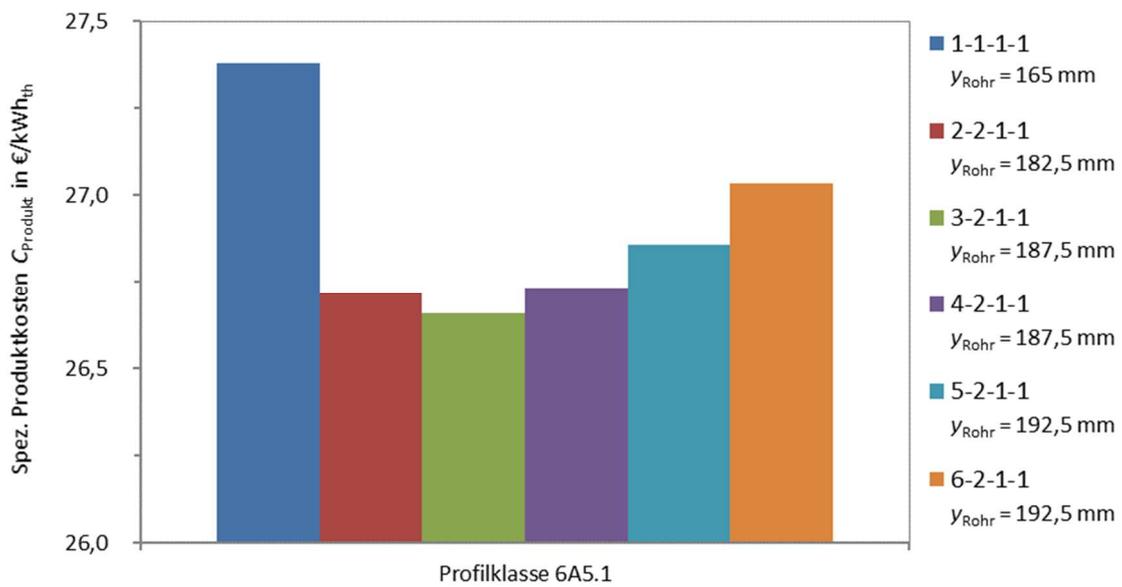


Abbildung 8-25: Spezifische Produktkosten der Einzeloptima $O_1 - O_6$ mit verschiedenen Rippenstärken $s_{a1}, s_{a2}, s_{a3} = s_{b1.1}$ und $s_{a4} = s_{b1.2}$ – Profilkategorie 6A5.1

8.3.9 Profilkategorie 6A6.1

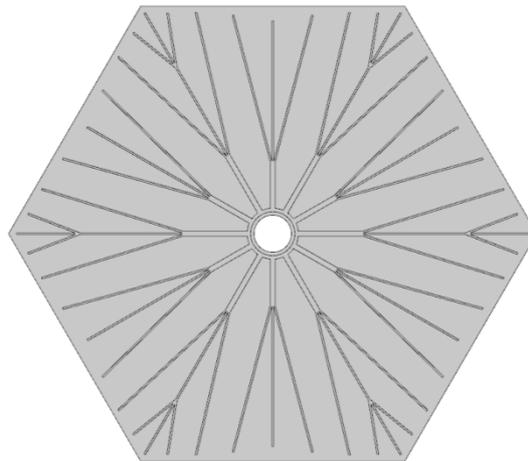


Abbildung 8-26: Schematische Darstellung der Rippengeometrie der Profilkategorie 6A6.1

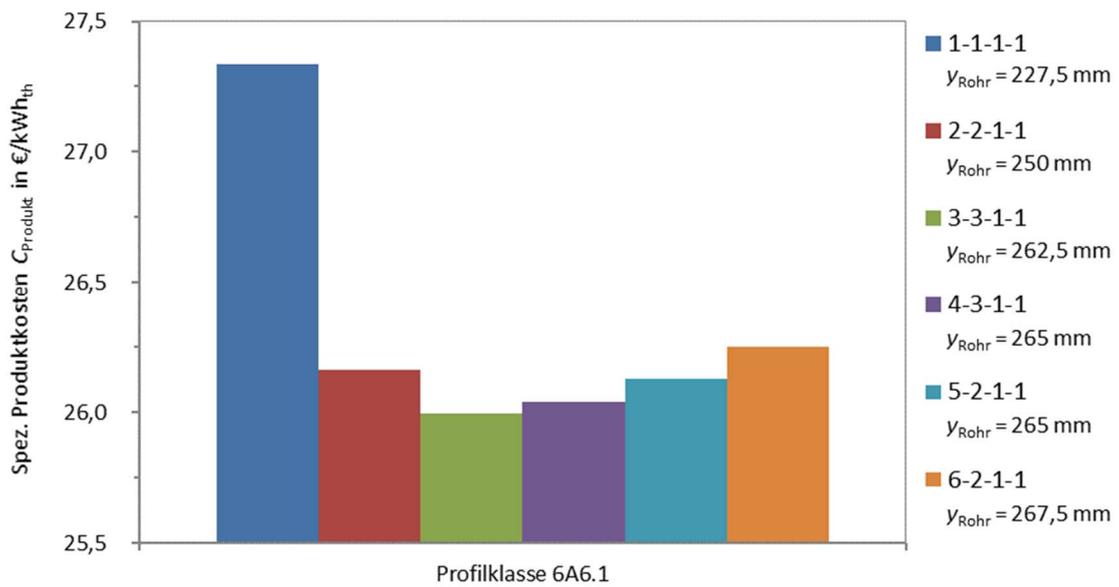


Abbildung 8-27: Spezifische Produktkosten der Einzeloptima $O_1 - O_6$ mit verschiedenen Rippenstärken $s_{a1}, s_{a2}, s_{a3} = s_{b1.1}$ und $s_{a4} = s_{b1.2}$ – Profilkategorie 6A6.1

8.3.10 Profilklasse 4A3.1

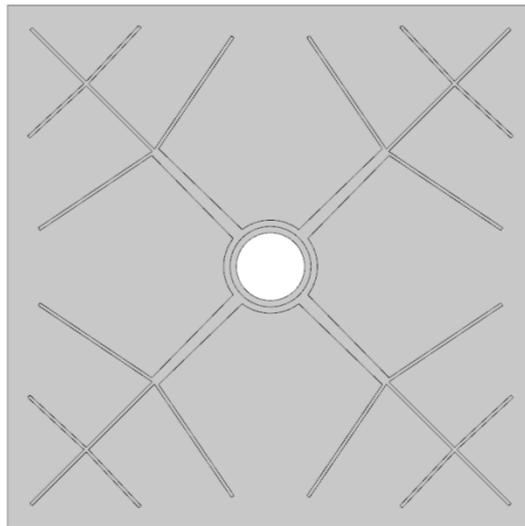


Abbildung 8-28: Schematische Darstellung der Rippengeometrie der Profilklasse 4A3.1

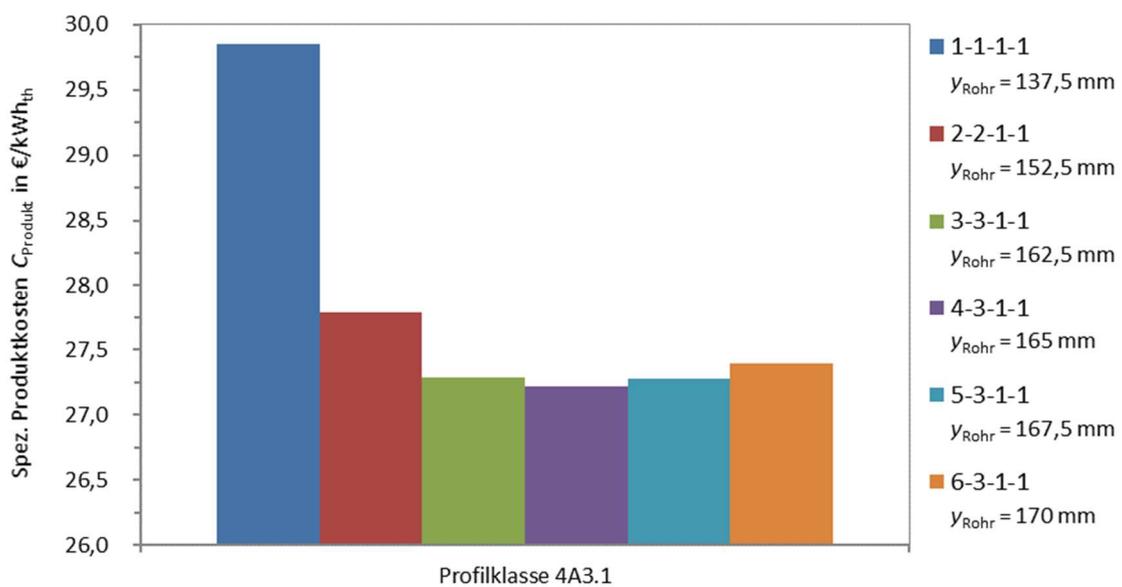


Abbildung 8-29: Spezifische Produktkosten der Einzeloptima $O_1 - O_6$ mit verschiedenen Rippenstärken $s_{a1}, s_{a2}, s_{a3} = s_{b1.1}$ und $s_{a4} = s_{b1.2}$ – Profilklasse 4A3.1

8.3.11 Profilklasse 4A4.1

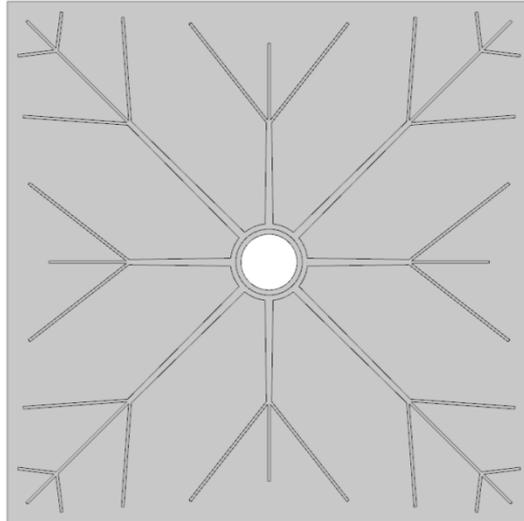


Abbildung 8-30: Schematische Darstellung der Rippengeometrie der Profilklasse 4A4.1

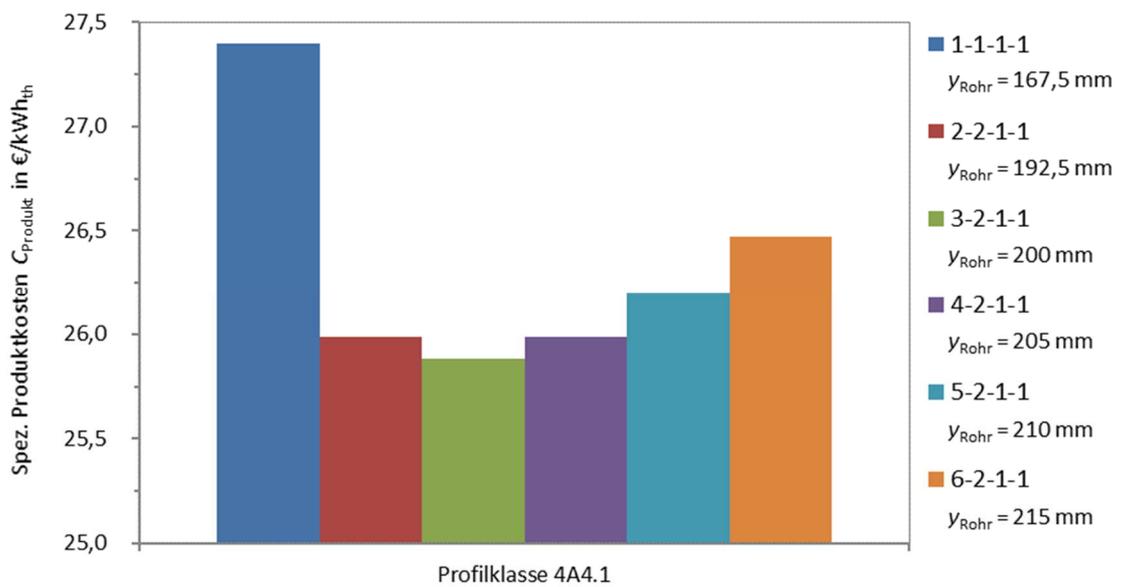


Abbildung 8-31: Spezifische Produktkosten der Einzeloptima $O_1 - O_6$ mit verschiedenen Rippenstärken $s_{a1}, s_{a2}, s_{a3} = s_{b1.1}$ und $s_{a4} = s_{b1.2}$ – Profilklasse 4A4.1

8.4 Design der Versuchsanlage

8.4.1 Bauweise

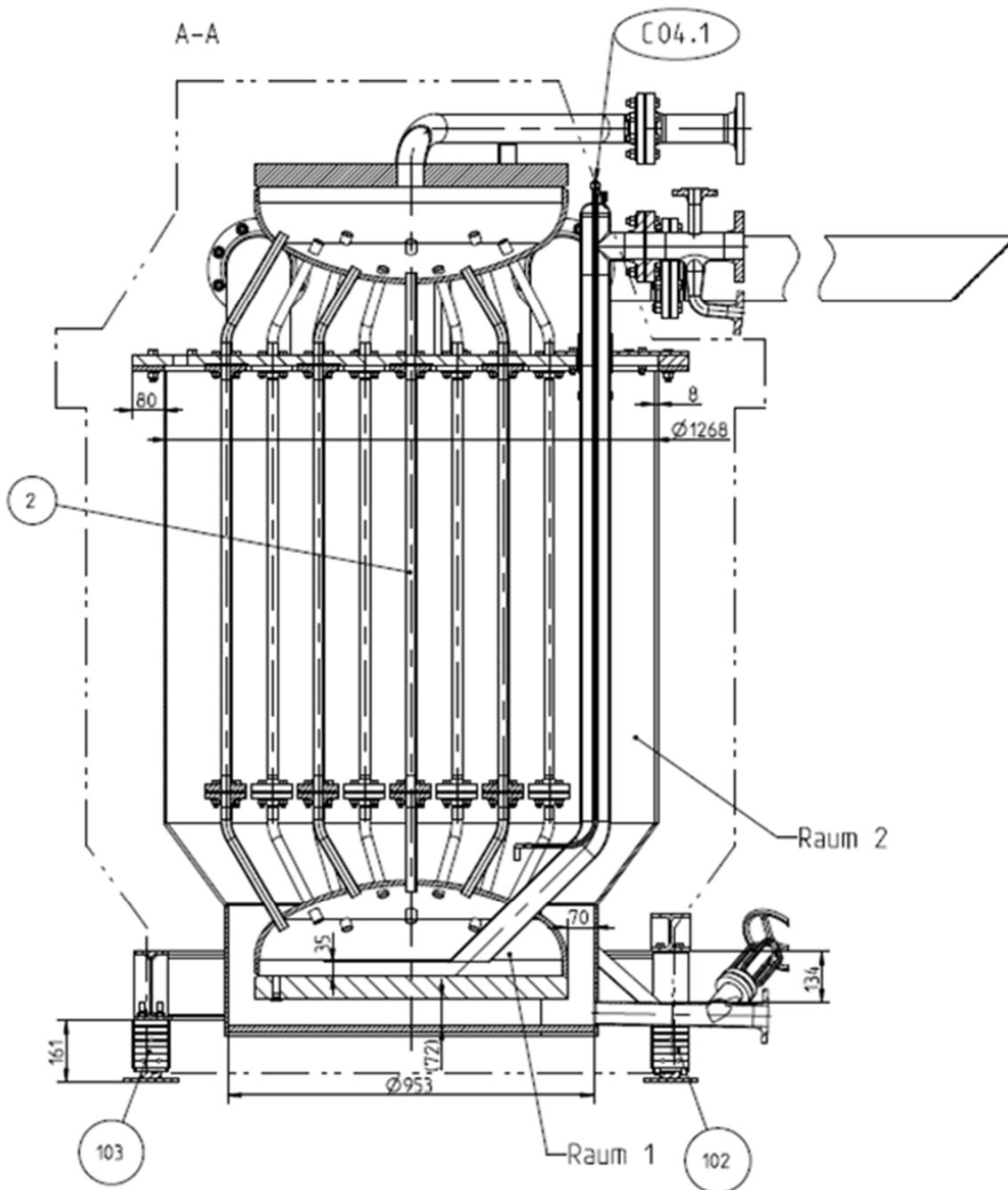


Abbildung 8-32: Schematische Darstellung des Speicherbehälters – Seitenansicht

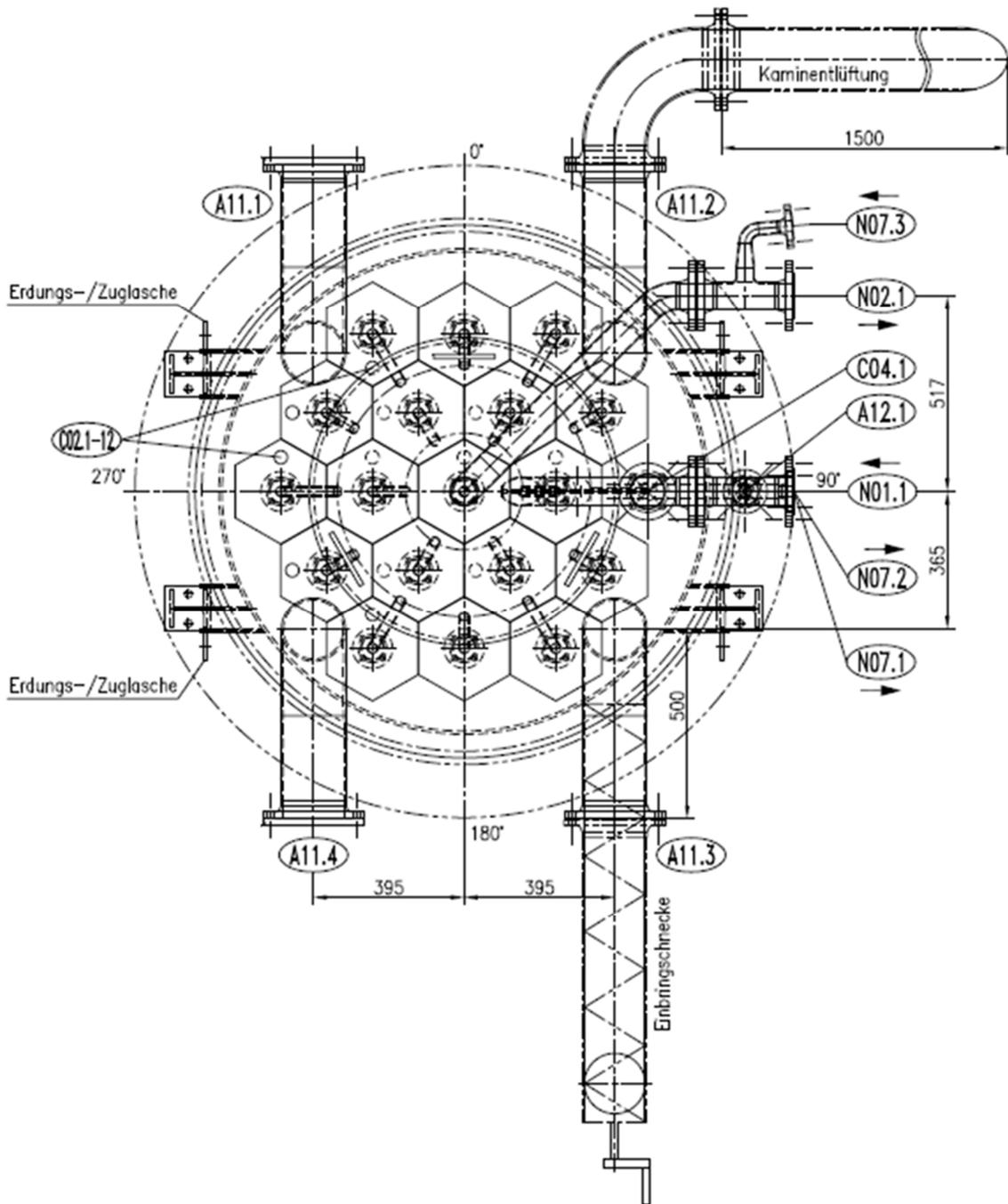


Abbildung 8-33: Schematische Darstellung des Speicherbehälters – Draufsicht

8.4.2 Messtechnik – Rohrserie 1

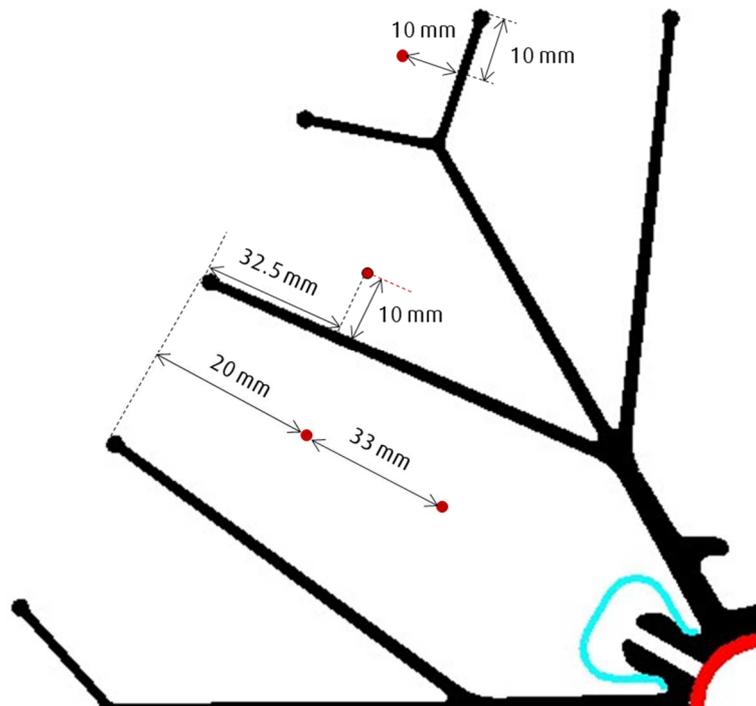


Abbildung 8-34: Genaue Positionierung der Temperaturmessfühler

● MTE – nicht kalibriert	0°
● MTE – kalibriert	↑
● PT100 – kalibriert	

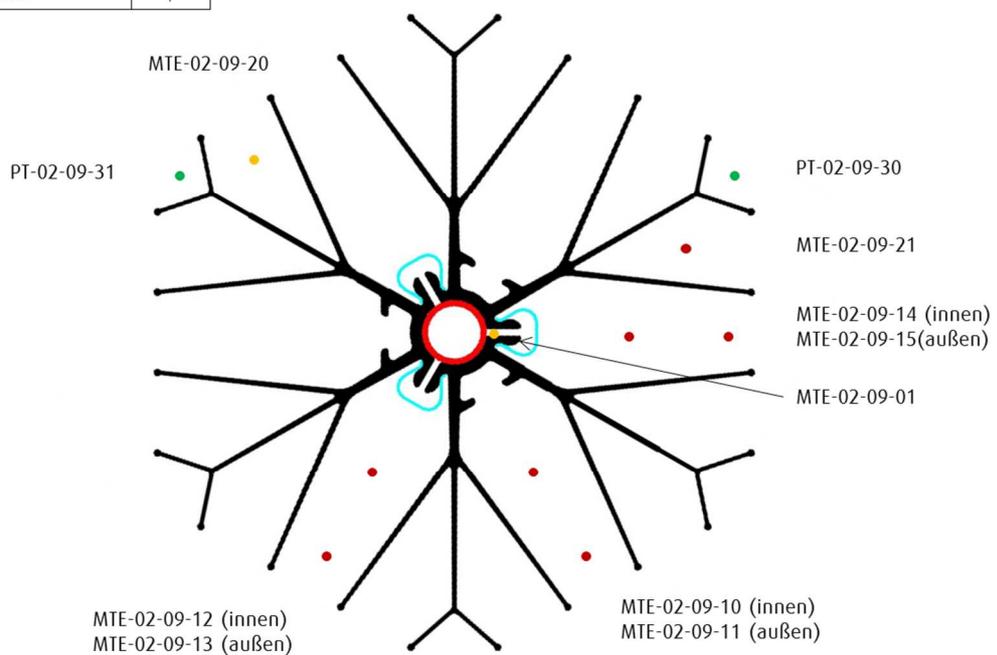


Abbildung 8-35: Positionierung der Temperaturmessfühler Rohr 09 Messebene 2

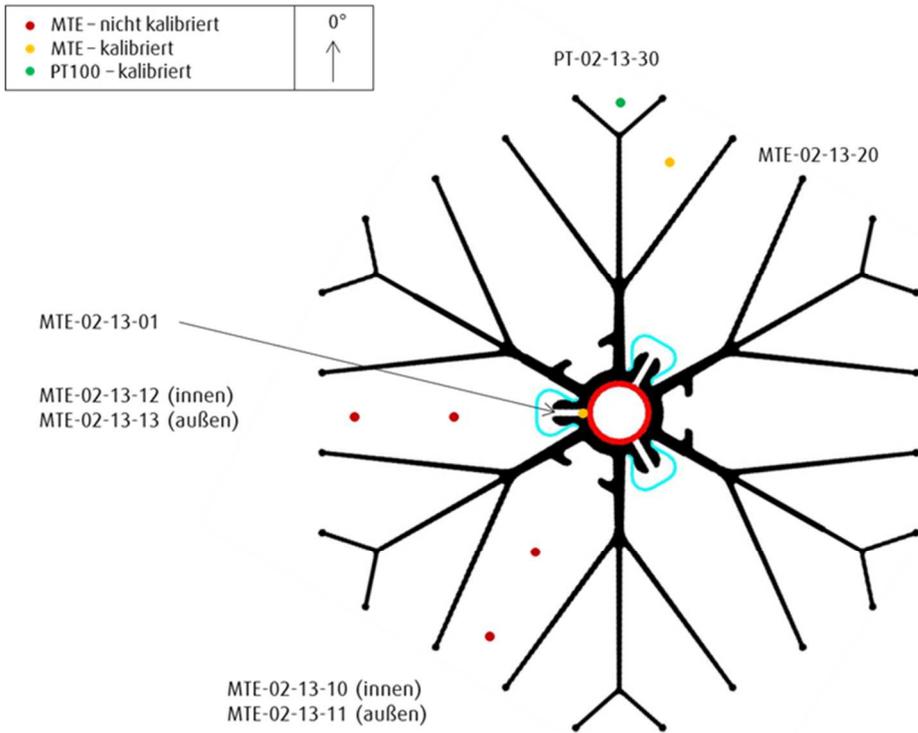


Abbildung 8-36: Positionierung der Temperaturmessfühler Rohr 13 Messebene 2

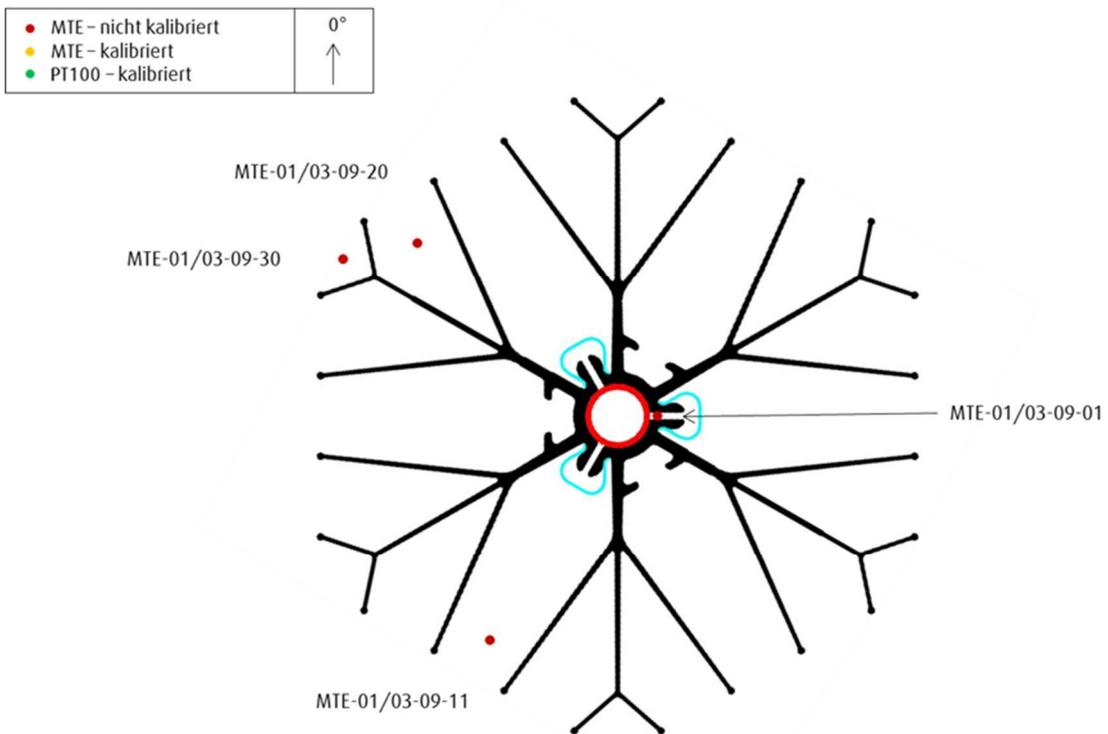


Abbildung 8-37: Positionierung der Temperaturmessfühler Rohr 09 Messebene 1 & 3

● MTE – nicht kalibriert	0°
● MTE – kalibriert	↑
● PT100 – kalibriert	↑

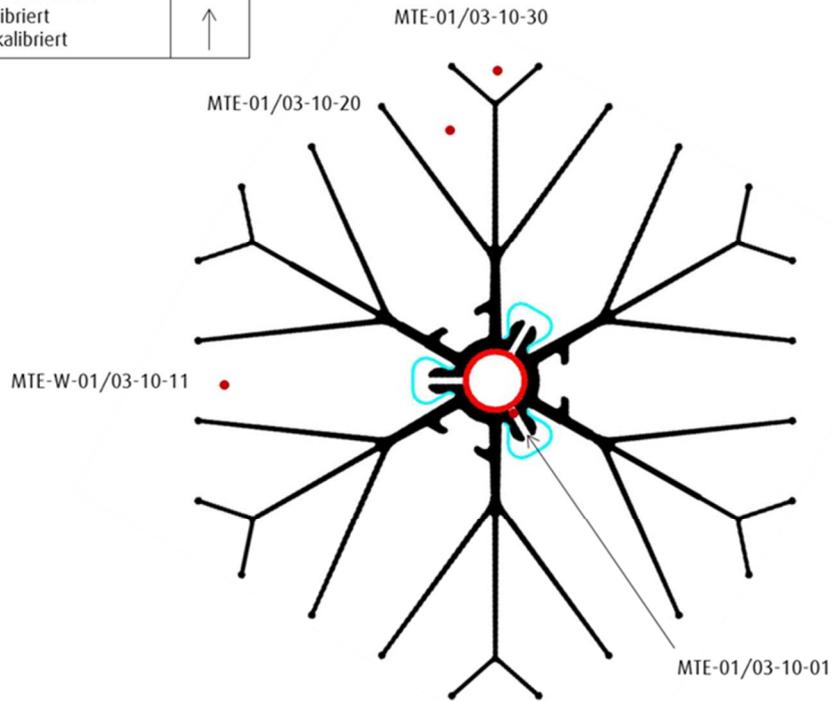


Abbildung 8-38: Positionierung der Temperaturmessfühler Rohr 10 Messebene 1 & 3

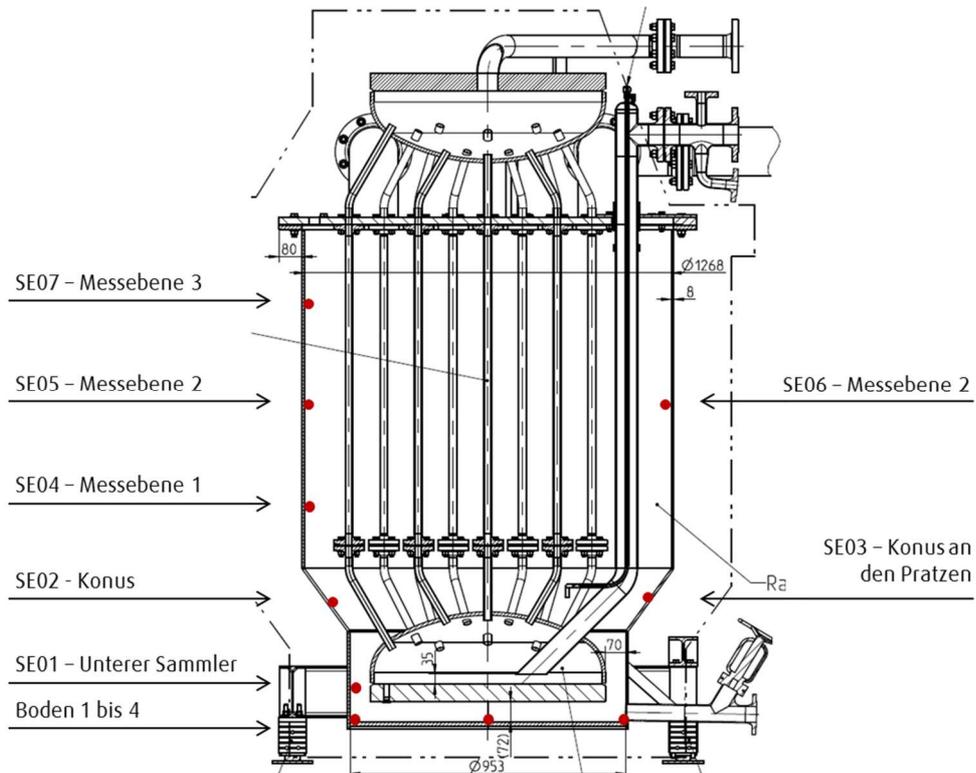


Abbildung 8-39: Positionierung der Temperaturmessfühler an Tankinnenwand für RS1 und RS2

8.4.3 Messtechnik – Rohrserie 2

Abweichend zur *RS 1* ist die Anzahl der Messfühler in Rohr 13 - Ebene 2 erweitert worden, da Rohr 09 und Rohr 13 aufgrund der unterschiedlichen Rippenanbindung nicht mehr redundant sind. Außerdem sind auch die Ebenen 1 und 3 in Rohr 13 ähnlich der Ebenen 1 und 3 in Rohr 09 und 10 bestückt.

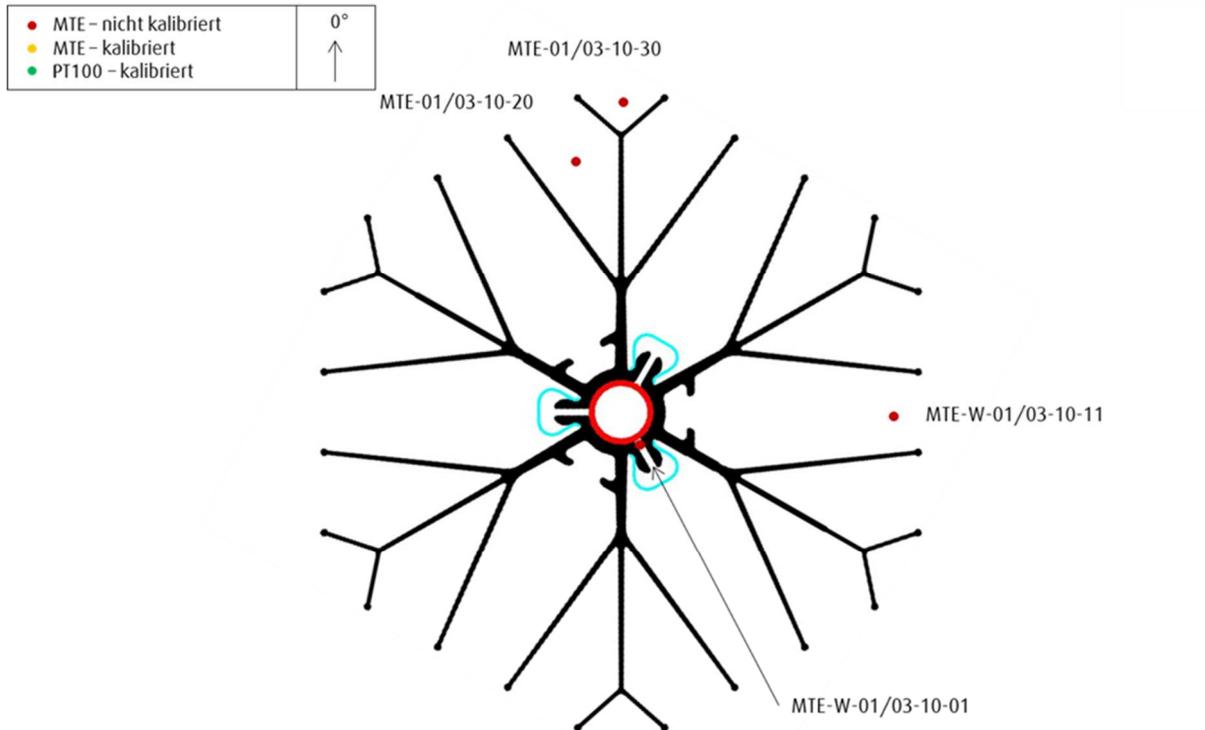


Abbildung 8-40: Positionierung der Temperaturmessfühler Rohr 10 Messebene 1 & 3

8.5 Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen des Wärmeübergangs

8.5.1 Modellvalidierung

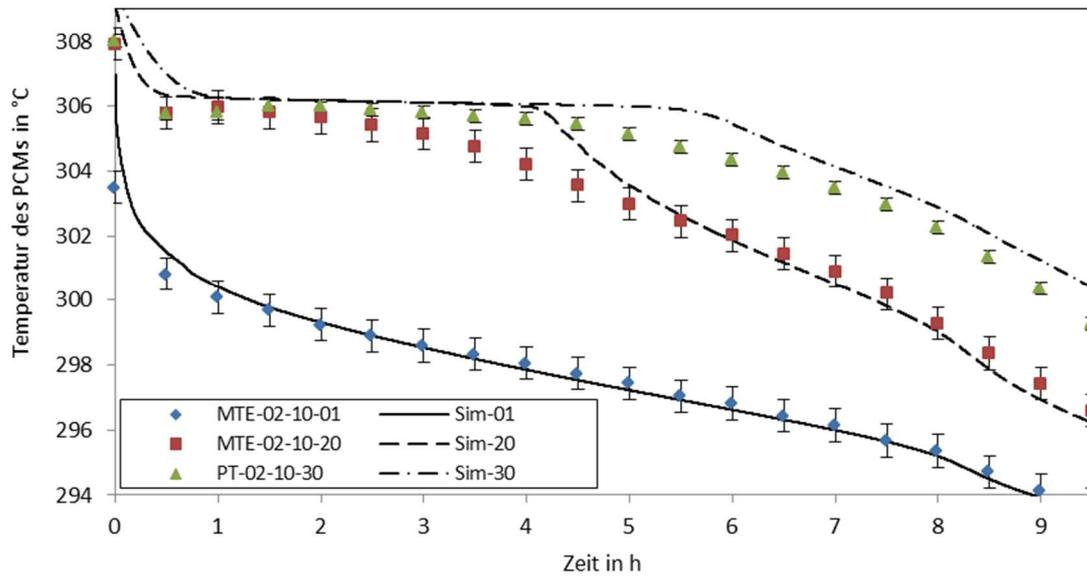


Abbildung 8-43: Zeitlicher Verlauf der Temperaturen des PCMs im Experiment und gemäß der Simulation für verschiedene Messpositionen – Ebene 2, Rohr 10 – Erstarren „20 K - Massenstrom“

8.5.2 Erstarrungsverhalten RS1

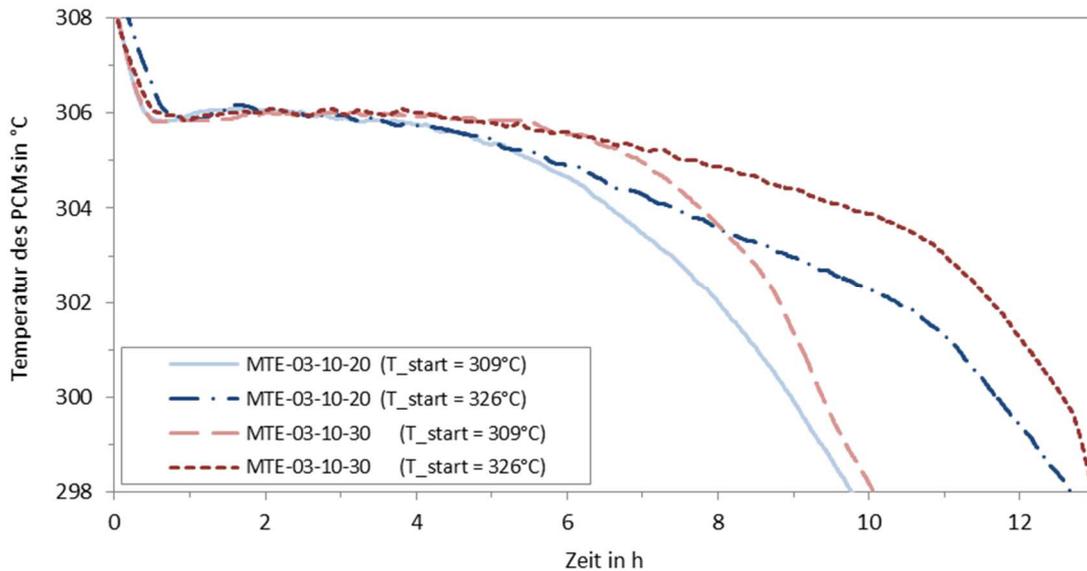


Abbildung 8-44: Zeitlicher Verlauf der Temperaturen des PCMs für die Positionen 20 und 30 für verschiedene Starttemperaturen – Ebene 3, Rohr 10 – Erstarren RS1 „20 K - Normal“ & „20 K - Konvektion“

8.5.3 Aufschmelzverhalten RS2

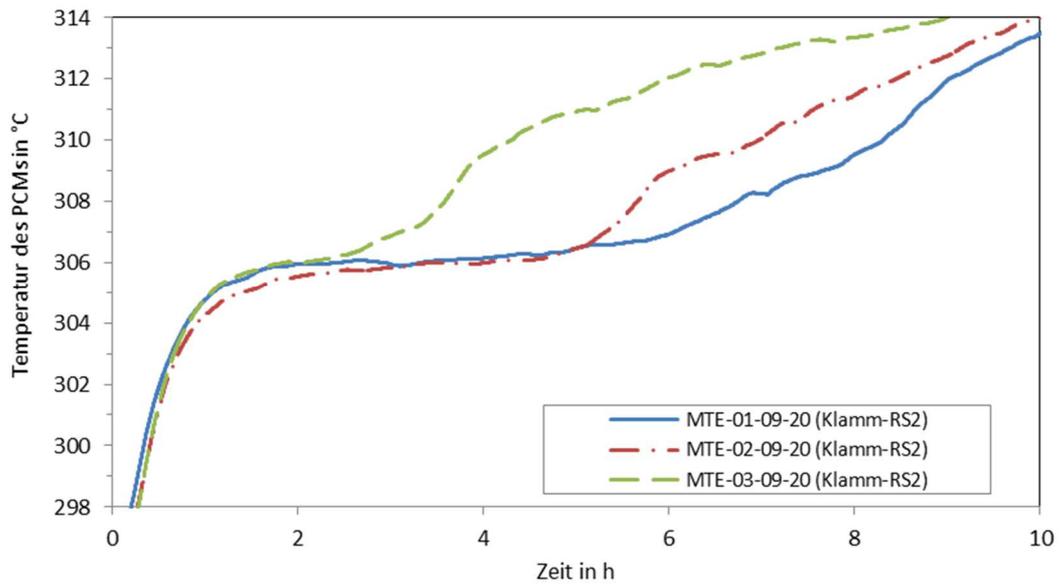


Abbildung 8-45: Zeitlicher Verlauf der Temperaturen des PCMs über alle Messebenen für Messposition 20 – Rohr 09 – Aufschmelzen RS2 „20 K - Normal“