

TUHH

Technische Universität Hamburg

TECHNISCHE THERMODYNAMIK

NAKULEK - Entwurf, Bau und Erprobung eines PCM-Kühlplatten Verbunds für eine Naturumlaufkühlung von Flugzeugsystemen

Abschlussbericht

Björn Albertsen¹, Gerhard Schmitz²

Technische Universität Hamburg, Institut für Technische Thermodynamik

¹bjoern.albertsen@tuhh.de, ²schmitz@tuhh.de

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis		ii
Tabellenverzeichnis		v
Symbolverzeichnis		vi
1 Einleitung		1
1.1	Hintergrund und technischer Ausgangspunkt des Projekts	1
1.2	Zielsetzung und Gliederung des Teilprojektes	2
2 Entwurf, Bau und Erprobung des PCM-Kühlplatten-Verbunds (AP 2.1)		3
2.1	Vorversuche im einphasigen Zwangumlaufsystem	4
2.2	Geometrie und Oberflächenbeschaffenheit der Verdampferleitungen	12
2.3	Auswahl und Test passender PCM-Produkte	16
2.4	Oberflächenbeschaffenheit und Gasdichtigkeit additiv gefertigter Verdampfer	19
2.5	Entwicklung des PCM-Verdampfer-Verbunds	21
3 Teststand für Grundlagenuntersuchungen der Naturumlaufkühlung (AP 2.2)		30
3.1	Auslegung und Aufbau des Versuchsstandes	30
3.2	Einfluss der Wärmeleistung und Rückkühltemperatur	34
3.3	Einfluss der Winkellage und Höhendifferenz	38
4 Numerische Untersuchung des PCM-Kühlplatten-Verbunds (AP 2.3)		41
4.1	FEM Simulationen zur Unterstützung des Speicherentwurfs	41
4.2	Aufbau eines gekoppelten FVM- und Systemmodells zur Abbildung des PCM gestützten Naturumlaufs	44
4.3	Anwendung des gekoppelten Modells zur Entwurfsoptimierung	48
5 Untersuchung Siedekrise (AP 2.4)		51
6 Kältemitteltest im TUHH-Teststand (AP 2.5)		55
7 Zusammenfassung		58
8 Veröffentlichungen		61
Literatur		62
Anhang		64

Abbildungsverzeichnis

1	Arbeitspakete des Verbundprojektes NAKULEK.	3
2	Fertige Entwürfe für den PCM-Kühlplatten-Verbund: „Middle“ (a), „Bottom“ (b) und „Small“ (c).	5
3	Schematische Darstellung und Foto des Teststandes.	6
4	Verläufe der mittleren Elektroniktemperaturen bei direkter Kühlung, einem sensiblen Speicher (SHS) und für die Varianten „Middle“ und „Bottom“, zusammen mit der dissipierten Heizleistung.	7
5	Verläufe des an das Kühlmittel abgeführten Wärmestroms bei direkter Kühlung und für die Varianten „Middle“ und „Bottom“, zusammen mit der dissipierten Heizleistung.	8
6	Verläufe der mittleren Elektroniktemperaturen für die Variante „Small“ bei Massenströmen von 100 kg/h und 40 kg/h sowie für den Entwurf „Bottom“, zusammen mit der dissipierten Heizleistung.	9
7	Verläufe des an das Kühlmittel abgeführten Wärmestroms für die Varianten „Small“ ($\dot{m} = 40 \text{ kg/h}$) und „Bottom“, zusammen mit der dissipierten Heizleistung.	9
8	PCM-Kühlplatten-Verbund im befüllten Zustand.	11
9	Im Bereich des Ausdehnungsvolumens verfestigtes PCM (links) sowie die verkleinerte Ausdehnungstasche (rechts).	12
10	Entwürfe für den Kältemittelverdampfer mit eingezeichneten Temperaturmessstellen.	13
11	Montierte Verdampferbaugruppe mit Verspannungsvorrichtung, Heizblock, Verdampfer, Sichtglas und Thermoelementen.	14
12	Verdampferwandtemperatur und lokaler Wärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit von der Wandwärmestromdichte für Verdampfer mit zwei und fünf Kanälen bei glatter und rauher Oberfläche.	15
13	Mittlerer Wärmeübergangskoeffizient und Massenstromdichte in Abhängigkeit von der Wandwärmestromdichte für Verdampfer mit zwei und fünf Kanälen.	15
14	Elektroniktemperatur und mittlerer Wärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit von der Wärmeleistung für Verdampfer mit zwei und fünf Kanälen.	16
15	Erstarrungsvorgang im Reagenzglas mit Thermoelement bei Anwendung der T-History Methode.	18
16	Oberseite der Prüfkörper und Messergebnisse zur Bestimmung der Richtungsabhängigkeit mittels SLM gefertigter Bauteile.	20
17	Additiv gefertigte Prüfkörper zur Ermittlung der Mindestwandstärke gasdichter Bauteile mit kritischer Wandstärke in Z-Richtung (a) und in der XY-Ebene (b).	20
18	Baugruppe aus Verdampfer und PCM-Speicher in differentieller Bauweise.	22
19	Mit RT 70HC befüllter PCM-Speicher.	24
20	Mittlere und maximale Temperatur auf der Elektronikoberfläche mit und ohne PCM-Speicher bei einem Lastanstieg um 600 W.	25

21	Mittlere und maximale Temperatur auf der Elektronikoberfläche mit und ohne PCM-Speicher bei einem Ausfall der Rückkühlung und einer Leistung von 800 W.	26
22	Fertiger Entwurf des PCM-Verdampfer-Verbunds in Integralbauweise. . . .	27
23	Mittlere und maximale Temperatur auf der Elektronikoberfläche mit reiner Verdampfung sowie mit PCM-Verdampfer-Verbund in Differential- und Integralbauweise bei einem Lastanstieg um 600 W.	29
24	Mittlere und maximale Temperatur auf der Elektronikoberfläche mit reiner Verdampfung sowie mit PCM-Verdampfer-Verbund in Differential- und Integralbauweise bei einem Ausfall der Rückkühlung und einer Leistung von 800 W.	29
25	Schema des Teststandes mit allen wesentlichen Kreislaufkomponenten und Messstellen.	31
26	Berechnungsablauf zur Auslegung des Naturumlaufts.	32
27	Montierter Naturumlauf-Teststand im ungedämmten Zustand.	33
28	Massenstrom in Abhängigkeit von der Wärmeleistung für Rückkühltemperaturen von 30 °C und 50 °C.	35
29	Beträge gemessener Druckdifferenzen über dem Fallrohr, Steigrohr und Verdampfer in Abhängigkeit von der Wärmeleistung für Rückkühltemperaturen von 30 °C und 50 °C.	36
30	Mittlere Elektroniktemperatur in Abhängigkeit von der Wärmeleistung für verschiedene Rückkühltemperaturen.	37
31	Mittlere Elektroniktemperatur und Massenstrom in Abhängigkeit vom Anstellwinkel in der Kreislaufebene für eine Wärmeleistung von 200 W und 500 W.	38
32	Kältemittelunterkühlung und Strömungsdampfgehalt in Abhängigkeit vom Anstellwinkel in der Kreislaufebene für eine Wärmeleistung von 500 W. . .	39
33	Mittlere Elektroniktemperatur und Massenstrom in Abhängigkeit vom Anstellwinkel quer zur Kreislaufebene für eine Wärmeleistung von 200 W und 500 W.	40
34	Mittlere Elektroniktemperatur und Massenstrom in Abhängigkeit von der Höhendifferenz zwischen Verdampfer und Kondensator für eine Wärmeleistung von 500 W.	41
35	<i>COMSOL Multiphysics</i> Modelle für PCM-Speicher mit unterschiedlichen Strukturformen: Sinusförmige, gerade und gitterförmige Lamellen, sowie kreis- und sternförmige Pin-Fins.	42
36	<i>COMSOL Multiphysics</i> Modelle für PCM-Speicher mit unterschiedlicher Kammeranzahl.	43
37	Schematische Darstellung der Kopplung zwischen CFD Simulation in <i>Star CCM+</i> und analytischer Berechnung der Impulsbilanz im Naturumlaufsystem.	45
38	Gemessene und mittels gekoppeltem Modell berechnete Massenströme und mittlere Elektroniktemperaturen über der Leistung bei einer Rückkühltemperatur von 40 °C	46

39	Zeitlicher Verlauf der gemessenen und mittels CFD-Modellen berechneten Elektroniktemperatur	47
40	Vektorielle Darstellung der Positionen im Verdampfer mit hoher Wand-schubspannung der Kältemittelströmung.	48
41	Stromlinien der Kältemittelströmung im Verdampfer mit Darstellung der turbulenten Dissipationsrate.	49
42	Verdampferrohrausführungen im ursprünglichen Entwurf (a) und in strömungsoptimierter Variante für den PCM-Verdampfer-Verbund in Integralbauweise (b).	49
43	Im gekoppelten Modell berechnete Elektroniktemperatur über dem Optimierungspfad.	50
44	Massenstrom und massenspezifischer, sowie volumetrischer Dampfgehalt in Abhängigkeit von der Kältemittelfüllmenge für verschiedene Wärmeleistungen und eine Rückkühltemperatur von 30 °C.	52
45	Kältemittelunterkühlung und Elektroniktemperatur in Abhängigkeit von der Kältemittelfüllmenge für verschiedene Wärmeleistungen und eine Rückkühltemperatur von 30 °C.	53
46	Temperaturverteilung auf der Elektronikoberfläche in Abhängigkeit von der Kältemittelfüllmenge für eine Wärmeleistung von 300 W und eine Rückkühltemperatur von 30 °C.	54
47	Oszillierende Verdampfung bei einer Füllmenge von 400 g, Verlauf von etwa einer Sekunde.	54
48	Massenstrom und Beträge der Druckdifferenzen in Abhängigkeit von der Wärmeleistung unter Einsatz der Kältemittel R1224yd(Z) und R1233zd(E) bei einer Rückkühltemperatur von 30 °C.	56
49	Massenspezifischer und volumetrischer Dampfgehalt, sowie mittlere und maximale Elektroniktemperatur in Abhängigkeit von der Wärmeleistung unter Einsatz der Kältemittel R1224yd(Z) und R1233zd(E) bei einer Rückkühltemperatur von 30 °C.	57
A.1	Liste der Anforderungen an den PCM-Verdampfer Verbund (Z: Zielgröße, F: feste Forderung, W: Wunsch, [1]: [6]).	65
A.2	Liste der Anforderungen an den Teststand (F: Feste Forderung, W: Wunsch).	67

Tabellenverzeichnis

1	Betriebsabhängige Eigenschaften der verschiedenen PCM-Verbund Varianten und einer vergleichbaren direkten Kühlung mit und ohne zusätzlichem sensiblen Wärmespeicher.	10
2	Technische Eigenschaften verschiedener PCM Produkte (Herstellerangaben)	17
3	Mittels T-History Methode ermittelte Werte für die spezifische Wärmekapazität der festen und flüssigen Phase, die Schmelzenthalpie sowie die Enthalpiedifferenz innerhalb eines Temperaturintervalls von 15 K des Paraffins RT70HC nach verschiedenen Auswertungsmethoden.	18
4	Ergebnisse aus dem Blasenprüfverfahren für die Dichtigkeit mittels SLM-Verfahren gefertigter Prüfkörper.	21
5	Eigenschaften des separaten PCM-Speichers.	23
6	Dynamische Szenarien und resultierende Reaktionen des Kühlsystems. (↑ / ↓: Anstieg/Abfall stark; ↑ / ↓: Anstieg/Abfall leicht)	23
7	Eigenschaften des PCM-Verdampfer-Verbunds in Differential- und Integralbauweise.	28
8	Stoffeigenschaften von R1233zd(E) bei Raumtemperatur (20 °C) und ange-setzter Betriebstemperatur (60 °C).	31
9	Eingesetzte Messsensoren mit dazugehörigen Messunsicherheiten.	34
10	Phasenwechseldauer und mittlere Temperatur der thermischen Schnittstelle unter Anwendung unterschiedlicher Speicherstrukturen.	43
11	Geometrische Eigenschaften sowie Phasenwechseldauer und mittlere Tem-peratur der thermischen Schnittstelle unter Anwendung unterschiedlicher PCM-Kammeranzahl.	44
12	Schlauchdurchmesser und resultierende Systemparameter für die Ausgangs-konfiguration im Versuchsstand und das berechnete Optimum.	51
13	Stoffeigenschaften von R1233zd(E) und R1224yd(Z) bei einer Temperatur von (60 °C).	55

Symbolverzeichnis

A_{VD}	Verdampferwandfläche in m^2
c_p	spezifische isobare Wärmekapazität in J/kgK
D_h	hydraulischer Durchmesser in mm
G	Massenstromdichte in kg/m^2s
h	spezifische Enthalpie in J/kg
\dot{m}	Massenstrom in g/s
p	Druck in Pa
\dot{Q}	Wärmestrom in W
\dot{q}	Wandwärmestromdichte in W/m^2
\dot{Q}_{ab}	an das Kühlmittel abgeführter Wärmestrom in W
\dot{Q}_{Heiz}	Heizleistung in W
R_a	Mittenrauwert in μm
T	Temperatur in K
t	Zeit in s
\dot{x}	massenspezifischer Dampfgehalt in kg/kg

Griechische Symbole

α	Wärmeübergangskoeffizient in W/m^2K
ϵ	volumenspezifischer Dampfgehalt in m^3/m^3
ϑ	Temperatur in $^{\circ}C$

Indices

aus	Austritt
Diff	Differentialbauweise
ein	Eintritt
El	Elektronik
Fünf	Verdampfer mit fünf Kanälen
g	gasförmig

ges	gesamt
Int	Integralbauweise
l	flüssig
lat	latent
m	Mittelwert
max	Maximum
min	Minimum
RK	Rückkühlung
s	fest
sens	sensibel
VD	Verdampfer
W	fluidseitige Verdampferwand
Zwei	Verdampfer mit zwei Kanälen

Abkürzungen

FEM	Finite Elemente Methode
FVM	Finite Volumen Methode
KM	Kältemittel
MEA	More Electric Aircraft
PCM	Phase Change Material
SLM	Selective Laser Melting

1 Einleitung

Im vorliegenden Abschlussbericht werden der Ablauf und die Ergebnisse der im Rahmen des Projektes NAKULEK am Institut für Technische Thermodynamik der TUHH durchgeführten Arbeiten dargelegt. Nach einer einleitenden Übersicht zum Hintergrund und der Zielsetzung des Projektes gliedert sich der Bericht in die laut Projektantrag vorgesehenen Arbeitspakete, wobei die Ergebnisse jeweils in das Gesamtprojekt eingeordnet werden.

Neben dem hier beschriebenen Hauptarbeitspaket 2 mit dem Schwerpunkt „PCM-Kühlplatten-Verbund“ wurden im Rahmen des Projektes Untersuchungen zur Flugzeugintegration durch die *ZAL GmbH* (HAP 1) und zu Simulationsmodellen durch die *XRG Simulation GmbH* (HAP 3) durchgeführt, auf die an gegebener Stelle verwiesen wird.

1.1 Hintergrund und technischer Ausgangspunkt des Projekts

Im Bereich der zivilen Luftfahrt ist in den vergangenen Jahren eine Entwicklung der Energieversorgung zu beobachten, bei der eine zunehmende Anzahl von pneumatischen, hydraulischen und mechanischen Systemen durch elektrische Systeme ersetzt werden. Das zugrunde gelegte Konzept des „More Electric Aircraft“ (MEA), welches die Versorgung aller Verbraucher durch elektrische Energie als einzige Energiequelle an Bord verfolgt, soll zu einer effektiveren und damit kostensparenden Energieversorgung des Flugzeugs führen [19]. Im Vergleich zum konventionellen Prinzip wird das Triebwerk hierbei neben der Bereitstellung des Antriebsschubs lediglich zum Betrieb elektrischer Generatoren verwendet. Die Bereitstellung pneumatischer, hydraulischer und mechanischer Energie erfolgt über elektrisch betriebene Pumpen und Motoren. Im Zuge dessen ist eine elektrische Leistung von über 500 kVA je Triebwerk für zukünftige Bordstromversorgungen zu erwarten [1].

Hierdurch entsteht ein regelungstechnischer Mehraufwand, welcher eine zunehmende Anzahl an Leistungselektroniken erfordert. Je nach Art und Dimension der eingesetzten Generatoren und Verbraucher werden Elektroniken unterschiedlicher Form und Leistung im Verteilsystem verwendet [1]. Die Kühlung solcher Leistungselektroniken erfolgt derzeit in der Regel mit Hilfe von Luft, welche von der ohnehin benötigten Klimaanlage entsprechend konditioniert wird [7]. Mit der zunehmenden Anzahl erforderlicher Module sowie einer ansteigenden Leistungsdichte gerät die reine Luftkühlung an ihre Grenzen, weshalb Flüssig- oder Zweiphasen-Kühlsysteme in den Fokus aktueller Forschung gelangen. Aufgrund der höheren Wärmekapazitäten bzw. zusätzlicher Verdampfungsenthalpie bieten solche Systeme ein erhebliches Potential bezüglich der Einsparung von Masse und Bau- raum. Wird dabei ein Naturumlauf realisiert, bei dem das Kältemittel nur aufgrund der Dichteunterschiede zwischen Steig- und Fallrohr zirkuliert, kann zusätzlich auf Pumpen und Verdichter verzichtet werden. Obwohl es sich hierbei um eine lange bekannte Technologie handelt, wird eine breite Anwendung durch die sensible Reaktion des unregulierten Systems auf interne Parameter und äußere Randbedingungen erschwert [12, 11, 21, 20, 17, 8, 9]. Insbesondere im Luftfahrtbereich ergibt sich aufgrund der zahlreichen variablen Randbedingungen wie Umgebungstemperatur, Beschleunigungen und Winkellagen ein hoher Entwicklungsaufwand. Im LuFo IV-2 geförderten Vorhaben EFFESYS-ECOTHERM

sind am Institut für Technische Thermodynamik bereits grundlegende Versuche zur Naturumlaufkühlung durchgeführt worden, und es konnte die grundsätzliche Eignung für eine Anwendung in der Luftfahrt nachgewiesen werden [14].

Eine weitere Möglichkeit der verbesserten Kühlung von Leistungselektroniken, welche dynamischen Lasten und Randbedingungen ausgesetzt sind, bietet der Einsatz von Phase Change Materials (PCM). Diese können alleinstehend als einfache Latentwärmespeicher verwendet, oder in Kühl- bzw. Kältekreisläufe integriert werden. In letzterem Fall lassen sich auftretende Lastspitzen oder durch äußere Randbedingungen verringerte Kühlleistungen durch die effektive Wärmespeicherung mit Phasenwechsel teilweise ausgleichen, wodurch das Gesamtsystem kleiner dimensioniert werden kann. Die Integration eines PCM-Speichers in ein einphasiges Flüssigkühlsystem ist im LuFo IV-4 Vorhaben NELA-EPE am Institut für Technische Thermodynamik numerisch auf Systemebene untersucht worden. Es hat sich gezeigt, dass der Einsatz eines PCM-Speichers zu einer deutlichen Temperaturreduktion der Leistungselektronik führen kann. Die wesentliche Herausforderung einer guten Speicherausnutzung besteht im Ausgleich der üblicherweise geringen Wärmeleitfähigkeit des PCMs durch geeignete Gehäusestrukturen, was Gegenstand zahlreicher Forschungsarbeiten ist [15, 2, 13, 10, 3, 5, 16, 18]. Darüber hinaus ergibt sich aus der Integration in Kühlkreisläufe die Frage nach der Positionierung des PCM-Speichers in Bezug auf die Wärmequelle und die Kühlplatte bzw. den Verdampfer [6].

1.2 Zielsetzung und Gliederung des Teilprojektes

Ziel des LuFo V-2 geförderten Verbundprojektes NAKULEK ist es, physikalische und konstruktive Randbedingungen zu identifizieren, unter denen ein stabiler Betrieb eines zweiphasigen Naturumlaufs mit integriertem PCM-Speicher zur Kühlung von Leistungselektronik in Flugzeugen möglich ist. Zu diesem Zweck werden experimentelle Untersuchungen durchgeführt und numerische Modelle genutzt. Darüber hinaus beinhaltet der Arbeitsplan (Abb. 1) Kältemittelstudien, Betrachtungen zur Flugzeugintegration und eine Technologiebewertung. Am Institut für Technische Thermodynamik liegt der Schwerpunkt auf einer detaillierten Untersuchung des PCM-Kühlplatten-Verbunds als zentrale Komponente des Systems (HAP 2). Hierfür werden verschiedene Entwürfe gefertigt und erprobt, wobei die Geometrie und Oberflächenbeschaffenheit der Kältemittelleitungen sowie die Materialauswahl und Umsetzung der Stützstruktur des PCM-Speichers genauer betrachtet werden (AP 2.1). Für die Experimente wird ein Naturumlaufversuchsstand entwickelt, mit dem sich stationäre und dynamische Betriebszustände in einem breiten Bereich von Randbedingungen testen lassen. Mit Hilfe des Versuchsstandes werden umfangreiche Parameterstudien durchgeführt und anschließend mögliche Anwendungen für den Einsatz eines Latentwärmespeichers identifiziert. Für die Auslegung sowie die abschließenden Ergebnisbewertungen wird die dem Naturumlaufprinzip zugrunde liegende Physik näher betrachtet (AP 2.2). Zur Unterstützung der Entwurfsoptimierung werden aufgrund der zahlreichen Freiheitsgrade bezüglich der inneren Struktur numerischen Untersuchungen des PCM-Kühlplatten-Verbundes durchgeführt. Dabei werden die Finite-Elemente-Methode (FEM) und die Finite-Volumen-Methode (FVM) als Modellierungsansätze getestet und der Naturumlauf mittels gekoppeltem Modell in Java ergänzt. Die

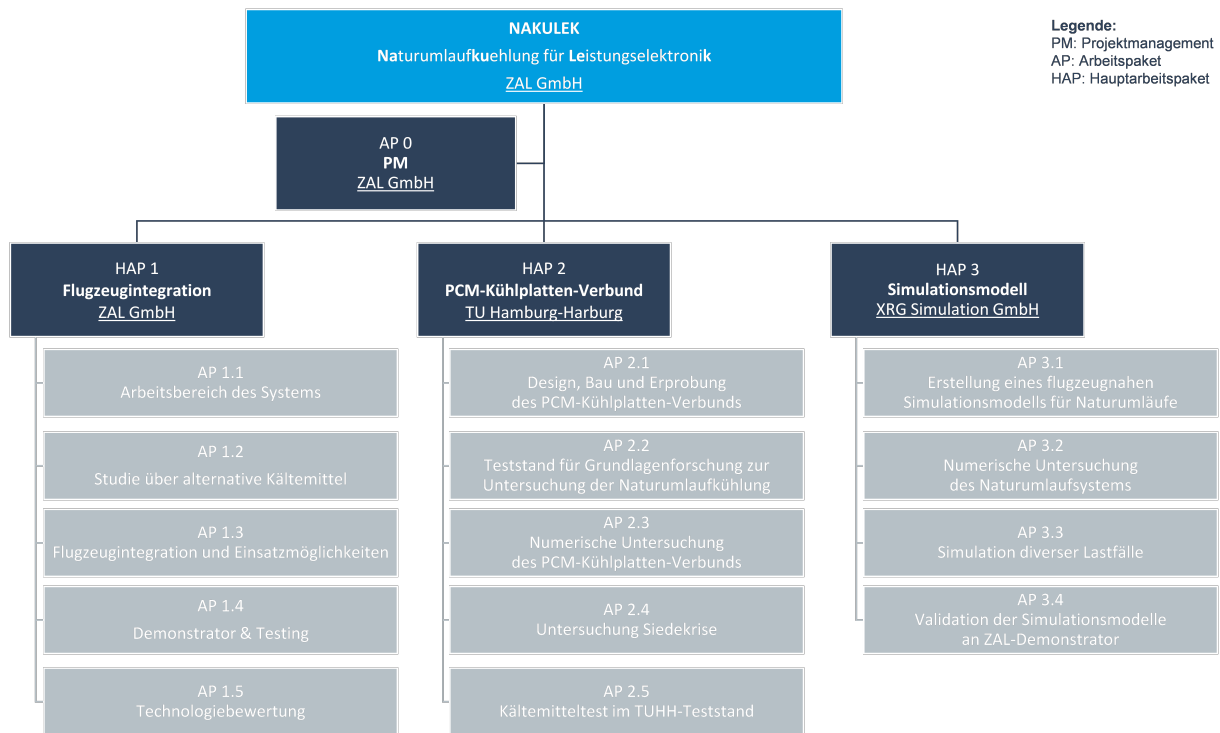


Abbildung 1: Arbeitspakete des Verbundprojektes NAKULEK.

Modelle werden mit Hilfe der Messergebnisse aus dem Versuchsstand validiert und erlauben so anwendungsnahe Simulationen verschiedener Varianten (AP 2.3). Im Weiteren wird getestet, ob und unter welchen Randbedingungen im Verdampfer eine Siedekrise 2. Art (Dry-Out) oder sogar 1. Art (Burn-Out) auftreten kann. Es wird untersucht, ob die hierbei auftretenden Temperatursprünge durch den Einsatz des PCM-Speichers reduziert werden können, um die zu kühlende Elektronik vor Übertemperatur zu schützen (AP 2.4). Im letzten Teil des Projektes wird das für den Naturumlauf ausgewählte Kältemittel mit einer möglichen Alternative experimentell verglichen. Hierbei wird betrachtet, inwiefern sich die Wahl des Kältemittels auf den Betrieb und die Auslegung des Gesamtsystems auswirkt und welche Stoffeigenschaften dabei eine wesentliche Rolle spielen (AP 2.5).

2 Entwurf, Bau und Erprobung des PCM-Kühlplatten-Verbunds (AP 2.1)

Im ersten Schritt der Entwicklung eines PCM-Kühlplatten-Verbunds als zentrale Komponente des kombinierten Naturumlaufsystems werden Experimente in einem einfachen Teststand ohne Kältemittelverdampfung durchgeführt. Hierdurch lassen sich erste Erkenntnisse bezüglich der Integration eines PCM-Speichers mittels additiver Fertigung gewinnen, ohne den Einfluss der komplexen Vorgänge bei der Verdampfung und dem Naturumlauf berücksichtigen zu müssen. Anschließend wird der Verdampfer separat betrachtet, um auch hier die relevanten Einflüsse isoliert betrachten zu können. Im letzten Schritt werden der Verdampfer und der PCM-Speicher zu einer Komponente zusammengeführt,

zunächst in differentieller und schließlich in integraler Bauweise.

2.1 Vorversuche im einphasigen Zwangumlaufsystem

Der Entwurf des additiv gefertigten PCM-Kühlplatten-Verbunds für die Vorversuche im einphasigen Kühlkreislauf wird im Sinne der Produktentwicklung nach VDI 2221 durchgeführt. Hierfür wird zunächst eine Anforderungsliste erstellt, welche alle relevanten Zielgrößen und Forderungen an die Komponente enthält. Eine entsprechende Auflistung findet sich im Anhang (A.1). Die Gesamtmasse sowie die Speicherkapazität orientiert sich an den Untersuchungen von Helbing und Schmitz [6], um Vergleiche zu den dort verwendeten Anordnungen in differentieller Bauweise anstellen zu können.

Für die einzelnen Funktionen der Komponente werden Teillösungen generiert und hieraus drei Gesamtentwürfe abgeleitet und ausgelegt. Die fertigen Entwürfe sind in Abbildung 2 dargestellt. Zur Aufnahme des PCMs wird eine homogene Fin-Struktur mit einer Lamellendicke von 1 mm und einer Kammerbreite von 2,5 mm verwendet. Als Kühlmittleitungen kommen Rohre zum Einsatz, welche in Hinblick auf die Zielsetzung unterschiedlich angeordnet sind. In ersten Entwurf („Middle“) verlaufen diese mittig durch den PCM-Speicher. Dabei werden zwei Rohre mit einem Innendurchmesser von 8 mm und einer Wandstärke von 2 mm eingesetzt, um eine gleichmäßige Wärmeübertragung in der Speichermitte zu erreichen. Als zweite Variante („Bottom“) werden die Kühlmittleitungen ausgehend vom ersten Entwurf nach unten in die Nähe der thermischen Schnittstelle verschoben. Die übrigen Attribute bleiben dabei unverändert, um lediglich den Einfluss der Lage innerhalb des PCM-Verbunds bewerten zu können. Bei beiden Entwürfen werden Einzelanschlüsse der zwei Kühlerrohre an den Kreislauf vorgesehen, um die Möglichkeiten unterschiedlicher Durchströmungen testen zu können. Mit einem dritten Entwurf („Small“) soll der Einfluss der Anzahl und Größe der Leitungen getestet werden. Das Fluid fließt dabei über 22 Rohre mit einem Innendurchmesser von 2 mm und einer Wandstärke von 1 mm durch den PCM-Speicher. Da Einzelanschlüsse hier nur schwer realisierbar sind, wird jeweils ein zentraler Verteiler und Sammler eingesetzt. Um eine Massenstromschieflage zwischen den einzelnen Rohren zu vermeiden, werden die Anschlüsse so angebracht, dass eine U-förmige Durchströmung der Gesamtkomponente erfolgt und sich die statischen Druckunterschiede beim Rohreintritt am jeweiligen Austritt wieder ausgleichen.

Die Fertigung der Entwürfe in Integralbauweise wird mittels Selective Laser Melting (SLM) durchgeführt, wobei die Stützstruktur des PCM-Kühlplatten-Verbunds aus Al-Si10Mg aufgebaut ist. Für die ersten Tests wird als PCM das Paraffin *PARAFOL 22-95* der Firma Sasol mit einer Schmelztemperatur von 41,5 °C und einer Schmelzenthalpie von 250 kJ/kg eingesetzt. Die fertigen Komponenten haben eine Masse von etwa 240 g und eine Speicherkapazität von etwa 34 kJ innerhalb eines Temperaturintervalls von 70 K.

Mit den drei Varianten des PCM-Kühlplatten-Verbunds werden Versuche in einem einfachen Kühlkreislauf durchgeführt. Der eingesetzte Teststand ist in Abbildung 3 dargestellt. Für die Versuche gelten folgende Randbedingungen:

- Kühlmittel: Propylenglykol/Wasser-Gemisch

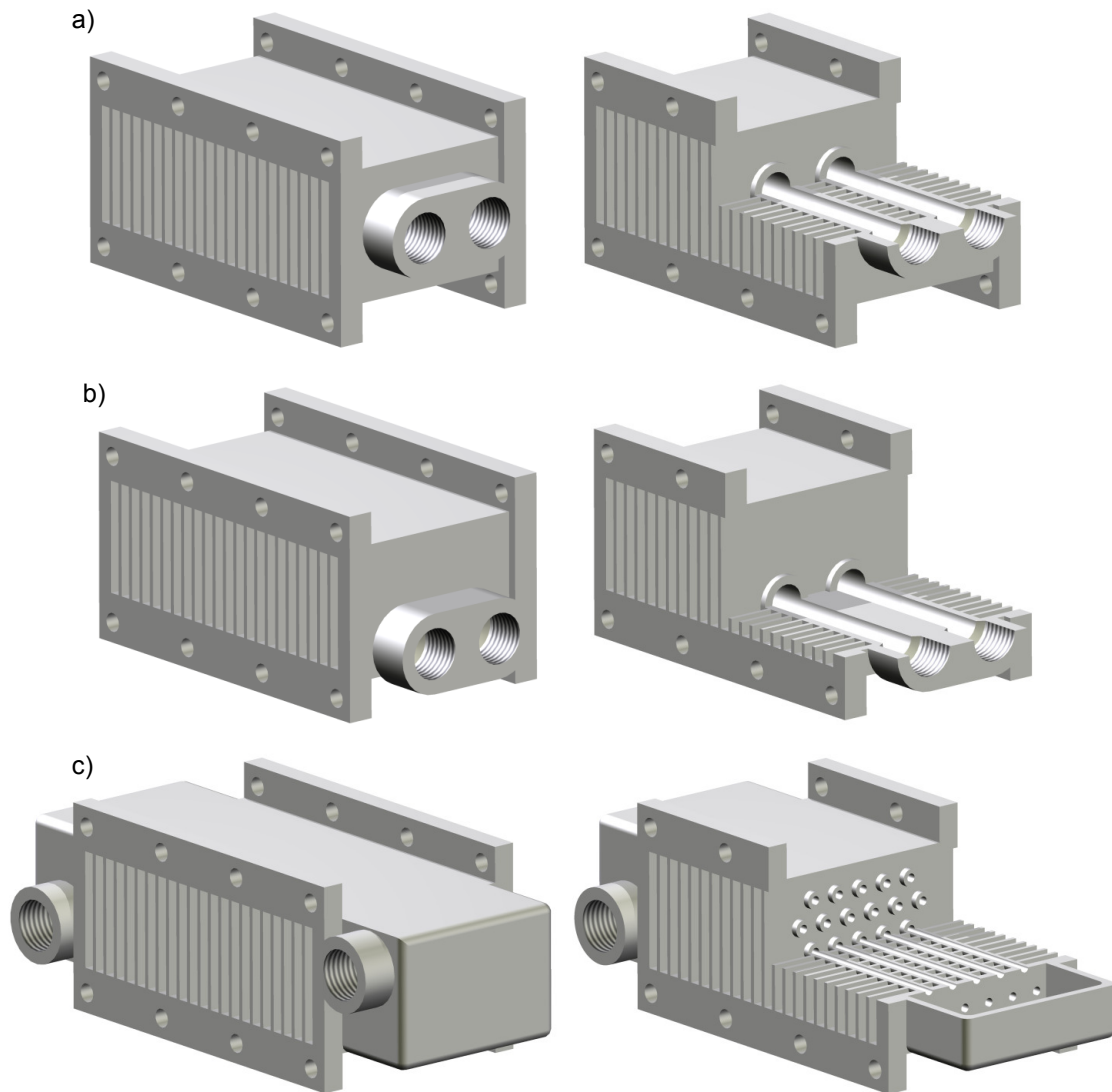


Abbildung 2: Fertige Entwürfe für den PCM-Kühlplatten-Verbund: „Middle“ (a), „Bottom“ (b) und „Small“ (c).

- konstanter Massenstrom im Bereich von 40 kg/h bis 200 kg/h
- Rückkühltemperatur: 20 °C
- Abbildung dynamischer Lastverläufe über elektrisches Heizelement, Leistungen im Bereich von 0 W bis 500 W

Das Heizelement besteht aus einem mit Heizpatronen versehenen Aluminiumblock, welcher auf einer Fläche von 24 cm² mit dem jeweiligen Kühlkörper verpresst ist.

Es wird ein Verlauf der dissipierten Heizleistung getestet, bei dem innerhalb einer Grundlast von etwa 95 W ein Leistungspeak von 380 W auftritt. Die hierbei gemessenen mittleren Temperaturen auf der Oberfläche des Heizelementes sind für die Varianten „Middle“ und „Bottom“, sowie für eine einfache Kühlplatte mit und ohne sensiblem Speicher aus Alumi-

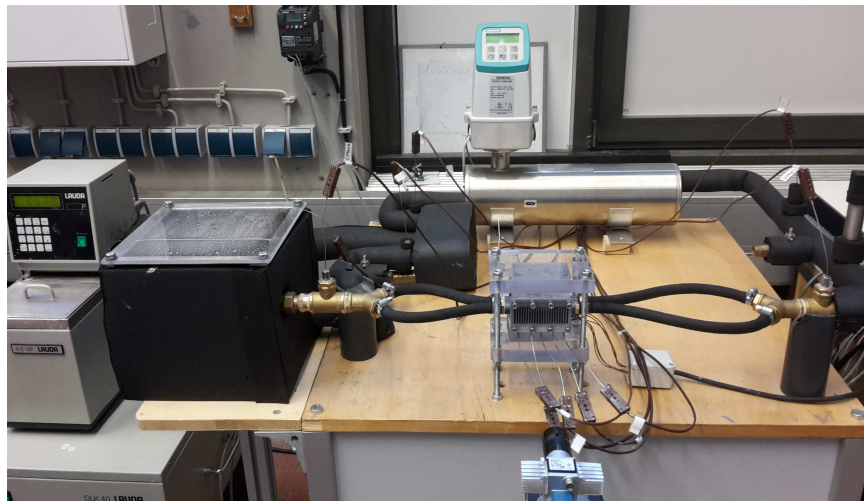
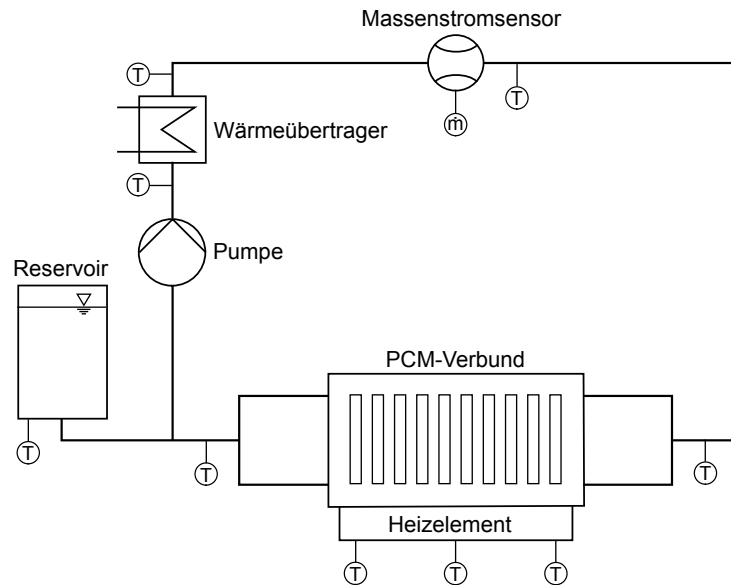


Abbildung 3: Schematische Darstellung und Foto des Teststandes.

nium in Abbildung 4 über der Zeit aufgetragen. Deutlich zeigt sich die geringe thermische Trägheit bei direkter Kühlung, es stellt sich nach einem Lastwechsel schon nach kurzer Zeit wieder ein stationärer Zustand ein. Da der sensible Wärmespeicher an die Masse der Latentwärmespeicher angepasst wurde und im Vergleich eine erheblich geringere Speicherkapazität aufweist, ist auch hier ein Verhalten ähnlich der direkten Kühlung zu erkennen. Die gemessenen Elektroniktemperaturen liegen für die Variante „Middle“ insgesamt höher. Im Bereich des Leistungspeaks kommt es zu einer starken Überhitzung des flüssigen PCMs, weshalb sich der Speicher anschließend nur langsam regeneriert. Dieses Verhalten ist insbesondere für Lastverläufe mit mehreren schnell aufeinander folgenden Leistungsspitzen ungeeignet. Insgesamt weist diese Variante träge thermische Eigenschaften auf, wobei das Betriebsverhalten von einer ineffizienten Wärmeabfuhr an das Kühlmittel geprägt ist. Die Anordnung der Kühlmittleitungen in der Mitte des PCM-Speichers führt zwar zu einem effizienten Schmelzverhalten, das PCM stellt jedoch in dieser Anordnung einen zu hohen

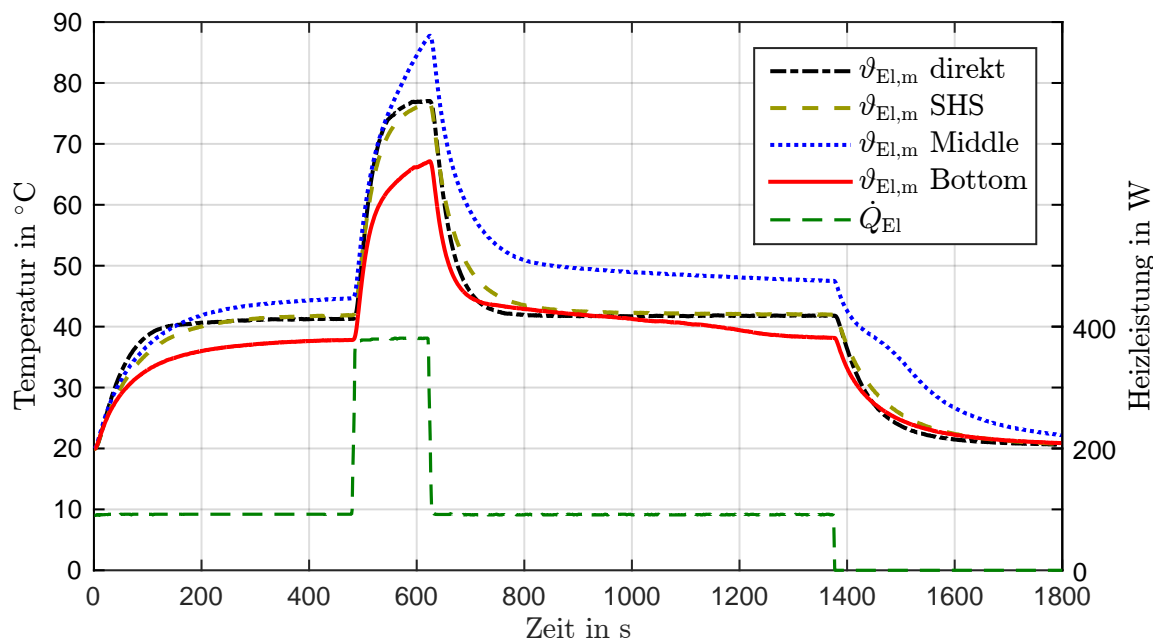


Abbildung 4: Verläufe der mittleren Elektroniktemperaturen bei direkter Kühlung, einem sensiblen Speicher (SHS) und für die Varianten „Middle“ und „Bottom“, zusammen mit der dissipierten Heizleistung.

thermischen Widerstand zwischen dem Kühlmittel und der zu kühlenden Elektronik dar. Niedrigere Elektroniktemperaturen können unter Einsatz der Variante „Bottom“ gemessen werden. Diese liegen überwiegend unterhalb der Werte bei direkter Kühlung, wobei insbesondere im Bereich des Leistungspeaks ein Temperaturvorteil erkennbar ist. Durch die nur geringe Überhitzung des flüssigen PCMs ist zudem eine schnelle Regeneration des Speichers zu beobachten. Insgesamt zeigt diese Variante eine schnellere thermische Reaktion, ohne dass hierbei die Funktion des Latentwärmespeichers als Puffer wesentlich beeinträchtigt wird. Die Anordnung der Kühlmittelleitungen im unteren Bereich zwischen Elektronik und PCM führt dabei gleichzeitig zu einer effektiven Wärmeabfuhr an das Fluid.

Die Vorteile eines Latentwärmespeichers können noch deutlicher anhand der an das Kühlmittel abgeführten Wärmeströme gezeigt werden. Diese sind in Abbildung 5 in ihrem zeitlichen Verlauf dargestellt. Bei direkter Kühlung folgt der an das Fluid abgegebene Wärmestrom überwiegend der dissipierten Leistung. Zwar zeigt sich auch hier im Bereich der Lastwechsel eine gewisse thermische Trägheit, die Speicherkapazität des Aluminiums der Kühlplatte führt jedoch zu keiner wesentlichen Vergleichmäßigung des Verlaufs. Im Maximum zeigt sich ein hoher Wärmestrom, welcher in Hinblick auf eine Umsetzung im zweiphasigen Naturumlauf zu Instabilitäten führen könnte. Im Vergleich sind für die betrachteten PCM-Verbund Varianten gleichmäßigere Verläufe des abgeführten Wärmestroms zu erkennen. In beiden Fällen zeigt sich eine effektive Pufferwirkung, wobei das Maximum deutlich unterhalb der Heizleistungsspitze liegt. Hierdurch ist im Naturumlaufbetrieb eine gleichmäßigere Verdampfung und damit ein stabilerer Umlauf zu erwarten. Hinsichtlich des abgeführten Wärmestroms können bei der Variante „Middle“ aufgrund

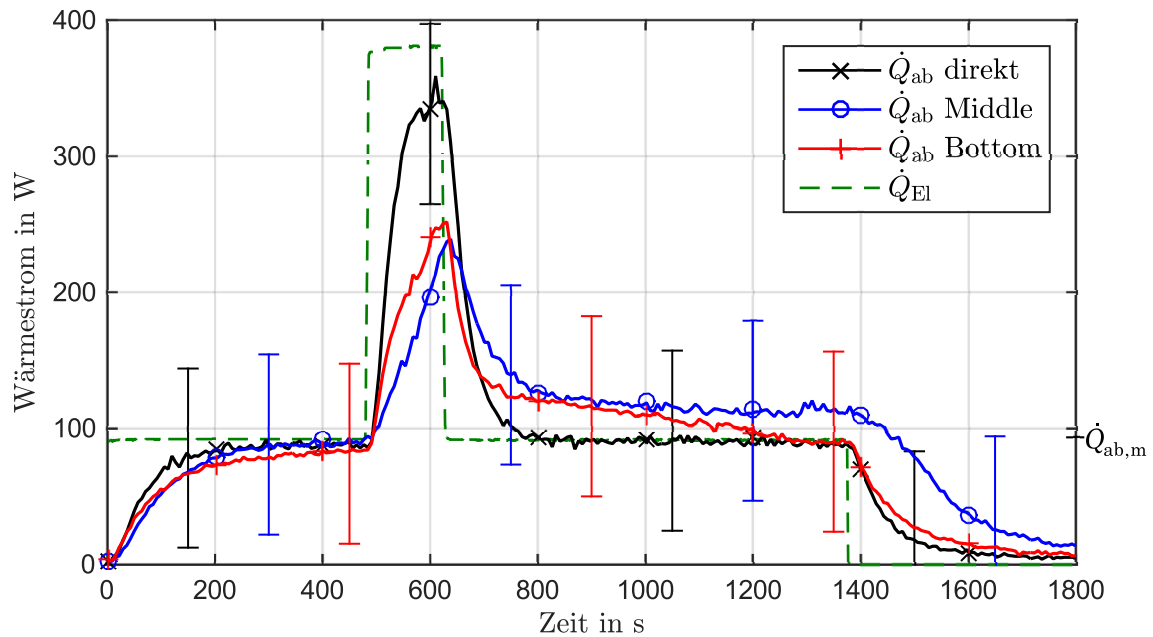


Abbildung 5: Verläufe des an das Kühlmittel abgeführten Wärmestroms bei direkter Kühlung und für die Varianten „Middle“ und „Bottom“, zusammen mit der dissipierten Heizleistung.

der effektiveren Speicherbeladung zwar etwas bessere Ergebnisse erzielt werden, in Anbetracht der gemessenen Temperaturen stellt sich diese Ausführung jedoch insgesamt als eher ungeeignet dar.

Um einen Vergleich der verschiedenen Stützstrukturen zu ermöglichen, werden die strömungsseitigen Verhältnisse bestmöglich angepasst. Die PCM-Verbund Variante „Small“ weist eine feinere Rohrstruktur auf (vgl. Abb. 2), weshalb der Kühlmittelmassenstrom von zuvor 100 kg/h auf 15 kg/h reduziert werden müsste, um den gleichen mittleren Wärmeübergangskoeffizienten zu erhalten. Da mit dem eingesetzten Versuchsstand jedoch nur ein minimaler Massenstrom von 40 kg/h realisierbar ist, wird dieser ersatzweise gewählt. Zusätzliche Abweichungen ergeben sich aufgrund der höheren wärmeübertragenden Fläche. Die gemessenen Temperaturverläufe sind in Abbildung 6 dargestellt. Es zeigt sich, dass die erreichbaren Temperaturen auch im Fall des verringerten Kühlmittelmassenstroms niedriger liegen als bei den übrigen Varianten. Gleichzeitig kann jedoch beobachtet werden, dass hierbei kaum ein Phasenwechsel des PCMs auftritt. Es ergeben sich ähnlich der direkten Kühlung Temperaturverläufe, bei denen nach Auftreten der Lastwechsel schon nach kurzer Zeit wieder stationäre Zustände erreicht werden. Bestätigt wird dies bei Betrachtung der an das Kühlmittel abgeführten Wärmeströme in Abbildung 7. Aufgrund des effektiven inneren Wärmeübergangs auf der Fluidseite folgt der abgeführte Wärmestrom der dissipierten Heizleistung und es tritt im Vergleich zur Variante „Bottom“ ein deutlich höheres Maximum auf. In Vergleichsversuchen kann gezeigt werden, dass es erst bei einer Anhebung des Leistungspeaks und dessen Dauer zu einem relevanten Schmelzprozess kommt,

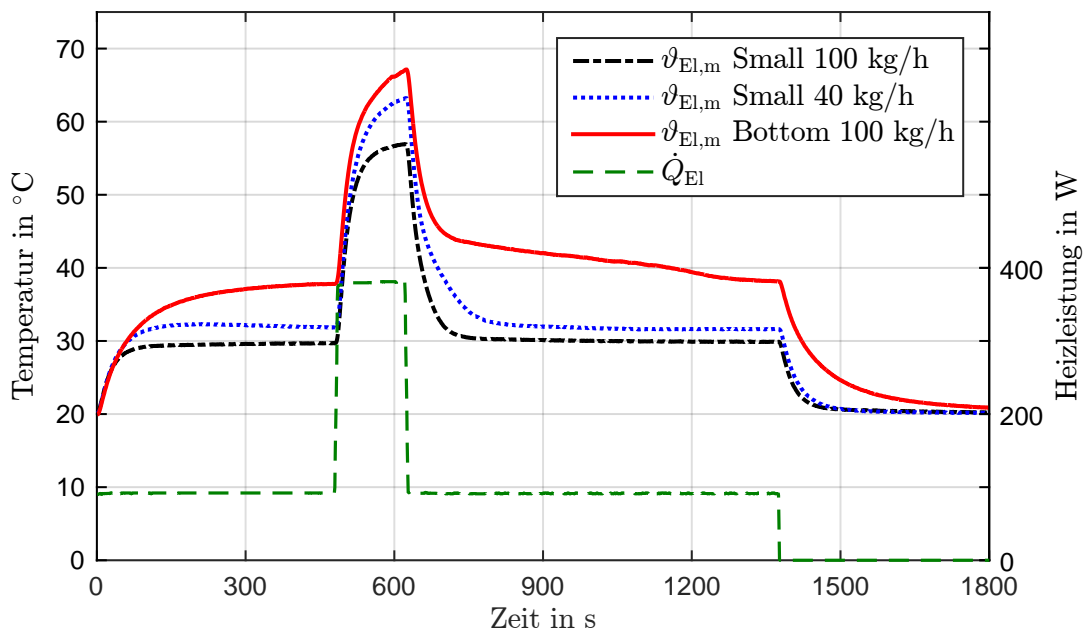


Abbildung 6: Verläufe der mittleren Elektroniktemperaturen für die Variante „Small“ bei Massenströmen von 100 kg/h und 40 kg/h sowie für den Entwurf „Bottom“, zusammen mit der dissipierten Heizleistung.

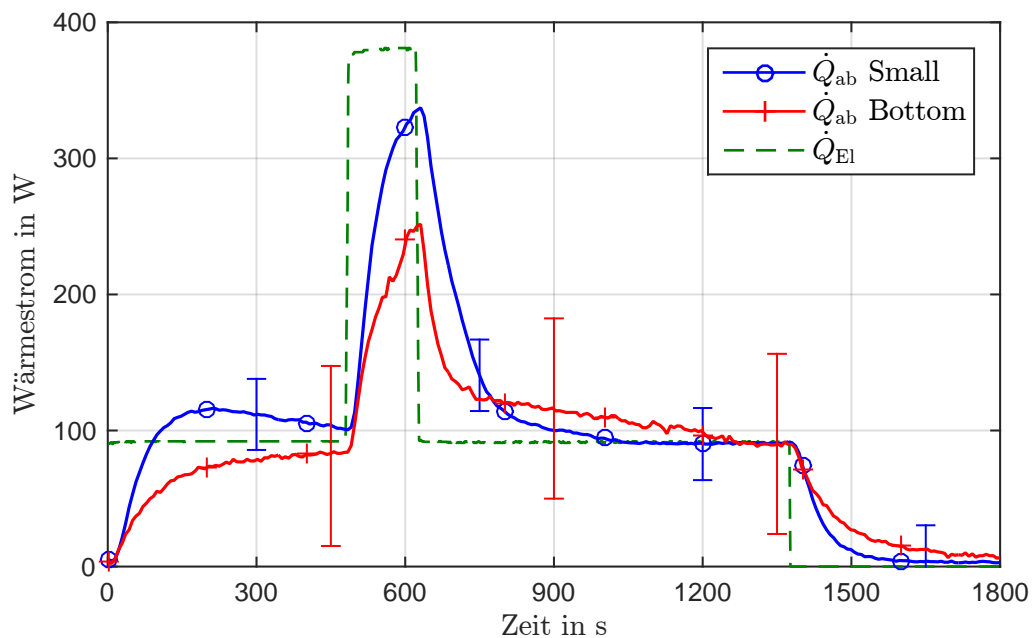


Abbildung 7: Verläufe des an das Kühlmittel abgeführten Wärmestroms für die Varianten „Small“ ($\dot{m} = 40 \text{ kg/h}$) und „Bottom“, zusammen mit der dissipierten Heizleistung.

Tabelle 1: Betriebsabhängige Eigenschaften der verschiedenen PCM-Verbund Varianten und einer vergleichbaren direkten Kühlung mit und ohne zusätzlichem sensiblen Wärmespeicher.

Bewertungsgröße	direkt	SHS	Middle	Bottom	Small
$\vartheta_{\text{El,max}}$ in °C	77,0	76,6	87,8	67,2	(63,2)
$\overline{\Delta\vartheta_{\text{El}}}$ in K	2,34	2,22	3,44	3,61	(3,34)
$\dot{Q}_{\text{ab,max}}$ in W	359,7	335,5	242,0	255,3	(337,2)
$\overline{\Delta\dot{Q}_{\text{ab}}}$ in W	41,5	40,8	36,2	39,4	(48,5)

welcher allerdings eher träge verläuft. Insgesamt hat sich die Variante „Small“ für den hier angesetzten Lastfall als ungeeignet erwiesen, könnte jedoch als Alternative im Falle höherer und längerer Lastspitzen bzw. geringerer Massenströme berücksichtigt werden.

Die angesetzten Bewertungskriterien sind für alle untersuchten Fälle in Tabelle 1 zusammengefasst, wobei die Ergebnisse für Variante „Small“ aufgrund der unzureichenden Vergleichbarkeit in Klammern gesetzt wurden. Neben dem zeitlichen Temperaturmaximum

$$\vartheta_{\text{El,max}} = \max(\vartheta_{\text{El,m}}(t)) \quad (1)$$

als wichtigste Auslegungsgröße wird die Temperaturverteilung auf der Elektronikoberfläche über die mittlere Temperaturdifferenz zwischen der Messstelle mit höchster und niedrigster Temperatur innerhalb eines Lastintervalls $[t_1; t_2]$ bewertet:

$$\overline{\Delta\vartheta_{\text{El}}} = \frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} (\vartheta_{\text{El,max}} - \vartheta_{\text{El,min}})(t) dt \quad (2)$$

Hier zeigt sich ein Schwachpunkt der getesteten PCM-Kühlplatten-Verbünde gegenüber der direkten Kühlung.

Um die Gleichmäßigkeit des abgeführten Wärmestroms zu beurteilen wird zusätzlich zum Maximum

$$\dot{Q}_{\text{ab,max}} = \max(\dot{Q}_{\text{ab}}(t)) \quad (3)$$

die mittlere Abweichung des Wärmestroms vom zeitlichen Mittelwert angegeben:

$$\overline{\Delta\dot{Q}_{\text{ab}}} = \frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} \sqrt{(\dot{Q}_{\text{ab,m}} - \dot{Q}_{\text{ab}}(t))^2} dt \quad (4)$$

Niedrige Werte von $\overline{\Delta\dot{Q}_{\text{ab}}}$ und damit ein gleichmäßiger abgegebener Wärmestrom deuten im Zuge dynamischer Lastverläufe auf eine hohe Effektivität des Latentwärmespeichers hin. Bezüglich dieser beiden Bewertungskriterien zeigt sich ein deutlicher Vorteil der Varianten mit PCM gegenüber der direkten Kühlung.

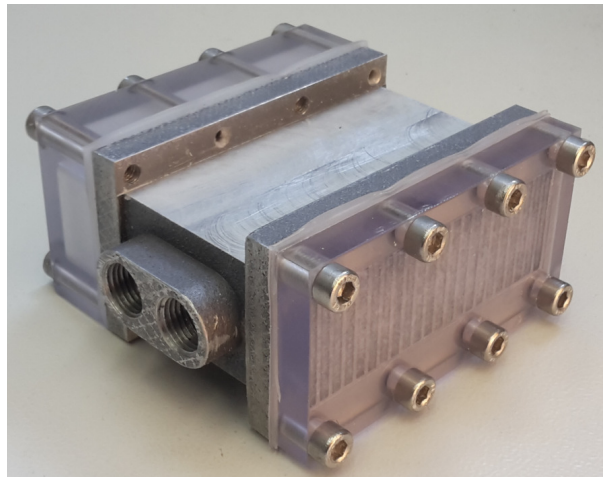


Abbildung 8: PCM-Kühlplatten-Verbund im befüllten Zustand.

Aus den ersten Versuchsergebnissen kann gefolgert werden, dass eine Anordnung der Kühl- bzw. Kältemittelleitungen im Bereich der thermischen Schnittstelle zwischen Elektronik und PCM sinnvoll erscheint, um sowohl niedrige Elektroniktemperaturen als auch eine effektive Speicherausnutzung zu erreichen. Dabei besteht mit einer feineren Durchflussgeometrie höherer Wandoberfläche das Potential die inneren Wärmeübergänge zu verbessern und die erreichbaren Temperaturen noch einmal deutlich zu reduzieren.

Neben den eigentlichen Messergebnissen lassen sich aus dem Einsatz der Vorentwürfe auch Erkenntnisse bezüglich der praktischen Anwendung ziehen. Für den Messbetrieb ist eine PCM-seitige Abdichtung, die Realisierung eines Ausdehnungsvolumens zum Ausgleich der Dichteunterschiede zwischen fester und flüssiger Phase, sowie eine Vorrichtung zur Beobachtung des PCM Zustandes erforderlich. In Abbildung 8 ist mit einem befüllten Speicher die Umsetzung eines ersten Ansatzes für diese Anforderungen dargestellt. Der beidseitig geöffnete Speicher ist auf der einen Seite mit einem Sichtfenster aus Polycarbonat versehen und mit Hilfe von zugeschnittenen Silikonmatten abgedichtet. Auf der anderen Seite ist eine Silikonmembran mit einer aufgesetzten Ausdehnungstasche angebracht, um die Volumenausdehnung auszugleichen. Während der Versuche in horizontaler Speicherausrichtung zeigt sich, dass von der Ausdehnungsmembran keine ausreichende Kraft auf das flüssige PCM ausgeübt wird, und es so zu einer Verfestigung im Bereich des Ausdehnungsvolumens kommt (siehe Abbildung 9 links). Nach dem ersten Zyklus ist deshalb im oberen Bereich des Speichers kein PCM mehr vorhanden. Um eine Verbesserung dieser Situation zu erreichen, kann das Ausdehnungsvolumen mittels geschichteter Silikonmatten verringert werden (siehe Abb. 9 rechts). Das beschriebene Problem kann hierdurch zwar minimiert werden, trotzdem ist eine konstruktive Lösung in den weiteren Entwürfen zu berücksichtigen. Des Weiteren zeigen sich Probleme bezüglich der Abdichtung mittels Silikonmatten. Insbesondere bei Versuchen in denen das flüssige PCM stärker überhitzt wird ergeben sich Undichtigkeiten, welche im weiteren Verlauf ebenfalls konstruktiv zu vermeiden sind.

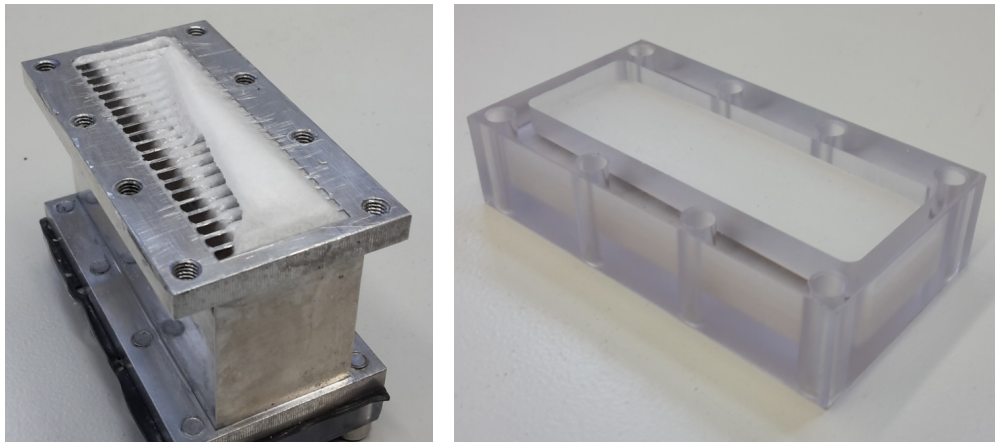


Abbildung 9: Im Bereich des Ausdehnungsvolumens verfestigtes PCM (links) sowie die verkleinerte Ausdehnungstasche (rechts).

2.2 Geometrie und Oberflächenbeschaffenheit der Verdampferleitungen

Nach den Untersuchungen im einphasigen Kühlkreislauf mit dem Fokus auf den PCM-Speicher werden verschiedene Verdampfervarianten entworfen. Um den Einfluss unterschiedlicher Parameter des Verdampfers auf den Naturumlauf separat bewerten zu können, sowie eine Beobachtung des Verdampfungsverhaltens zu ermöglichen, wird die Komponente zunächst ohne PCM-Speicher ausgeführt. Dabei werden folgende Parameter berücksichtigt:

- Geometrie der Kältemittelleitungen: Durchmesser, Anzahl, Verteilung über die Verdampferfläche
- Oberflächenbeschaffenheit

Um die genannten Einflussgrößen möglichst unabhängig voneinander bewerten zu können, werden zwei Verdampfervarianten gefertigt, welche in Abbildung 10 dargestellt sind. Die Verdampfer werden in einem Stück aus Aluminium gefräst. Die erste Variante weist zwei Kältemittelkanäle mit einem hydraulischen Durchmesser von $D_h = 6,65$ mm auf. Mit dem zweiten Verdampfer soll der Einfluss einer größeren Verdampfungsoberfläche und Kanalanzahl untersucht werden, die fünf Kältemittelkanäle haben einen hydraulischen Durchmesser von $D_h = 4,49$ mm. In beiden Fällen entspricht der Kanalquerschnitt einem aufgeklappten Rohr, um eine Öffnung Richtung Sichtscheibe zu schaffen ohne den Grundcharakter einer Rohrströmung zu verlieren.

Neben den geometrischen Eigenschaften werden zusätzlich unterschiedliche Oberflächenbeschaffenheiten getestet. Hierfür weisen die Verdampfer in den symmetrisch angeordneten Kältemittelkanälen auf der einen, lediglich gefrästen Seite eine mittlere Oberflächenrauheit von etwa $R_a = 0,7 \mu\text{m}$ auf, während die andere, zusätzlich gesandstahlte Seite eine mittlere Rauheit von $R_a = 2,2 \mu\text{m}$ hat. Die Messung der Wandtemperaturen in den Verdampfern erfolgt mittels Thermoelementen des Typs T knapp unter der Oberfläche an den in Abbildung 10 markierten Stellen.

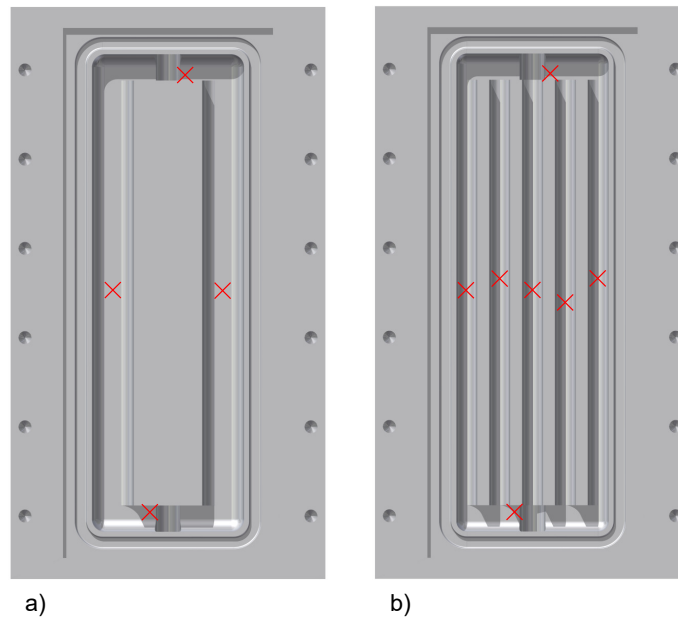


Abbildung 10: Entwürfe für den Kältemittelverdampfer mit eingezeichneten Temperaturmessstellen.

Um eine gasdichte, aber lösbare Verbindung mit dem Kreislauf zu erhalten, werden wie im übrigen Teststand Klemmringverschraubungen gewählt. Das hierfür benötigte Rohrstück wird als Teil des Verdampfers aus dem Vollen gefräst. Der Rohranschluss ist in der Aufnahme der fertig montierten Verdampferbaugruppe (Abb. 11) zu sehen. Ebenfalls ist hier die Sichtscheibe zur Beobachtung des Verdampfungsvorganges zu erkennen, welche aus Borosilikatglas gefertigt und mit dem Verdampfer verspannt ist. Auf die gezeigte Heizvorrichtung wird in Abschnitt 3 separat eingegangen.

Die in Abbildung 10 gezeigten Verdampfer mit zwei bzw. fünf Kältemittelkanälen werden mit Hilfe des in Abschnitt 3 beschriebenen Teststandes in Parameterstudien getestet. Der Einfluss der betriebsbedingten Parameter wie Rückkühltemperatur und eingebrachte Wärmeleistung auf den Naturumlauf ist in Abschnitt 3 dargelegt. Die Unterschiede bei Variation der Verdampferoberfläche und Kanalanzahl, sowie der Oberflächenrauheit lassen sich mittels der Messergebnisse unter Einsatz der beiden o.g. Verdampfer aufzeigen. In Abbildung 12 (links) sind die gemessenen Wandtemperaturen jeweils auf der glatten ($R_a \approx 0,7 \mu\text{m}$) und rauen ($R_a \approx 2,2 \mu\text{m}$) Seite der Verdampfer bei unterschiedlichen Wandwärmestromdichten und einer Rückkühltemperatur (Kältemittel am Kondensatoraustritt) von 40°C dargestellt. Im Falle zweier Kanäle mit größerem hydraulischen Durchmesser stellt sich an der glatten Verdampferwand eine um etwa $1,4\text{K}$ niedrigere Temperatur für kleine Wärmestromdichten ein, wobei sich der Temperaturunterschied auf etwa $5,3\text{K}$ im oberen Leistungsbereich erhöht. Bestimmt man hieraus einen vereinfachten lokalen Wärmeübergangskoeffizienten nach der Gleichung

$$\alpha = \frac{\dot{Q}_{\text{Heiz}}}{A_{\text{VD}} \cdot \left(T_{\text{W}} - \frac{T_{\text{KM,ein}} + T_{\text{KM,aus}}}{2} \right)}, \quad (5)$$

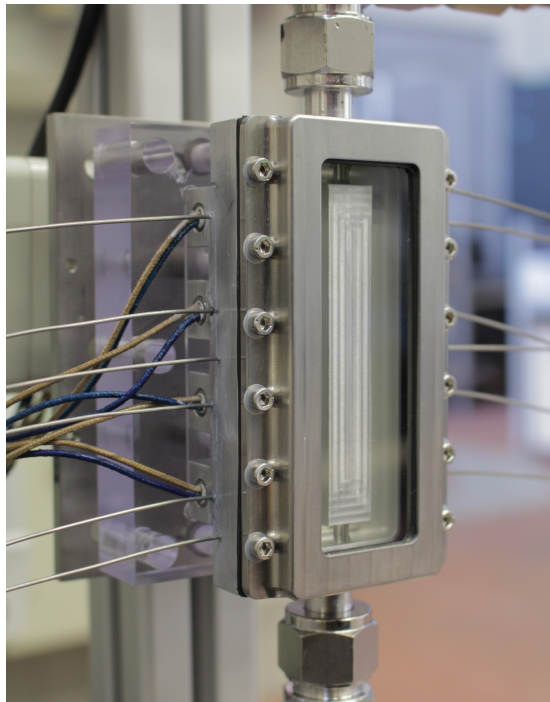


Abbildung 11: Montierte Verdampferbaugruppe mit Verspannungsvorrichtung, Heizblock, Verdampfer, Sichtglas und Thermoelementen.

wobei für T_W die lokale Wandtemperatur eingesetzt wird, ergibt sich der in Abbildung 12 (rechts) gezeigte Verlauf. Es resultiert ein entsprechend besserer Wärmeübergang auf der Seite mit glatter Wandoberfläche, was darauf hindeutet, dass ein höherer Teilmassenstrom auf dieser Seite aufgrund niedrigerer Reibungsdruckverluste eine weniger effektive Blasenbildung an der glatten Wand überkompensiert. Bei der Verdampfervariante mit fünf Kanälen kleineren hydraulischen Durchmessers liegen die Wandtemperaturen mit einer Differenz von 0,1 K bis 1,6 K deutlich näher beieinander, wobei hier die lokalen Wärmeübergangskoeffizienten auf der rauhen Seite etwas höher sind. Bildet man den Mittelwert zwischen rauher und glatter Seite, so zeigt sich für die beiden Verdampfer in weiten Bereichen ähnliche Wärmeübergangskoeffizienten (Abbildung 13). Der etwas bessere Wärmeübergang bei niedrigen Wärmestromdichten im Verdampfer mit fünf Kanälen lässt sich auf die hier ebenfalls dargestellte Massenstromdichte zurückführen, welche in diesem Bereich höher liegt und damit zu höherer Strömungsturbulenz führt. Umgekehrt tritt aus diesem Grund im oberen Leistungsbereich bei dem zweikanaligen Verdampfer der bessere Wärmeübergang auf. Insgesamt zeigt sich deutlich die für das Blasensieden charakteristische Abhängigkeit des Wärmeübergangskoeffizienten von der Wärmestromdichte.

Für die Bewertung der Kühlperformance im betrachteten Gesamtsystem ist das Verhalten der Verdampfer für verschiedene Leistungspunkte entscheidend. Die Vergrößerung der Wandoberfläche von 34 cm^2 auf 56 cm^2 zwischen dem Verdampfer mit zwei und fünf Kanälen führt zu den in Abbildung 14 dargestellten Messergebnissen. Durch die Flächenvergrößerung verschiebt sich der Betriebspunkt in den Bereich niedrigerer Wandwär-

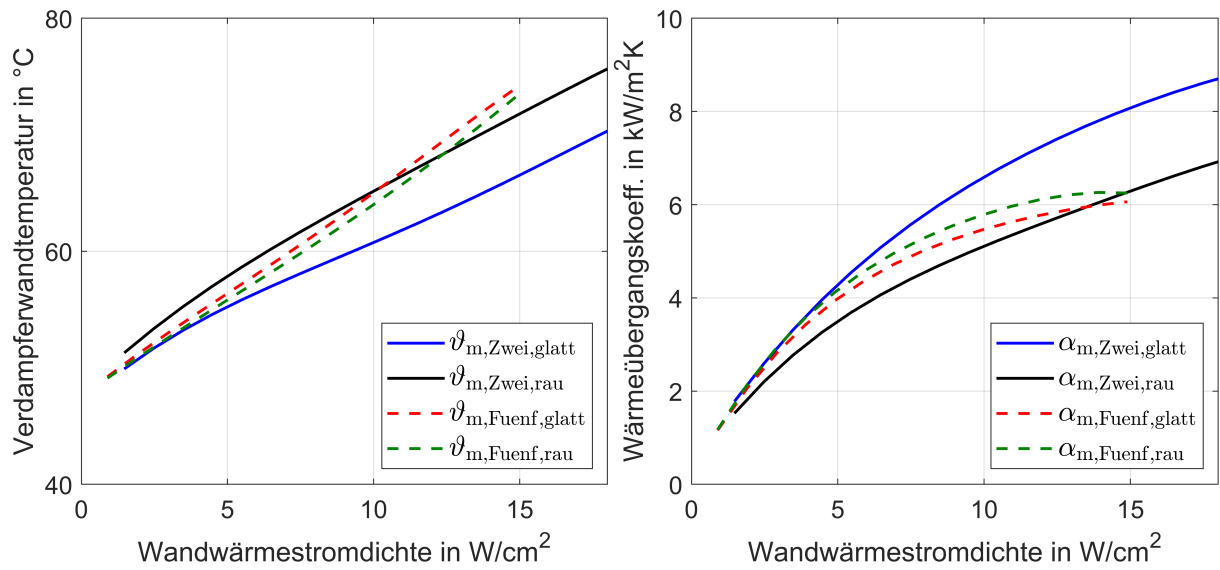


Abbildung 12: Verdampferwandtemperatur und lokaler Wärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit von der Wandwärmestromdichte für Verdampfer mit zwei und fünf Kanälen bei glatter und rauher Oberfläche.

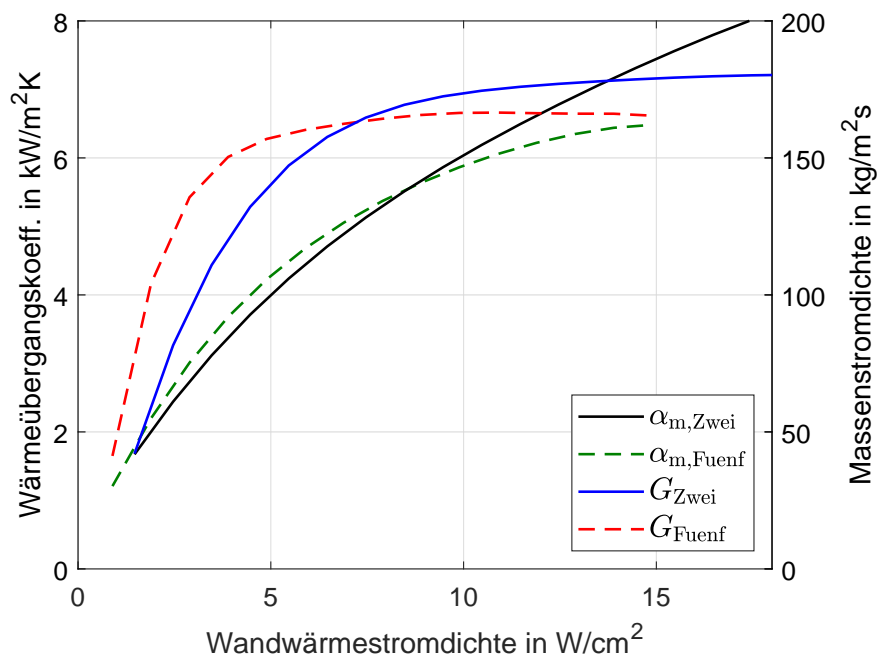


Abbildung 13: Mittlerer Wärmeübergangskoeffizient und Massenstromdichte in Abhängigkeit von der Wandwärmestromdichte für Verdampfer mit zwei und fünf Kanälen.

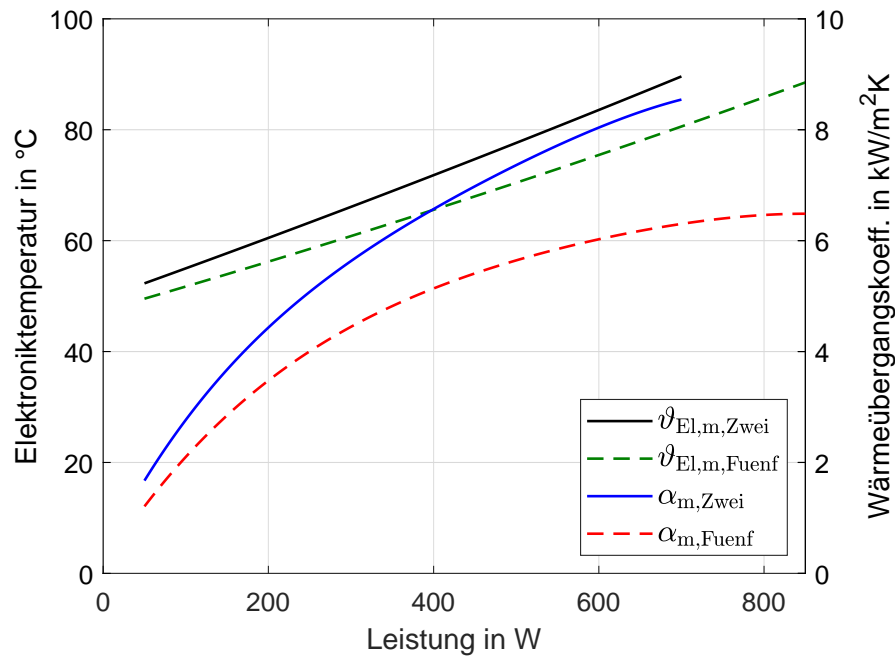


Abbildung 14: Elektroniktemperatur und mittlerer Wärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit von der Wärmeleistung für Verdampfer mit zwei und fünf Kanälen.

mestromdichten und damit kleinerer Wärmeübergangskoeffizienten. Diese liegen für den Verdampfer mit fünf Kanälen im betrachteten Leistungsbereich um 21 % bis 27 % niedriger. Aufgrund der um 65 % vergrößerten Fläche sind die Wand- und damit auch die in Abbildung 14 gezeigten Elektroniktemperaturen jedoch um 1,95 K bis 9,73 K niedriger und der Verdampfer kann die Elektronik auch in einem höheren Leistungsbereich noch ausreichend kühlen.

2.3 Auswahl und Test passender PCM-Produkte

In Vorbereitung auf die Ergänzung des Verdampfers um einen PCM-Speicher wird eine Recherche zu geeigneten Phase Change Materials verschiedener Hersteller durchgeführt. Im Wesentlichen werden hierbei folgende technische Kriterien berücksichtigt:

- Schmelztemperatur (zwischen 60 °C und 90 °C)
- Schmelzenthalpie (möglichst hoch)
- Dichte (möglichst niedrig)
- Wärmeleitfähigkeit (möglichst hoch)
- nicht korrosiv gegenüber Aluminium

In Tabelle 2 sind die Produkte aufgelistet, welche für den vorliegenden Anwendungsfall besonders geeignet erscheinen. Neben den technischen Kriterien spielen die Verfügbarkeit

Tabelle 2: Technische Eigenschaften verschiedener PCM Produkte (Herstellerangaben)

Hersteller	Produkt	Schmelztemp. in °C	Schmelzenthal- pie in kJ/kg	Dichte (fest) in kg/m ³	Wärmeleitfähig- keit in W/(mK)
<i>Rubitherm</i> (DE)	RT 64 HC	64	250*	880	0,20
	RT 70 HC	70	260*	880	0,20
	RT 82	82	170*	880	0,20
<i>Pluss</i> (IN)	savE FS65	67	218	842	0,25
	savE OM65	67	183	924	0,26
	savE HS89	88	125	1630	kA
<i>PureTemp</i> LLC (US)	PureTemp60	61	220	960	0,20
	PureTemp68	68	213	960	0,20
<i>PCM- Products Ltd</i> (GB)	A62	62	145	910	0,22
	A70	70	173	890	0,23
	A82	82	155	850	0,22

*Kombination aus sensibler und latenter Wärmespeicherung innerhalb eines Temperaturintervalls von 15 K um die Schmelztemperatur

als ungekapseltes Rohmaterial, die spezifischen Kosten sowie die Lieferzeiten eine Rolle. Aus diesen Gründen werden im weiteren Projektverlauf die genannten Produkte der deutschen Firma *Rubitherm* eingesetzt.

In Ergänzung zu der o.g. Recherche von Phase Change Materials werden relevante Stoffwerte der ausgewählten Produkte RT 64HC, RT 70HC und RT82 der Firma *Rubitherm* experimentell bestimmt und mit den Herstellerangaben verglichen.. Hierbei wird die T-History Methode angewendet, bei der die Temperaturverläufe des untersuchten Materials sowie einer Referenzprobe (Wasser) bei einem Erstarrungsvorgang aufgezeichnet werden (siehe Abb. 15). Aus dem Vergleich der Kurven lassen sich mittels verschiedener Auswertungsvarianten die Schmelzenthalpie und die spez. Wärmekapazitäten der flüssigen und festen Phase bestimmen. In Tabelle 3 sind die Messergebnisse zusammen mit den Herstellerangaben exemplarisch für RT 70HC angegeben. Ausgenommen der Auswertung nach Kravvaritis weisen die Methoden geringe Fehler auf und die Ergebnisse unterscheiden sich nur gering. Auffällig ist, dass die gemessene Schmelzenthalpie bzw. die gesamte aufgenommene Wärme Δh_{ges} innerhalb eines Temperaturintervalls von 15 K um den Schmelzpunkt im Vergleich zur Herstellerangabe deutlich höher liegt. Es ist zu vermuten, dass die Schmelzenthalpie vom Hersteller bewusst niedriger angesetzt wird, um die genannten Werte auch bei möglichen Produktionsabweichungen und nach hoher Zahl von Schmelzyklen gewährleisten zu können. Im weiteren Projektverlauf wird mit der Herstellerangabe

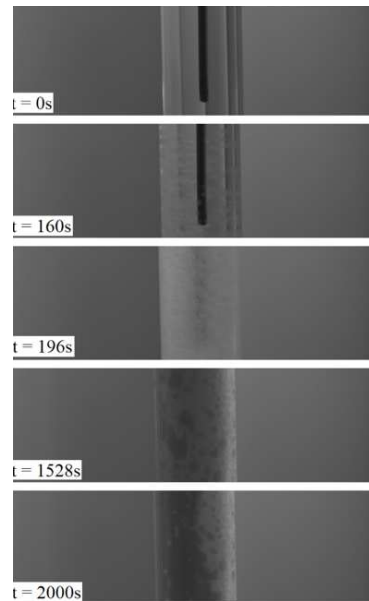


Abbildung 15: Erstarrungsvorgang im Reagenzglas mit Thermoelement bei Anwendung der T-History Methode.

Tabelle 3: Mittels T-History Methode ermittelte Werte für die spezifische Wärmekapazität der festen und flüssigen Phase, die Schmelzenthalpie sowie die Enthalpedifferenz innerhalb eines Temperaturintervalls von 15 K des Paraffins RT70HC nach verschiedenen Auswertungsmethoden.

Methode	$c_{p,l}$ in kJ/kgK	$c_{p,s}$ in kJ/kgK	Δh_{lat} in kJ/kg	Δh_{ges} in kJ/kg
Zhang	$3,41 \pm 1,86 \%$	$1,03 \pm 8,57 \%$	$363,89 \pm 1,72 \%$	-
Hong	$3,41 \pm 1,86 \%$	$2,19 \pm 2,39 \%$	$325,93 \pm 1,47 \%$	-
Kravvaritis	$4,46 \pm 12,9 \%$	$2,98 \pm 31,65 \%$	$318,03 \pm 2,85 \%$	$377,96 \pm 1,57 \%$
Marin	$3,08 \pm 4,03 \%$	$2,46 \pm 3,99 \%$	$328,46 \pm 1,99 \%$	$379,04 \pm 1,6 \%$
Hersteller	-	2	-	$260 \pm 7,5 \%$

gerechnet, da eine tatsächliche Abweichung nach oben eine höhere Speicherkapazität und damit Kühlreserve mit sich bringt.

2.4 Oberflächenbeschaffenheit und Gasdichtigkeit additiv gefertigter Verdampfer

Um einen hohen Integrationsgrad des PCM-Kühlplatten-Verbundes zu erreichen, wird dieser mittels additiver Fertigung hergestellt. Hierdurch ergibt sich insbesondere eine bessere Wärmeübertragung zwischen Kältemittel, Verdampfer, Speicher und zu kühlender Elektronik. Als Fertigungsverfahren soll weiterhin das SLM Verfahren verwendet werden. Hierbei ergeben sich gegenüber konventionellen Fertigungsverfahren Besonderheiten hinsichtlich der Oberflächenbeschaffenheit sowie der Gasdichtigkeit der Werkstücke. Da beides für die vorliegende Anwendung von großer Bedeutung ist, werden hierzu gesonderte Studien durchgeführt.

Bezüglich der Oberflächenrauheit stehen beim gewählten Fertigungsverfahren die Abhängigkeiten von den Fertigungsparametern und der Aufbaurichtung im Vordergrund. Raue Oberflächen sind beim Verdampfungsvorgang in der Regel von Vorteil, führen jedoch aufgrund der erhöhten Strömungsturbulenzen zu größeren Druckverlusten. Da beide Faktoren wichtig für den Naturumlauf sind, ist eine genaue Kenntnis über die Rauheitswerte sinnvoll. Im SLM Verfahren gefertigte Bauteile weisen eine hohe mittlere Rauheit von oftmals über $30\ \mu\text{m}$ auf. Im Gegensatz zu konventionellen Fertigungsverfahren ist die Oberfläche hierbei von anhaftenden Pulverpartikeln geprägt. Eine Nachbearbeitung ist an den Innenflächen der Kältemittelleitungen nur begrenzt möglich, weshalb die finale Oberflächenbeschaffenheit im Wesentlichen beim urformenden Prozess festgelegt wird.

Der Parametersatz für die SLM Fertigung erfolgt in Absprache mit dem Hersteller und kann je nach Anforderung angepasst werden. Die Richtungsabhängigkeit der Oberflächenrauheit sollte dagegen schon bei der Verdampferentwicklung bekannt sein. Zu diesem Zweck werden einheitliche Prüfkörper in unterschiedlichen Aufbaurichtungen von 0° bis 90° gefertigt (siehe Abbildung 16 a). und anschließend mittels Tastschnittverfahren nach ISO 4288 auf der Ober- und Unterseite vermessen. Die Messungen ergeben mittlere Rauheiten von $4\ \mu\text{m}$ bis maximal $25\ \mu\text{m}$. Hierbei ist eine eindeutige Abhängigkeit von der Aufbaurichtung zu erkennen. Auf der Oberseite der Proben (0° bis 90°) liegen die mittleren Rauheiten mit $4\ \mu\text{m}$ bis $7\ \mu\text{m}$ relativ niedrig. Die Unterseite (Überhang, 90° bis 180°) weist dagegen deutlich höhere Werte von bis zu $25\ \mu\text{m}$ auf. Bezogen auf eine Rohrgeometrie werden die entsprechenden Werte in Abbildung 16 b) dargestellt. Die o.g. genannten Vorteile einer rauen Oberfläche lassen sich so bei der Verdampferkonstruktion gezielt nutzen, um den Wärmeübergang an Flächenabschnitten mit hoher Wandwärmestromdichte zu erhöhen. Hierbei ist jedoch zu beachten, dass es sich aufgrund der anhaftenden Partikel um eine inhomogene Oberfläche handelt, welche in analytischen und numerischen Modellen kaum abzubilden ist. Eine Vorhersage über den konkreten Einfluss ist ohne experimentelle Untersuchungen daher nur schwer zu treffen.

Eine weitere Anforderung an die Kältemittelleitungen im Verdampfer ist die Dichtigkeit

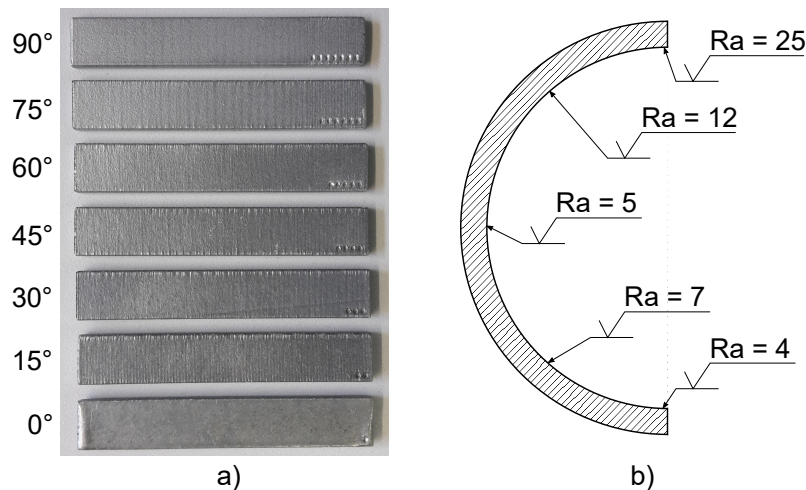


Abbildung 16: Oberseite der Prüfkörper und Messergebnisse zur Bestimmung der Richtungsabhängigkeit mittels SLM gefertigter Bauteile.

gegenüber der Flüssig- und Gasphase des Fluides innerhalb der Betriebsdrücke. Da additiv gefertigte Bauteile die grundsätzliche Möglichkeit sehr geringer Wandstärken und damit thermischer Widerstände bieten, sind zusätzliche Tests durchzuführen, um minimale erforderliche Wandstärken für die Verdampferkonstruktion zu ermitteln. Hierfür werden die in Abbildung 17 gezeigten Prüfkörper gefertigt, wobei die kritische Wandstärke einmal orthogonal zur Aufbaurichtung (Z-Richtung, Abb. 17 a) und einmal seitlich in Aufbaurichtung (XY-Ebene, Abb. 17 b) liegt. Für die Prüfung der Gasdichtigkeit wird

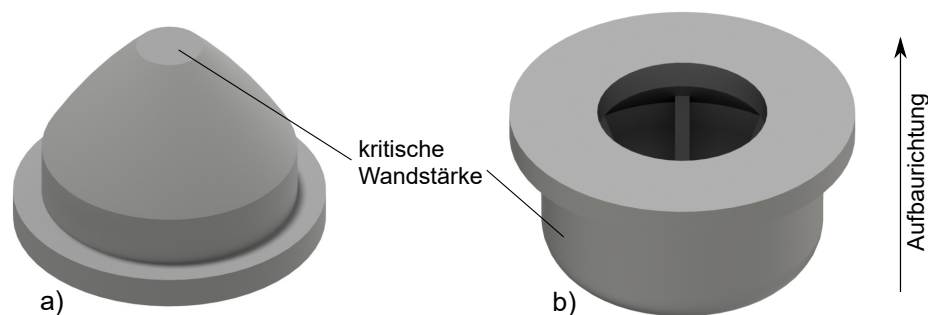


Abbildung 17: Additiv gefertigte Prüfkörper zur Ermittlung der Mindestwandstärke gasdichter Bauteile mit kritischer Wandstärke in Z-Richtung (a) und in der XY-Ebene (b).

das Blasenprüfverfahren nach DIN EN 1593 mit Luft bei einem Überdruck von 8,5 bar in Leitungswasser angewendet. Je Aufbaurichtung werden drei Prüfkörper getestet. Die Ergebnisse für die verschiedenen getesteten Wandstärke sind in Tabelle 4 aufgelistet. Es zeigt sich, dass die Gasdichtigkeit bei Wänden in Z-Richtung ab einer Wandstärke von $120\ \mu\text{m}$, bei Wänden in der XY-Ebene ab einer Wandstärke von $300\ \mu\text{m}$ gewährleistet ist. Mit Hilfe von Mikroskopaufnahmen können zusammenhängende Porenkanäle in der Wand als Quelle der Undichtigkeiten ermittelt werden. Die hierbei entscheidende Restporosität im Material kann durch den Parametersatz bei der Fertigung verringert werden,

Tabelle 4: Ergebnisse aus dem Blasenprüfverfahren für die Dichtigkeit mittels SLM-Verfahren gefertigter Prüfkörper.

Aufbaurichtung	Wandstärke in μm	Dichtigkeit
Z-Richtung	30	0 von 3
Z-Richtung	60	1 von 3
Z-Richtung	120	3 von 3
Z-Richtung	300	3 von 3
XY-Ebene	150	1 von 3
XY-Ebene	300	3 von 3
XY-Ebene	600	3 von 3
XY-Ebene	1000	3 von 3

um die Wahrscheinlichkeit von Undichtigkeiten zu minimieren. In der weiteren Konstruktion werden keine Wandstärken unterhalb von $500 \mu\text{m}$ verwendet, um Undichtigkeiten weitestgehend ausschließen zu können.

2.5 Entwicklung des PCM-Verdampfer-Verbunds

Um das Systemverhalten unter Einsatz eines PCM-Speichers für verschiedene Verdampfervarianten testen zu können, ohne alle Entwürfe im aufwändigen SLM-Verfahren fertigen zu müssen, wird zunächst ein PCM-Speicher eingesetzt, welcher an Stelle der Sichtscheibe auf dem Verdampfer montiert werden kann (siehe Abbildung 18). Zudem kann hiermit im weiteren Verlauf ein direkter Vergleich zwischen dieser differentiellen und der späteren integralen Bauweise des PCM-Verdampfer-Verbundes angestellt werden. Die Fertigung des Grundkörpers erfolgt mittels Fräsen, die Lamellenstruktur wird drahterodiert. Der so gefertigte PCM-Speicher ist im befüllten Zustand in Abbildung 19 dargestellt. In Abschnitt 2.1 wurden Probleme hinsichtlich der Ausdehnung des PCMs beim Phasenwechsel beschrieben. Diese werden in der vorliegenden Variante behoben, indem das Ausdehnungsgefäß nach oben verlagert ist und das flüssige PCM somit während des flüssig-fest Phasenwechsels durch die Gravitation zurück in den Speicher fließt. Zudem werden anstelle von Silikonmatten O-Ring Dichtungen eingesetzt, welche eine einwandfreie Abdichtung der PCM-Kammern gewährleisten. Die wesentlichen Parameter des mit RT 70HC befüllten Speichers sind in Tabelle 5 angegeben, wobei ϕ_{Alu} und ϕ_{PCM} die Massenanteile des Aluminiums bzw. des PCMs angeben und ΔQ die sensibel um den Schmelzpunkt bzw. latent aufgenommene Wärme.

Um den in Abb. 18 und 19 gezeigten separaten PCM-Speicher zu testen, werden mit dem in Abschnitt 3 beschriebenen Versuchsstand Tests durchgeführt. Eine sinnvolle Nutzung des Wärmespeichers setzt dabei eine Dynamik hinsichtlich Last (z.B. Peak-Last der Elektronik) oder des Kühlkreislaufs (z.B. Massenstromabsenkung, Anstieg der Wärmesen-

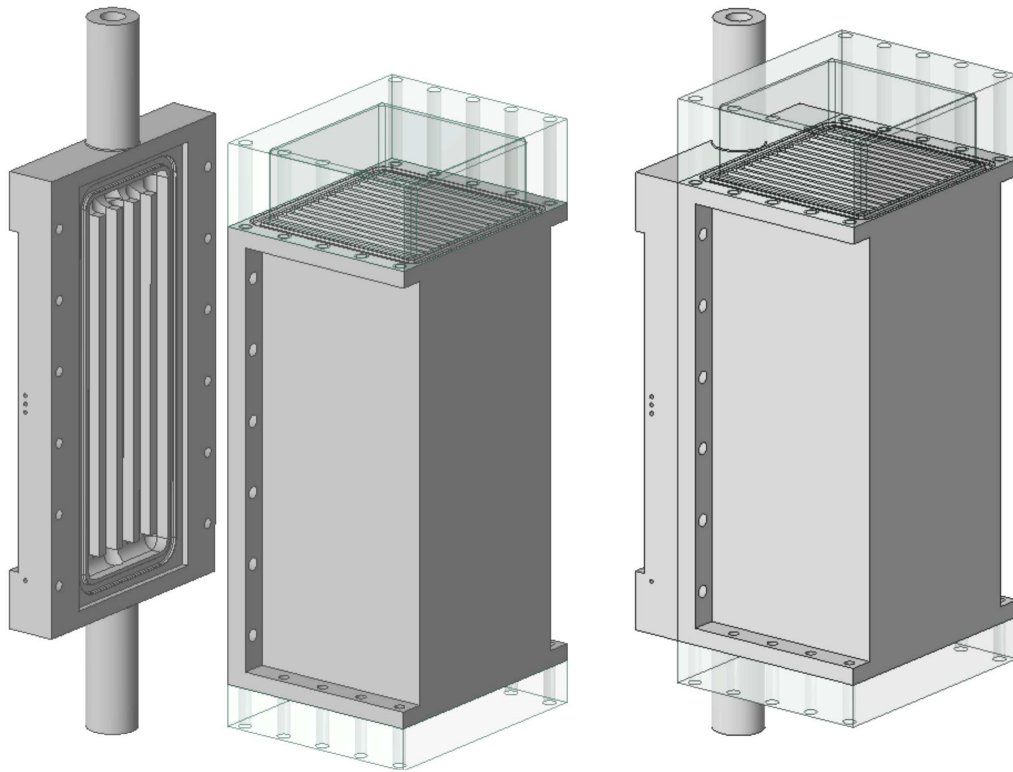


Abbildung 18: Baugruppe aus Verdampfer und PCM-Speicher in differentieller Bauweise.

temperatur) voraus. Es werden zunächst verschiedene dynamische Abläufe untersucht, welche im Flugbetrieb auftreten können, um mögliche Anwendungsfälle für den Einsatz von PCM im Naturumlaufkühlsystem zu identifizieren. In Tabelle 6 sind die unterschiedlichen Szenarien zusammen mit dem resultierenden Verhalten des Naturumlaufs, des PCMs und des Gesamtsystems bzw. der Elektroniktemperatur aufgeführt.

In allen betrachteten Fällen kann ein stabiles Anfahren des Naturumlaufs erreicht werden, wobei trotz verzögert einsetzendem Massenstrom keine wesentliche Übertemperatur der Elektronik auftritt. Lastwechsel und der Ausfall der Rückkühlung zeigen das höchste Potential hinsichtlich PCM-Anwendung und werden im Folgenden näher untersucht. Im Falle eines Kurvenflugs bzw. verringerter Höhendifferenz zwischen Verdampfer und Kondensator wird der hierdurch verringerte Massenstrom fast vollständig durch einen erhöhten Dampfgehalt kompensiert. Die resultierende annähernd konstante Sättigungstemperatur sowie die gleichermaßen konstante Elektroniktemperatur bieten kein Potential für eine PCM-Anwendung. Im Pumpenbetrieb zeigt sich eine weitere mögliche Nutzung des PCM-Speichers bei Ausfall der Pumpe. Mit dem separaten Speicher reagiert das PCM jedoch zu träge, und es kommt zu einer Übertemperatur der Elektronik, bevor das PCM den kurzzeitig ausfallenden Kühlkreislauf ausgleichen kann. Diese Anwendung sollte im weiteren Verlauf jedoch näher betrachtet werden.

In Abbildung 20 sind die mittlere und maximale gemessene Temperatur auf der Elektronikoberfläche im Zeitverlauf eines Lastwechsel-Szenarios mit und ohne PCM-Speicher

Tabelle 5: Eigenschaften des separaten PCM-Speichers.

Größe	Speicher leer	PCM (RT 70HC)	Speicher befüllt	PCM-Verdampfer- Verbund
m in g	371,6	120,5	492,1	640,8
ϕ_{Alu}	1,00	0,00	0,76	0,81
ϕ_{PCM}	0,00	1,00	0,24	0,19
$\Delta Q_{\text{sens},15\text{K}}$ in kJ	5,01	3,62	8,63	10,63
ΔQ_{lat} in kJ	0,00	27,60	27,60	27,60
$\Delta Q_{\text{ges},15\text{K}}$ in kJ	5,01	31,22	36,23	38,23

Tabelle 6: Dynamische Szenarien und resultierende Reaktionen des Kühlsystems. (\uparrow / \downarrow : Anstieg/Abfall stark; \uparrow / \downarrow : Anstieg/Abfall leicht)

Szenario	Umsetzung	Reaktion Naturumlauf	Reaktion PCM	Reaktion Elektronik
Anfahrvorgang	Anfahren verschiedener Lasten	stabil $\dot{m} \uparrow$, verzögert	kein schmelzen	$T_{\text{El}} \uparrow$, kurzer Peak
Lastwechsel	Wechsel von Grund- auf Peak-Last	$x \uparrow$, $\dot{m} \downarrow$ $\Delta T_{\text{UK}}/T_{\text{sät}} \uparrow$	langsames schmelzen	$T_{\text{El}} \uparrow$
Rückkühlausfall	Rückkühlung ausschalten bei unterschiedl. Last	$x \downarrow$, $\dot{m} \uparrow$ $T_{\text{Senke}}/T_{\text{sät}} \uparrow$	schnelles schmelzen	$T_{\text{El}} \uparrow$
Kurvenflug	Winkeländerung (verringerte Höhendiff.)	$\dot{m} \downarrow$, $x \uparrow$ $T_{\text{sät}} \approx \textit{konst}$	kein schmelzen	$T_{\text{El}} \approx \textit{konst}$
Pumpenausfall	Pumpenbetrieb, Pumpe ausschalten	-	träges schmelzen	$T_{\text{El}} \uparrow$

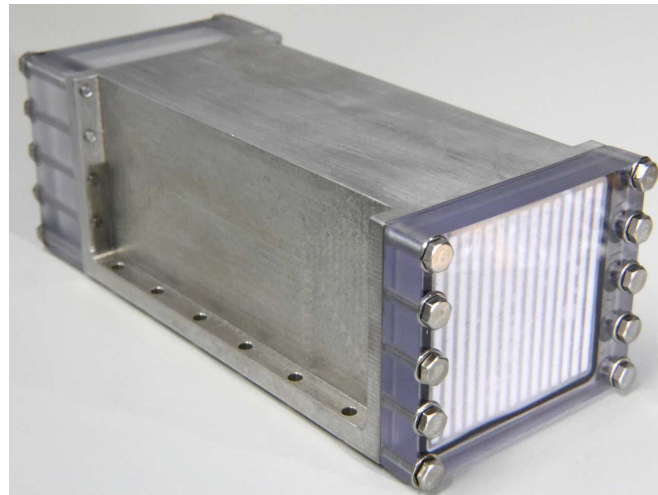


Abbildung 19: Mit RT 70HC befüllter PCM-Speicher.

dargestellt. Bei Einsatz des separaten PCM-Speichers erhöht sich die Verdampferfläche auf der Oberseite um 34 %, wodurch es bei gleicher Leistung zu niedrigeren Verdampfer- und damit Elektroniktemperaturen kommt. Aus diesem Grund wird die Grundlast zu Beginn des Versuchs von 600 W ohne PCM-Speicher auf 700 W mit PCM-Speicher erhöht, um die gleiche mittlere Elektroniktemperatur zu erreichen. Nach einer Zeit von 100 s wird die Heizleistung um 600 W auf 1200 W bzw. 1300 W erhöht. Zur Bewertung bietet sich die Zeitspanne bis zum Erreichen einer kritischen mittleren oder maximalen Temperatur auf der Elektronikoberfläche an, da diese in der Regel durch den Elektronikhersteller vorgegeben wird und maßgebend für die Auslegung des Kühlsystems ist. In Abbildung 20 ist zu erkennen, dass eine mittlere Temperatur von 90 °C ohne PCM nach 36 s, mit PCM erst nach 64 s erreicht wird. Bei einer kritischen Temperatur von 95 °C liegen die entsprechenden Werte bei 90 s ohne gegenüber 752 s mit PCM. Das System ließe sich in diesem Fall also unter Einsatz des PCMs je nach kritischer Temperatur etwa zwei- bis achtmal länger betreiben. Wird anstelle der mittleren die maximale Temperatur an der Elektronikoberfläche betrachtet, so zeigt sich, dass eine kritische Temperatur von 100 °C ohne den Einsatz von PCM nach 27 s, mit PCM nach 129 s erreicht wird. Auch nach diesem Kriterium ist also ein deutlich längerer Betrieb unter erhöhter Last möglich. Zusätzlich nimmt die Abweichung der maximalen Temperatur auf der Oberfläche von der Mitteltemperatur unter Einsatz des PCMs ab. Es kann von einer höheren Homogenität der Oberflächentemperatur ausgegangen werden, welche ein weiteres Bewertungskriterium darstellt. Trotz der niedrigeren Temperaturen kann während des Versuchs nur ein langsames, bis zuletzt unvollständiges Aufschmelzen des PCMs beobachtet werden. Aufgrund der gleichzeitigen Reaktion des Naturumlaufs auf die Überlast durch Erhöhung des Strömungsdampfgehalts kommt es nur zu einer verhältnismäßig geringen und langsamen Überschreitung der Schmelztemperatur in der Gesamtkomponente. Um eine bessere Anwendbarkeit von PCM im Naturumlauf für dieses Szenario zu erreichen, sollte das PCM in weiteren Entwürfen näher an die Elektronikoberfläche gebracht werden, wodurch sich die Entkopplung von PCM und Elektronik durch den Verdampfer verringert.

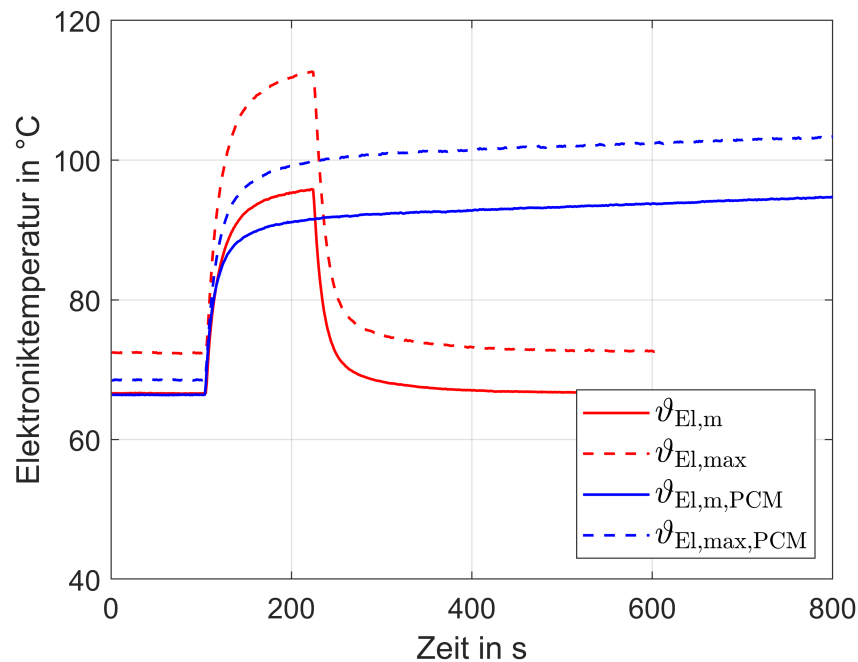


Abbildung 20: Mittlere und maximale Temperatur auf der Elektronikoberfläche mit und ohne PCM-Speicher bei einem Lastanstieg um 600 W.

In Abbildung 21 sind die mittlere und maximale gemessene Temperatur auf der Elektronikoberfläche mit und ohne PCM-Speicher bei einem Ausfall der Rückkühlung dargestellt. In diesem Versuch wird bei einer Leistung von 800 W und einer Rückkühltemperatur von 40 °C nach 100 s die Flüssigkühlung des Kondensators (vgl. Abb. 25) ausgeschaltet. Hierdurch kommt es zu einer Erhöhung der Temperatur im Kondensator, weshalb dieses Szenario mit einer Temperaturerhöhung der Wärmesenke vergleichbar ist, welche zum Beispiel unter Nutzung eines Außenhautwärmeübertragers beim Landeanflug auftreten kann. Betrachtet man erneut das Zeitintervall bis zum Erreichen einer mittleren Elektroniktemperatur von 90 °C, so liegt dies mit 141 s ohne PCM-Speicher erneut deutlich unter dem Wert von 204 s mit PCM. Bei einer kritischen Temperatur von 95 °C liegen die entsprechenden Werte bei 187 s gegenüber 268 s. Eine Maximaltemperatur auf der Oberfläche von 100 °C wird ohne PCM nach 153 s und mit PCM nach 326 s erreicht. Je nach Kriterium kann das PCM-gestützte Kühlsystem die Elektronik also etwa doppelt solange auf einem ausreichend niedrigen Temperaturniveau halten wie die reine Naturumlaufkühlung. In diesem Szenario liegt unter Einsatz des PCMs eine sehr homogene Temperaturverteilung auf der Elektronikoberfläche vor, wie die Betrachtung der Maximaltemperatur zeigt. Im Gegensatz zum vorherigen Szenario kann in diesem Fall ein schnelles und vollständiges Schmelzen des PCMs beobachtet werden. Dies ist auf die Erhöhung der Kältemitteltemperatur im Gesamtsystem zurückzuführen, wodurch auch der Schmelzpunkt des PCMs deutlich überschritten wird und ein hoher Wärmestrom in den Speicher fließt. In diesem Anwendungsfall wird unter den getesteten Szenarien die beste Speicherausnutzung erreicht.

In den Entwurf des additiv gefertigten PCM-Verdampfer-Verbundes als finale Kompo-

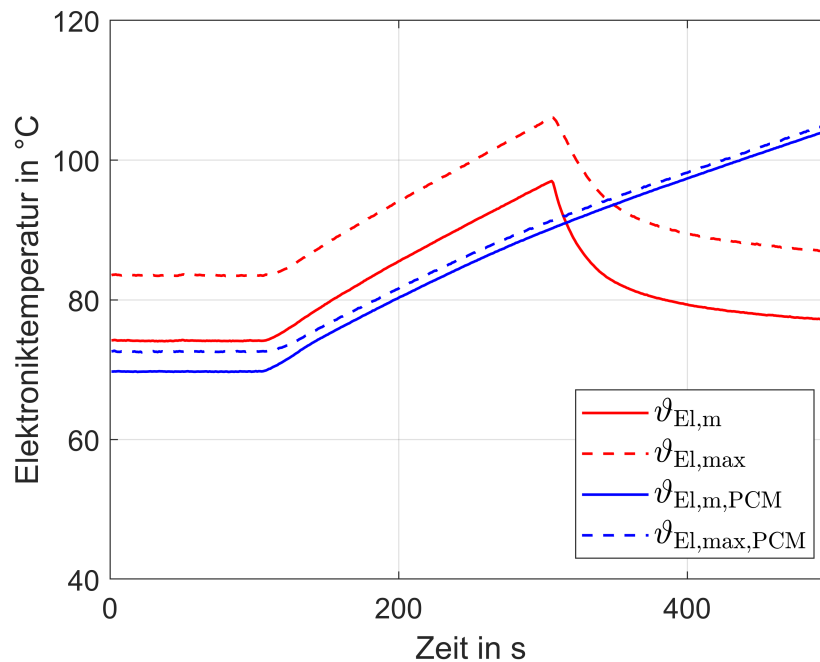


Abbildung 21: Mittlere und maximale Temperatur auf der Elektronikoberfläche mit und ohne PCM-Speicher bei einem Ausfall der Rückkühlung und einer Leistung von 800 W.

te gehen die Erkenntnisse aus den Arbeitspaketen 2.1 bis 2.3 ein. Im Wesentlichen wurden folgende Punkte berücksichtigt, wobei einige Ergebnisse aus den folgenden Abschnitten vorgegriffen werden:

- Anordnung der Verdampferrohre nahe der thermischen Schnittstelle zur Elektronik (aus AP 2.1)
- Verdampferflächenvergrößerung durch mehrere kleine Rohre (aus AP 2.1)
- Verbesserung der Strömungsführung und Rohrdurchmesser im Verdampfer ein- und austritt (aus AP 2.2, 2.3)
- Anordnung des PCMs möglichst nahe der Elektronik (aus AP 2.1)
- 24 bis 30 gerade Speicherlamellen, möglichst dünn (aus AP 2.3)
- Ausdehnungsvolumen nach oben gerichtet (aus AP 2.1)

Der resultierende Entwurf ist in Abbildung 22 dargestellt. Dieser wird mittels SLM-Verfahren hergestellt und die thermische Kontaktfläche vor dem Einbau plangefräst und poliert, um eine möglichst gute Anbindung an die Elektronik zu erreichen. Um trotz der umgesetzten Verbesserungen einen Vergleich zur oben gezeigten differentiellen Bauweise zu ermöglichen, liegt die gleiche Speicherkapazität (bezogen auf ein Temperaturintervall von 15 K) vor. Ebenso entspricht die Verdampferoberfläche und der hydraulische Durchmesser der Kältemittelleitungen annähernd dem des Verdampfers mit fünf Rohren (Abb. 10).

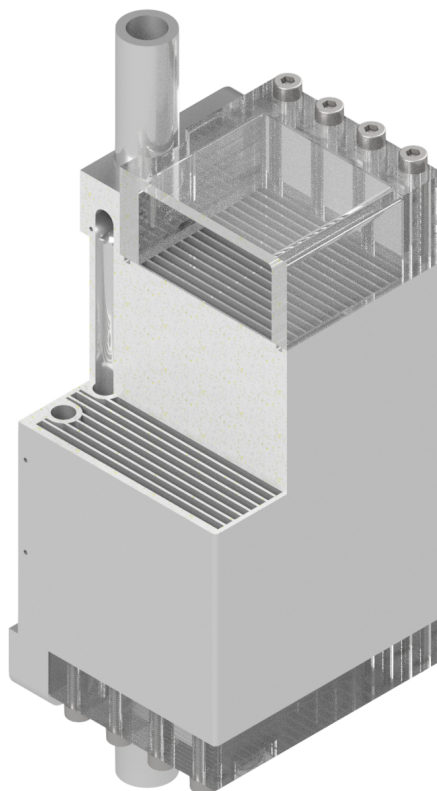


Abbildung 22: Fertiger Entwurf des PCM-Verdampfer-Verbunds in Integralbauweise.

Die wesentlichen Eigenschaften des PCM-Verdampfer-Verbunds in Integralbauweise gegenüber der differentiellen Variante sind in Tabelle 7 aufgeführt.

Zum direkten Vergleich der Kühlperformance werden die beiden o.g. dynamischen Szenarien auch mit dem additiv gefertigten und mit RT70HC befüllten PCM-Verdampfer-Verbund untersucht. In Abbildung 23 sind die gemessenen mittleren und maximalen Temperaturen auf der Elektronikoberfläche im Zeitverlauf des Lastwechsel-Szenarios für die reine Naturumlaufkühlung sowie unter Einsatz des PCM-Verdampfer-Verbunds in Differentialbauweise (Abb. 18) und in Integralbauweise (Abb. 22) dargestellt. Da beim Entwurf der additiv gefertigten Komponente für die Kältemittelkanäle Rohregeometrien mit der gleichen Gesamtoberfläche wie die des in Abschnitt 2.2 gezeigten Verdampfers mit fünf Kanälen umgesetzt wurde, kann für dieses Szenario im Gegensatz zum Test der o.g. Differentialbauweise wieder die gleiche Grundlast von 600 W wie bei reiner Verdampfung angesetzt werden. Wird erneut das Zeitintervall bis zum Erreichen einer bestimmten Temperatur bewertet, so ergibt sich für eine Mitteltemperatur von 90 °C eine Verbesserung um 386 s (+1072 %) gegenüber reiner Naturumlaufkühlung und um 358 s (+559 %) gegenüber der Differentialbauweise. Der Schmelzvorgang bei Überlast setzt in Teilen des PCMs nun deutlich früher ein und reduziert die Temperaturen vor allem zu Anfang. Eine Mitteltemperatur von 95 °C sowie eine Maximaltemperatur von 100 °C wird unter Einsatz des additiv gefertigten PCM-Verdampfer-Verbunds im gesamten Versuchszeitraum von 1000 s nicht erreicht. Dies spricht insbesondere für eine effektivere Verdampfung im

Tabelle 7: Eigenschaften des PCM-Verdampfer-Verbunds in Differential- und Integralbauweise.

	Differentialbauweise (Fräsen/Drahterodieren)	Integralbauweise (Selective Laser Melting)
Kammeranzahl/-dicke	15 / 2 mm	26 / 1,7 mm
Lamellendicke	1 mm	0,5 mm
vol. PCM-Anteil	50 %	57 %
PCM-Masse (RT70HC)	120 g	133 g
Gesamtmasse	641 g	423 g
$\Delta Q_{\text{ges},15\text{K}}$ (PCM+Alu)	31,2 + 7,0 = 38,2 kJ	34,6 + 4,0 = 38,6 kJ
Verdampferoberfläche	56 cm ²	56 cm ²
Hydraulischer Rohrdurchmesser	4,49 mm	4,84 mm

Naturumlauf durch die Verbesserung der Kanalgeometrien, da auch nach dem vollständigen Aufschmelzen des Speichers niedrigere Temperaturen als bei den anderen Varianten gemessen werden. Insgesamt lässt sich für das Lastwechsel-Szenario durch die Integralbauweise eine erheblich bessere Ausnutzung des PCMs in Kombination mit dem Naturumlauf erreichen.

Dass eine hohe Speicherausnutzung im Falle eines Rückkühlausfalls bzw. steigender Wärmenenkentemperatur bereits für die Differentialbauweise gilt, zeigt sich an den gemessenen Temperaturen in Abbildung 24. Eine mittlere Temperatur von 90 °C wird 50 s später als bei reiner Verdampfung erreicht, was gegenüber der Differentialbauweise jedoch eine Verschlechterung um 13 s (-21 %) darstellt. Für eine kritische Temperatur von 95 °C liegt der entsprechende Wert bei 70 s und damit um 11 s (-14 %) niedriger als bei Einsatz des differentiellen Verbunds. Betrachtet man die Grundtemperatur vor Versuchsbeginn, welche im Gegensatz zum vorhergehenden Szenario nicht angepasst wurde, so ist diese scheinbare Verschlechterung im Wesentlichen auf die höhere Verdampferoberfläche zurückzuführen. Insgesamt kommt es durch den langsamen Temperaturanstieg in beiden Varianten zu einem effektiven Schmelzvorgang, welcher in einer deutlichen Temperaturabsenkung resultiert. Auch eine homogene Oberflächentemperatur ist angesichts der niedrigen Abweichung der Maximaltemperatur vom Mittelwert in beiden Fällen gewährleistet.

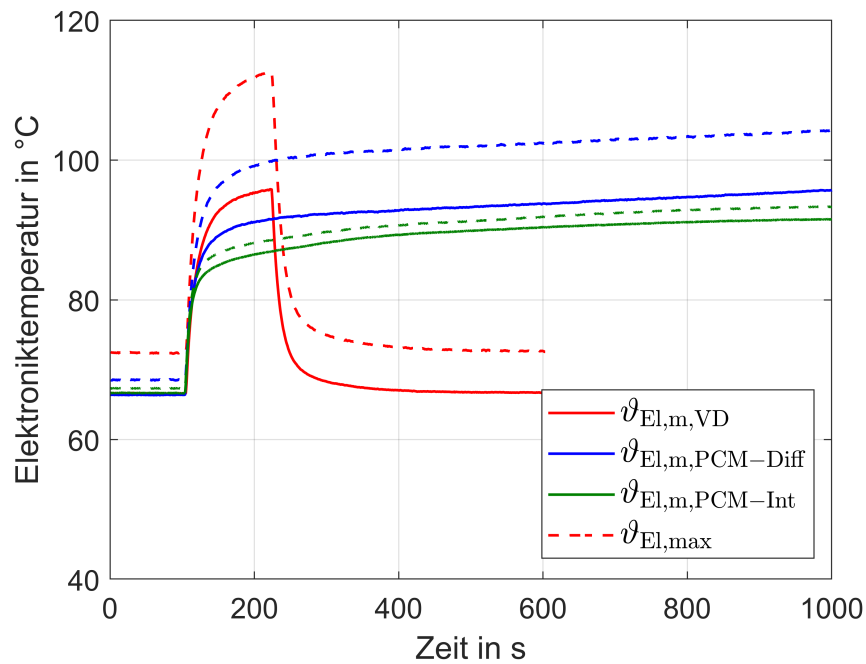


Abbildung 23: Mittlere und maximale Temperatur auf der Elektronikoberfläche mit reiner Verdampfung sowie mit PCM-Verdampfer-Verbund in Differential- und Integralbauweise bei einem Lastanstieg um 600 W.

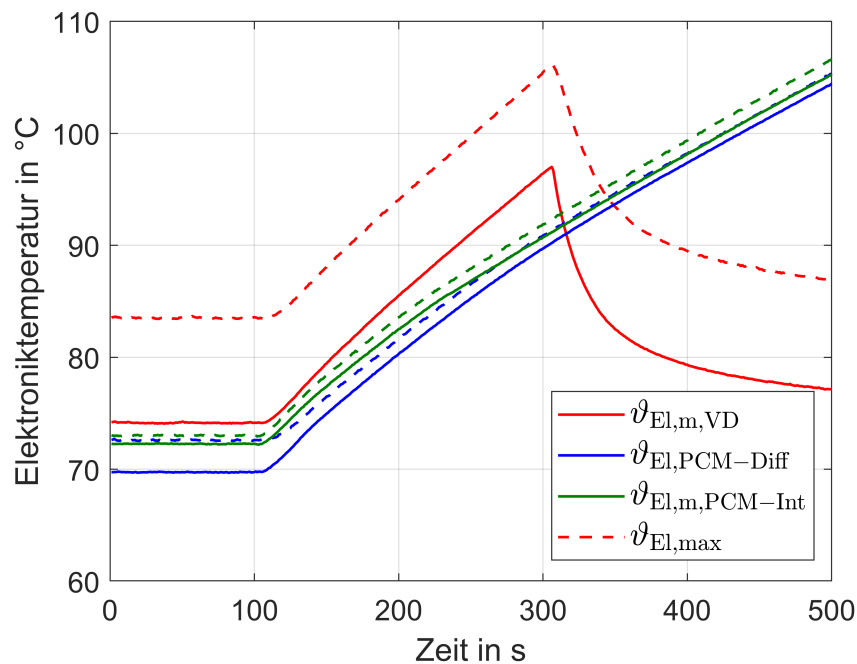


Abbildung 24: Mittlere und maximale Temperatur auf der Elektronikoberfläche mit reiner Verdampfung sowie mit PCM-Verdampfer-Verbund in Differential- und Integralbauweise bei einem Ausfall der Rückkühlung und einer Leistung von 800 W.

3 Teststand für Grundlagenuntersuchungen der Naturumlaufkühlung (AP 2.2)

Für die experimentellen Untersuchungen des PCM-Verdampfer-Verbundes als zentrale Komponente des Naturumlaufsystems wird ein entsprechender Versuchsstand konzipiert, ausgelegt und aufgebaut. Hierbei steht zwar die o.g. Komponente im Fokus und wird umfangreich messtechnisch erfasst, dennoch wird der Gesamtkreislauf anwendungsnah umgesetzt, da eine intensive Kopplung zwischen dem Verdampfer und den Kreislaufparametern besteht und in die Betrachtung der Einzelkomponente mit einbezogen werden muss. So werden neben den in Abschnitt 2 beschriebenen dynamischen Vorgängen in diesem Kapitel grundlegende Parameterstudien zum Naturumlauf in einer Flugzeuganwendung durchgeführt.

3.1 Auslegung und Aufbau des Versuchsstandes

In Absprache mit dem Projektpartner ZAL sowie den assoziierten Projektpartnern Airbus und Diehl werden die Randbedingungen für den Teststand festgelegt, um möglichst anwendungsnahe Betriebsfälle abzubilden. Ausgegangen wird hierbei von einem dreiphasigen Leistungselektronikmodul, welches je Phase einen mittleren Wärmestrom von 700 W abgibt. Die maximale Junctiontemperatur sollte dabei 100 °C nicht übersteigen. Unter Berücksichtigung der treibenden Temperaturdifferenz zwischen Elektronik und Kältemittel ohne Überschreitung der Maximaltemperatur wird eine Betriebstemperatur des Naturumlaufes von etwa 60 °C angesetzt. Hiermit ergibt sich auch ein ausreichender Temperaturbereich für die Schmelz- und Erstarrungsvorgänge im PCM. Da im Gegensatz zum Teststand bei der *ZAL GmbH* (AP 1.4 im Projekt) hier der Fokus auf der Untersuchung des einzelnen PCM-Kühlplatten-Verbundes liegt, wird nur einer der ansonsten drei parallel geschalteten Verdampfer eingesetzt. Die aus den Randbedingungen abgeleitete Anforderungsliste ist im Anhang zu finden (A.2).

Die Anforderungen an das PCM und die zugehörige Stützstruktur sind bereits in Abschnitt 2 betrachtet worden. Entsprechend der Anforderungsliste wird ein Schema für den Aufbau des Teststandes entwickelt, welches in Abbildung 25 gezeigt ist. Hierin sind alle wesentlichen Kreislaufkomponenten sowie die Messstellen für Temperatur, Druck, Differenzdruck und Massenstrom eingezeichnet. Nach Evakuierung des Systems wird zunächst ein Sammelbehälter mit dem Kältemittel befüllt, aus dem anschließend die gewünschte Menge in den Kreislauf geleitet und ggf. wieder zurück gepumpt werden kann. Zur Bemessung der Kältemittelfüllmenge wird der Sammelbehälter während der Befüllung gewogen. Im Bypass des Naturumlaufes ist eine Zahnradpumpe verbaut, mit welcher bestimmte Massenströme eingestellt werden können und sich die Eignung des Naturumlaufes als Ersatz für eine ausfallende Pumpe testen lässt.

In Anlehnung an die Kältemittelstudie am *ZAL* (AP 1.2) wird in Hinblick auf die genannten Anforderungen das HFO-Kältemittel R1233zd(E) der Firma *Honeywell Solstice* als Arbeitsfluid eingesetzt, wesentliche Eigenschaften sind in Tabelle 8 aufgeführt.

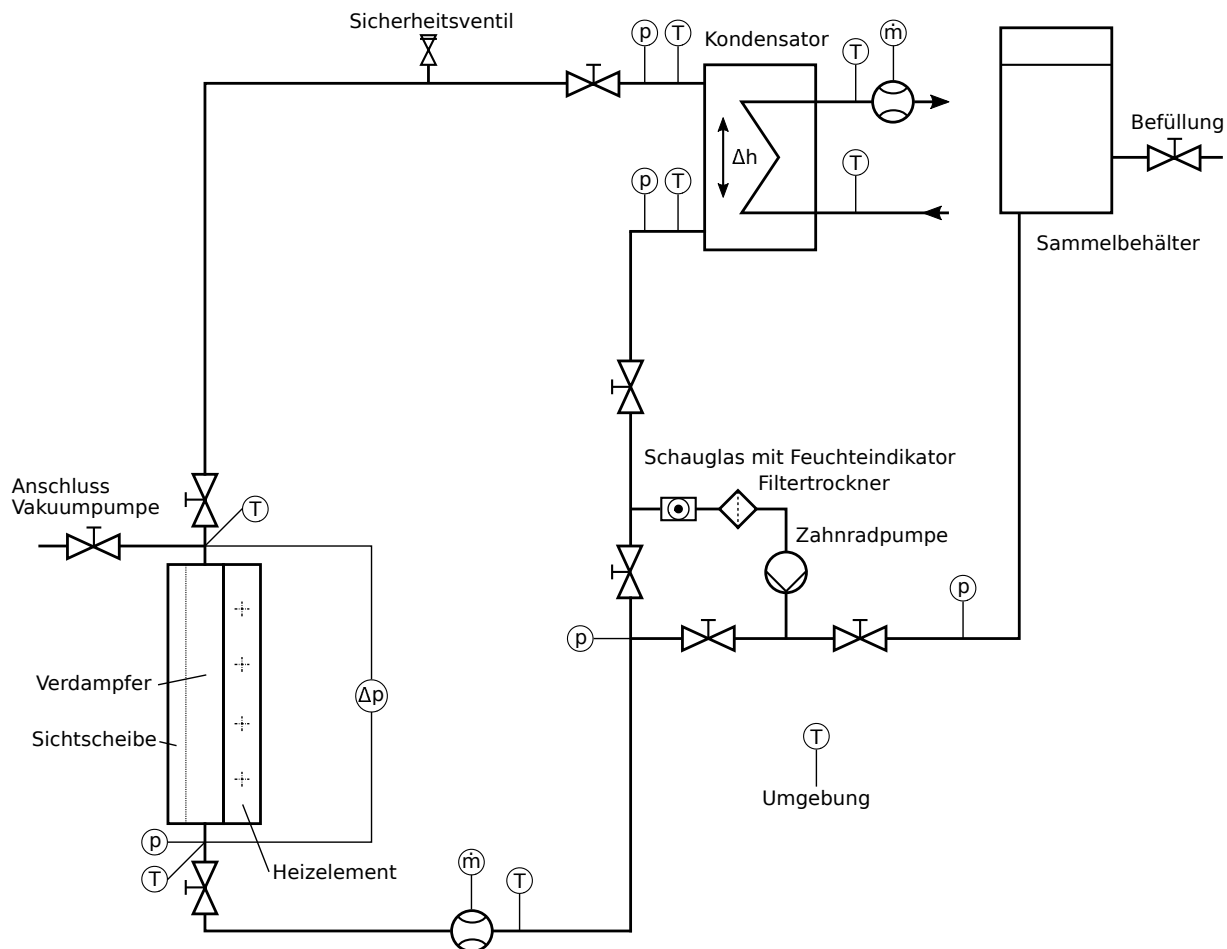


Abbildung 25: Schema des Teststandes mit allen wesentlichen Kreislaufkomponenten und Messstellen.

Tabelle 8: Stoffeigenschaften von R1233zd(E) bei Raumtemperatur (20 °C) und angesetzter Betriebstemperatur (60 °C).

Eigenschaft	Temperatur in °C	
	20	60
Dampfdruck in bar	1,08	3,91
Verdampfungsenthalpie in kJ/kg	193,7	171,2
Dichte flüssig in kg/m ³	1275	1173
Spez. Wärmekapazität flüssig in J/kgK	1208	1283

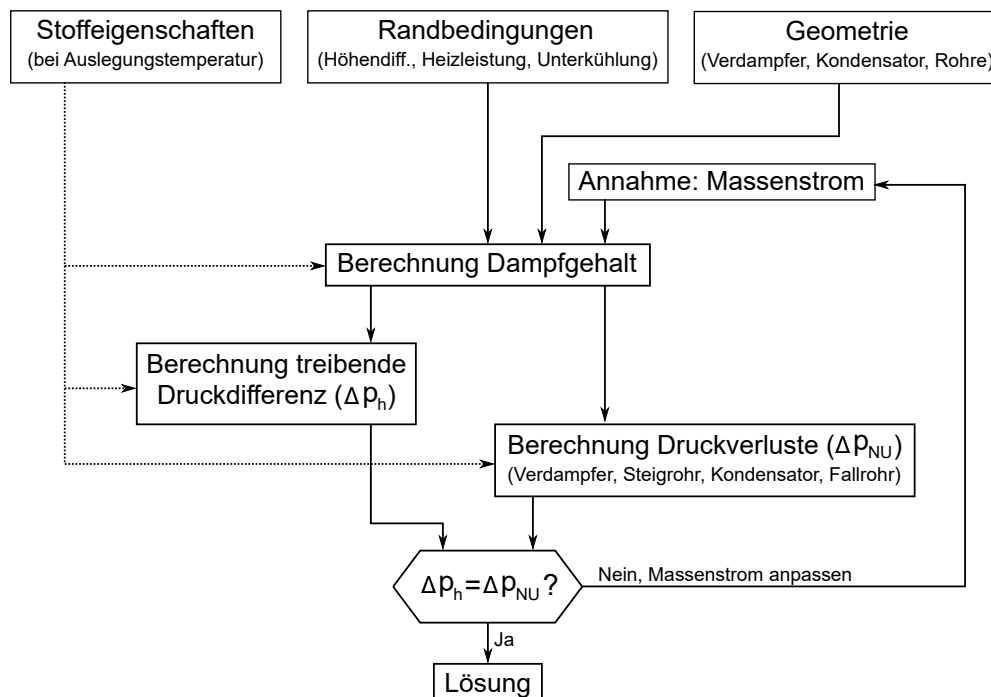


Abbildung 26: Berechnungsablauf zur Auslegung des Naturumlaufs.

Die Auslegung der für den Kreislauf relevanten geometrischen Größen erfolgt nach dem in Abbildung 26 dargestellten Berechnungsablauf, mit dem die Impuls- und Energiebilanz für den Naturumlauf aufgelöst wird. Hierbei gehen die Stoffeigenschaften, die Randbedingungen sowie die Geometrie des Verdampfers, des Kondensator und der Steig- und Falleitung in die Berechnungen ein. Zunächst wird unter Annahme eines Massenstroms mit Hilfe der Energiebilanz um den Verdampfer der Dampfgehalt am Verdampferaustritt bestimmt:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot (c_p \cdot \Delta T_{UK} + \dot{x} \cdot h) \quad (6)$$

$$\Leftrightarrow \dot{x} = \frac{\dot{Q}}{\dot{m} \cdot h} - \frac{c_p \cdot \Delta T_{UK}}{h}. \quad (7)$$

Anschließend können die treibende Druckdifferenz und die Druckverluste in den einzelnen Komponenten berechnet werden. Letztere setzen sich aus den Druckdifferenzen aufgrund von Beschleunigung (nur im Verdampfer und Kondensator), Gravitation und Reibung sowie den Einzeldruckverlusten in Bögen und Verzweigungen zusammen. Zur Berechnung der zweiphasigen Reibungsdruckverluste werden dabei die separated flow Modelle von Lockhart-Martinelli und Friedel verwendet. Da als Kondensator ein Plattenwärmeübertrager eingesetzt werden soll, dessen genaue Geometrie unbekannt ist, wird für die Druckverluste an dieser Stelle der Auslegungswert der Firma *SWEP* angenommen. Es wird ein Gegenstromwärmeübertrager mit zehn Platten und einer gesamten Übertragungsfläche von $0,224 \text{ m}^2$ eingesetzt. Für das Steigrohr wird ein transparenter PFA-Schlauch mit einem Innendurchmesser von $8,8 \text{ mm}$, für das Fallrohr mit einem Innendurchmesser von $6,8 \text{ mm}$ ausgewählt. Im Auslegungsfall mit einer Leistung von 700 W ergibt sich so Bei-

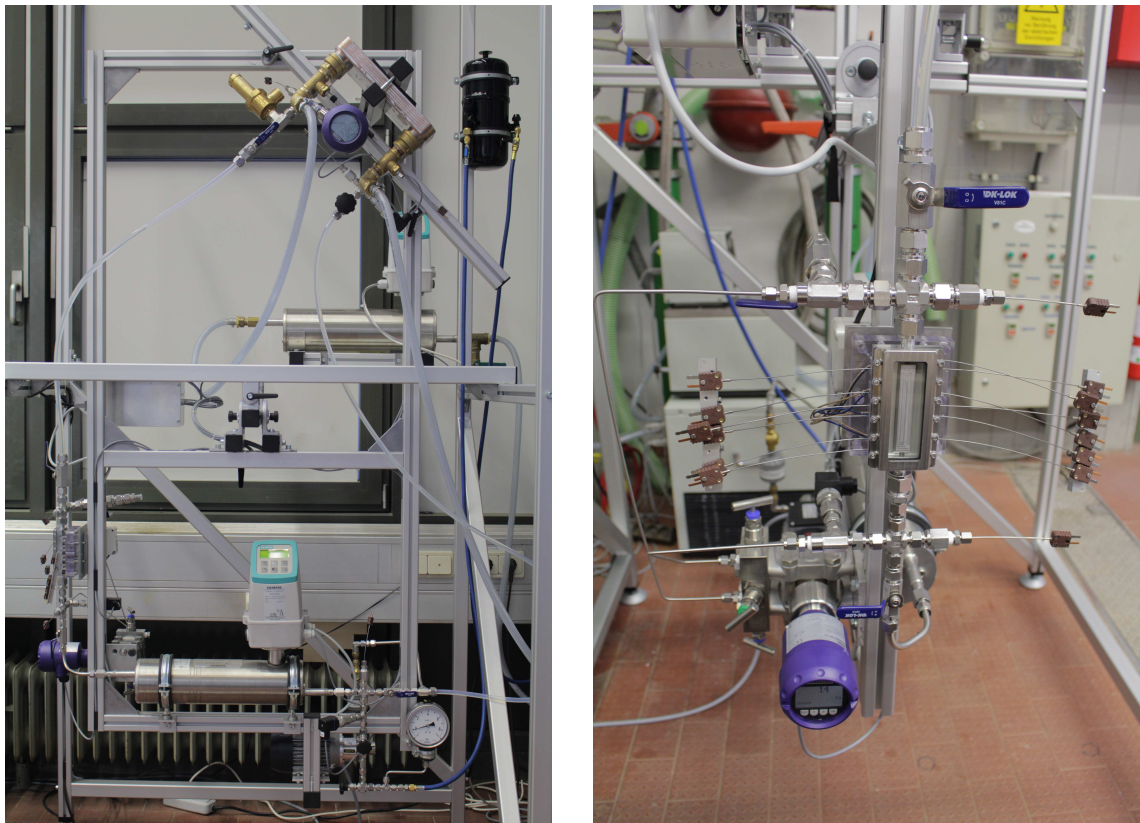


Abbildung 27: Montierter Naturumlauf-Teststand im ungedämmten Zustand.

spielsweise ein Massenstrom von etwa 12 g/s unter Einsatz des Verdampfers mit zwei Kanälen (vgl. Abb. 10 a) und einer Höhendifferenz zwischen Verdampfer und Flüssigkeitsspiegel im Fallrohr von 0,8 m.

In Abbildung 27 ist der montierte, noch ungedämmte Teststand mit allen wesentlichen Komponenten zu sehen. Der Bereich um den Verdampfer mit Temperatur-, Druck- und Differenzdruckmessstellen ist noch einmal gesondert gezeigt. Die Rückkühlung erfolgt durch ein Kälteaggregat, über das ein Propylenglykol-Wasser-Gemisch dem Plattenwärmeübertrager bei konstanter Temperatur zugeführt wird. Die zu kühlende Elektronik wird durch ein Heizmodul abgebildet, welches bereits in Abbildung 11 gezeigt wurde. Über vier Heizpatronen kann ein Gesamtwärmestrom von 1280 W eingebracht werden, um neben der Grundlast auch gezielte Versuche zu Peak-Lasten durchführen zu können. Die Heizpatronen sind in einen Aluminiumblock eingepresst, welcher nahe der Oberfläche mit acht Thermoelementen zur Messung der repräsentativen Elektroniktemperatur versehen ist. Versorgt werden die Heizpatronen über ein programmierbares Labornetzgerät. Die Versuchüberwachung, Steuerung der Heizleistung und Pumpe sowie die Messwertaufnahme erfolgt mittels DA-Wandler der Firma *National Instruments* und einer *Labview* Umgebung.

Die eingesetzten Messsensoren sind zusammen mit den jeweiligen Messunsicherheiten in

Tabelle 9: Eingesetzte Messsensoren mit dazugehörigen Messunsicherheiten.

Messgröße	Sensortyp	Messunsicherheit
Temperatur (Verdampfer)	Thermoelement Typ T, Klasse 1	$\pm 0,5$ K
Temperatur (Kreislauf)	Pt100 Widerstandsthermometer	$\pm 1/3 \cdot (0,3 + 0,005 \cdot \vartheta)$ K
Druck	Piezoresistiver Drucksensor	$\pm 0,25$ % d. Messspanne
Differenzdruck	Piezoresistiver Differenzdrucksensor	$\pm 0,075$ % d. Messspanne
Massenstrom	Coriolis-Massenstromsensor	$\pm 0,1$ % d. Messgröße

Tabelle 9 aufgelistet. Im Kühlkreislauf sowie im Vor- und Rücklauf des Rückkühlsystems werden Widerstandsthermometer eingesetzt, welche eine hohe Genauigkeit aufweisen und damit eine gute Energiebilanzierung ermöglichen. Im Bereich des PCM-Verdampfer-Verbundes werden Thermoelemente verwendet, da diese aufgrund ihrer geringen Größe einfach zu platzieren sind und schnellere Temperaturwechsel gemessen werden können.

3.2 Einfluss der Wärmeleistung und Rückkühltemperatur

Die in Abbildung 10 gezeigten Verdampfer mit zwei bzw. fünf Kanälen wurden hinsichtlich ihrer Unterschiede in Geometrie und Oberfläche in Abschnitt 2 betrachtet. Um das Verhalten des Naturumlaufs in verschiedenen Flugsituationen voraussagen zu können und die jeweilige Relevanz der äußeren Einflussgrößen zu bewerten, werden Parameterstudien ohne den Einsatz von PCM durchgeführt. Dabei wird der Verdampfer mit fünf Kanälen eingesetzt, jeweils ein stationärer Betriebszustand angefahren, über eine Zeit von 5 Minuten sekundlich aufgenommen und die Messgrößen zeitlich gemittelt.

Zunächst wird der Einfluss der abzuführenden Wärmeleistung und der Rückkühltemperatur (Kältemitteltemperatur am Kondensatoraustritt) als Maß für die Temperatur der Wärmesenke im Flugzeug betrachtet. Neben den variierten Parametern werden die folgenden Randbedingungen gesetzt:

- Höhendifferenz zwischen Verdampferaustritt und Kondensatoreintritt: 100 cm
- Kondensator um 45° gegenüber dem Kreislauf geneigt
- Kältemittelfüllmenge: 700 g

Hierbei ist anzumerken, dass die genannte Füllmenge zu einer vollständigen Füllung des Fallrohrs in allen Betriebspunkten führt und sich in den weiteren Studien als deutlich oberhalb des Optimums herausgestellt hat (vgl. Abschnitt 5).

Der Betriebszustand im stationären Fall wird bei gegebenen geometrischen Randbedingungen im Wesentlichen durch den Kältemitteldruck und die aktuelle Wärmelast bzw. Heizleistung festgelegt. Ersterer variiert aufgrund der fehlenden Pumpe innerhalb des Kreislaufs nur gering und wird daher maßgeblich vom Sättigungsdruck im Kondensator und damit von der Rückkühltemperatur bestimmt. Der Massenstrom ergibt sich schließlich aus der Impulsbilanz der treibenden Druckdifferenz zwischen Steig- und Fallrohr mit den Druckverlusten im Kreislauf. In Abbildung 28 ist der Massenstrom über der Heizleistung für verschiedene Rückkühltemperaturen aufgetragen. Es zeigt sich, dass der Massenstrom

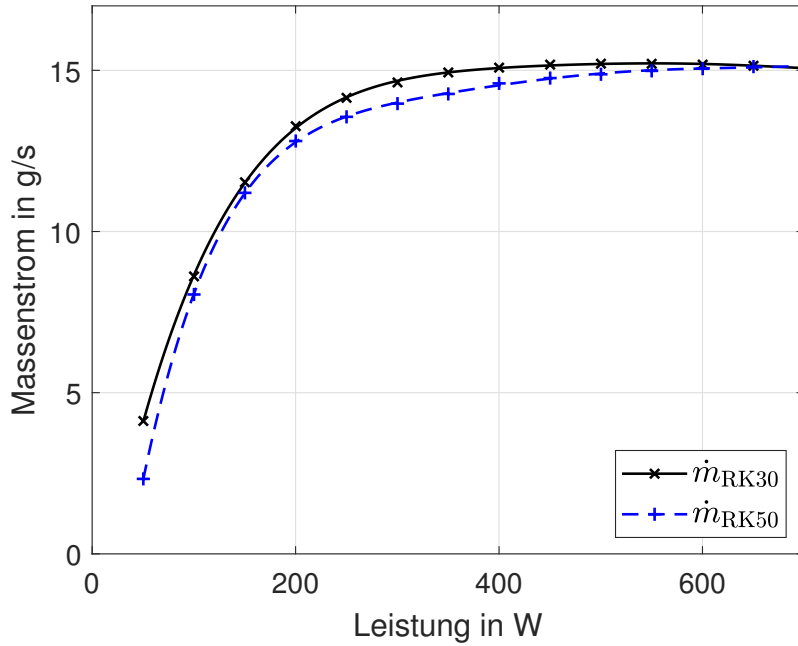


Abbildung 28: Massenstrom in Abhängigkeit von der Wärmeleistung für Rückkühltemperaturen von 30 °C und 50 °C.

nach einer deutlichen Zunahme im unteren Lastbereich ein Maximum erreicht und mit weiter steigender Leistung annähernd konstant bleibt. Die genauen Einflüsse der Wärmeleistung und Rückkühltemperatur auf den sich ergebenden Massenstrom lassen sich gut anhand der einzelnen Anteile der Impulsbilanz erläutern. Diese setzt sich aus den Druckdifferenzen aufgrund von Reibung (in allen Kreislaufteilen), Beschleunigung/Verzögerung (im Verdampfer und Kondensator) und Gravitation (in allen Leitungen mit Höhenunterschied) zusammen:

$$\Delta p_{\text{ges}} = \Delta p_{\text{Reibung}} + \Delta p_{\text{Beschleunigung}} + \Delta p_{\text{Gravitation}} \quad (8)$$

Die treibende Druckdifferenz ergibt sich dabei als Teil von $\Delta p_{\text{Gravitation}}$ aus dem Dichteunterschied zwischen Steig- und Fallrohr:

$$\Delta p_{\text{Antrieb}} = (\rho_{\text{Fallrohr}} - \rho_{\text{Steigrohr}}) \cdot g \cdot \Delta h \quad (9)$$

$$= (\rho_l - (\rho_l(1 - \epsilon) + \rho_g \cdot \epsilon)) \cdot g \cdot \Delta h \quad (10)$$

Hierbei ist ϵ der volumetrische Dampfgehalt im Steigrohr und Δh die Höhendifferenz zwischen Verdampferaustritt und Flüssigkeitsspiegel im Fallrohr. Die größten Druckverluste treten in der Zweiphasenströmung im Verdampfer und Steigrohr auf, weshalb diese im Folgenden näher betrachtet werden. In Abbildung 29 sind die Beträge der gemessenen Druckdifferenzen über dem Fallrohr, Steigrohr und den Verdampfer für zwei unterschiedliche Rückkühltemperaturen aufgetragen. Der Gravitationsanteil der Druckdifferenz über

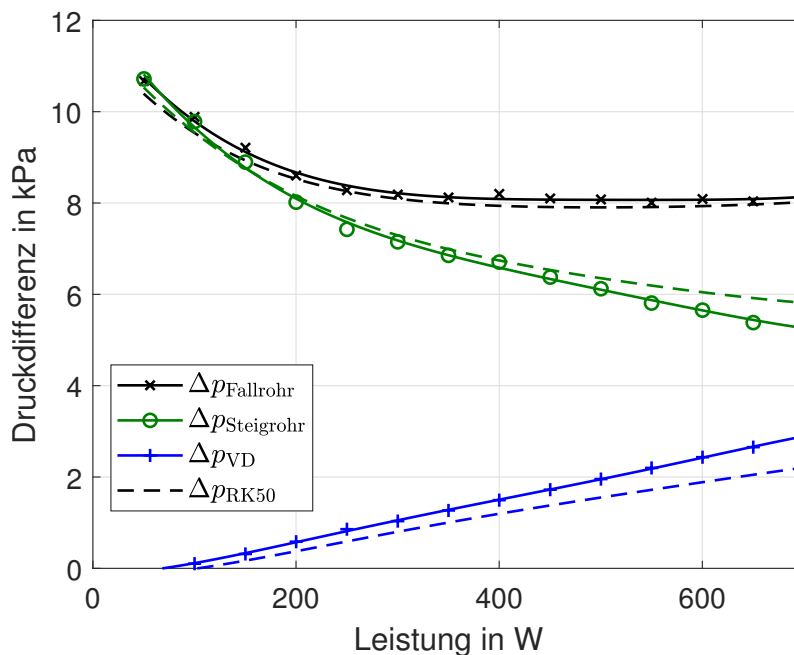


Abbildung 29: Beträge gemessener Druckdifferenzen über dem Fallrohr, Steigrohr und Verdampfer in Abhängigkeit von der Wärmeleistung für Rückkühltemperaturen von 30 °C und 50 °C.

dem Fallrohr $\Delta p_{\text{Fallrohr}}$ stellt dabei neben geringen Reibungsdruckverlusten den positiven Anteil von $\Delta p_{\text{Antrieb}}$ dar. Im unteren Lastbereich sinkt die Kurve ab, da der Massenstrom und damit die einphasigen Reibungsdruckverluste im Fallrohr zunehmen. Ansonsten bleibt die Druckdifferenz aufgrund jeweils konstanter Rückkühltemperatur für alle Leistungen gleich. Die Druckdifferenz über das Steigrohr setzt sich aus dem zweiphasigen Reibungsdruckverlust und dem Gravitationsanteil zusammen. Der Reibungsdruckverlust nimmt mit zunehmendem massenspezifischen Dampfgehalt und Massenstrom und damit auch mit der Leistung zu. Gleichzeitig sinkt die Gravitation aufgrund der mit dem volumetrischen Dampfgehalt abnehmenden Dichte im Steigrohr stark ab. Insgesamt ergibt sich so eine abnehmende Gesamtdruckdifferenz. Im höheren Leistungsbereich nimmt dieser Effekt ab, da der volumetrische Dampfgehalt weniger stark zunimmt und die Reibungsdruckverluste dominieren. Im Verdampfer dominieren aufgrund der geringen Höhenunterschiede die Reibungs- und Beschleunigungsdruckverluste, welche sich analog zum massenspezifischen Dampfgehalt verändern. Dieser steigt entsprechend der Energiebilanz (Gl. 7) linear mit der Leistung, weshalb auch der gemessene Wert etwa linear zunimmt. Wie in Abbildung 29 zu erkennen ist, addieren sich in jedem Betriebspunkt die Verluste im Verdampfer und Steigrohr zu der verfügbaren treibenden Druckdifferenz im Fallrohr. Aus der Gesamt-

bilanz

$$\Delta p_{\text{Antrieb}}(\epsilon) = \Delta p_{\text{Verluste}}(\epsilon, \dot{x}, \dot{m}) \quad (11)$$

ergibt sich so der in Abbildung 28 gezeigte Massenstromverlauf.

Der Einfluss der Rückkühltemperatur auf das System lässt sich ebenfalls an den in Abbildung 29 gezeigten Verläufen erkennen. Die Veränderungen sind hierbei durch die Änderung der Stoffeigenschaften, insbesondere durch den Kältemitteldruck bedingt. Bei höherer Rückkühltemperatur zeigt sich zum einen ein etwas niedrigerer hydrostatischer Druck im Fallrohr aufgrund der verringerten Flüssigkeitsdichte. Zum anderen ergeben sich insbesondere Unterschiede in der Zweiphasenströmung, wo aus dem höheren Systemdruck eine erhebliche Dichtesteigerung der kompressiblen Gasphase resultiert. Hierdurch verringert sich zusätzlich der volumetrische Dampfgehalt. Insgesamt sinken so die Druckverluste aufgrund von Reibung und Beschleunigung, während der hydrostatische Druck zunimmt. Im Verdampfer dominieren die beiden erstgenannten Anteile, weshalb eine geringere Druckdifferenz für die höhere Rückkühltemperatur von 50 °C erkennbar ist. Im Steigrohr dagegen dominiert der Gravitationsanteil und eine etwas höhere Druckdifferenz stellt sich ein. Aus der Gesamtbilanz ergeben sich für höhere Rückkühltemperaturen damit etwas niedrigere Kältemittelmassenströme, wie in 28 erkennbar ist.

Der Einfluss von Wärmeleistung und Rückkühltemperatur auf die Temperatur der zu kühlenden Elektronik als wichtigste Zielgröße ist in Abbildung 30 gezeigt. Mit der Rück-

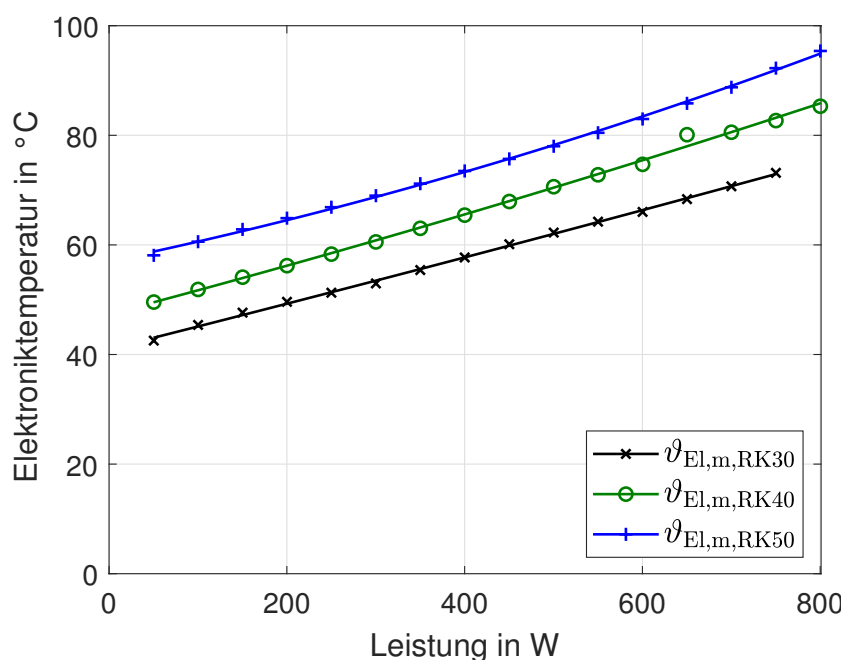


Abbildung 30: Mittlere Elektroniktemperatur in Abhängigkeit von der Wärmeleistung für verschiedene Rückkühltemperaturen.

kühlung wird das Grundniveau der Temperatur im System festgelegt. Die Elektroniktemperatur ergibt sich dann aus den einzelnen Temperaturdifferenzen zwischen Kondensator

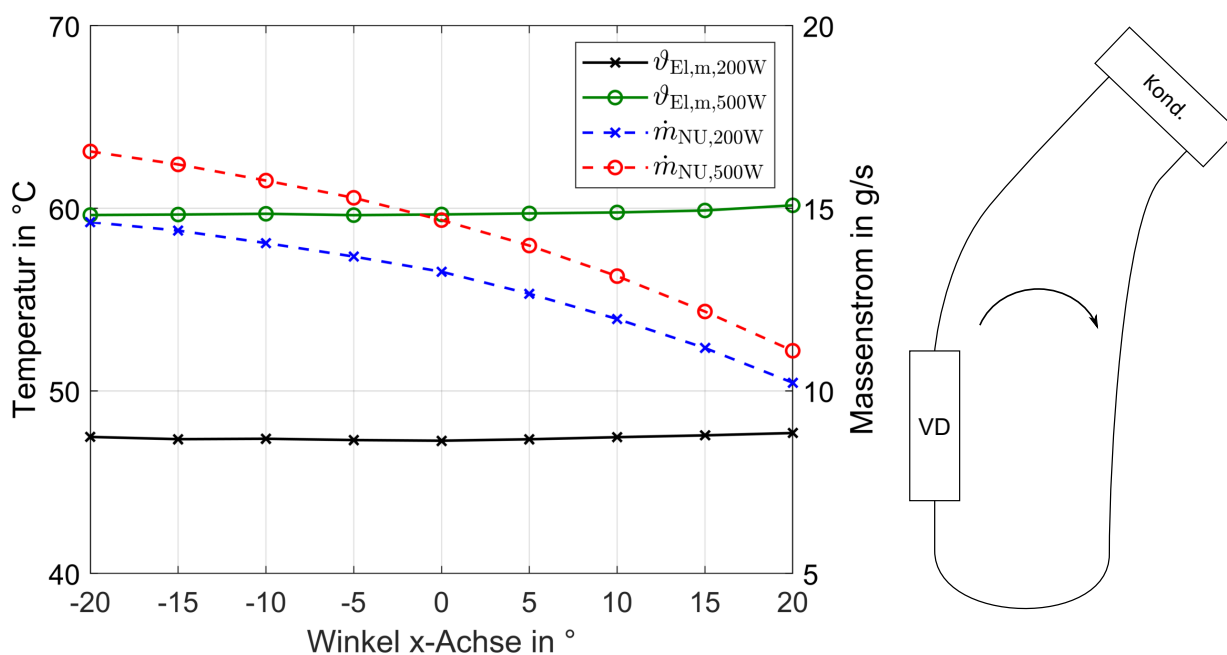


Abbildung 31: Mittlere Elektroniktemperatur und Massenstrom in Abhängigkeit vom Anstellwinkel in der Kreislaufe Ebene für eine Wärmeleistung von 200 W und 500 W.

und Verdampfer im Kreislauf und innerhalb der Verdampferbaugruppe. Die Messergebnisse zeigen eine etwa lineare Zunahme der Temperatur mit der Wärmeleistung, wobei eine Leistungserhöhung um 100 W eine Erhöhung der Elektroniktemperatur von etwa 5 K mit sich bringt. Dies ist zum einen durch eine mit der Leistung zunehmende Unterkühlung des Kältemittels und dem damit einhergehenden Anstieg der Sättigungstemperatur zu begründen, zum anderen durch die linear mit der Leistung zunehmende Temperaturdifferenz zwischen Verdampferoberfläche und Elektronik (reine Wärmeleitung). Die Elektroniktemperatur erhöht sich um etwa 8 K, wenn die Rückkühltemperatur um 10 K erhöht wird, womit sich eine leichte Verbesserung der Systemperformance zeigt.

3.3 Einfluss der Winkellage und Höhendifferenz

Um das Verhalten des Kühlsystems in unterschiedlichen Flugsituationen zu ermitteln, werden Tests in positiven und negativen Winkellagen um zwei Achsen durchgeführt. Hierbei wird erneut der Verdampfer mit fünf senkrechten Kanälen eingesetzt (Abb. 10 b) und die Rückkühltemperatur konstant auf 30 °C gehalten. In Abbildung 31 ist der Massenstrom als repräsentative Größe für den Naturumlauf zusammen mit der Elektroniktemperatur als Zielgröße für zwei Wärmeleistungen über dem Anstellwinkel in der Kreislaufe Ebene aufgetragen. Es ist deutlich erkennbar, dass sich ein positiver Anstellwinkel negativ auf den Naturumlauf auswirkt: der Massenstrom sinkt bei 200 W Wärmeleistung um etwa 23 % und bei 500 W Leistung um etwa 24 % im Vergleich zur 0° Stellung ab. Dies ist auf die verringerte Höhendifferenz zwischen Verdampfer und Kondensator zurückzuführen.

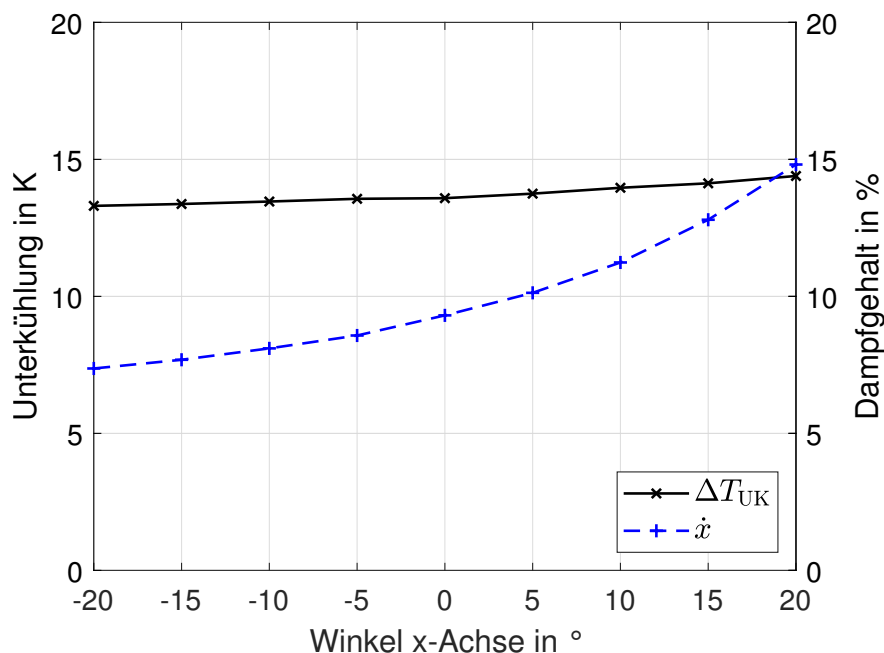


Abbildung 32: Kältemittelunterkühlung und Strömungsdampfgehalt in Abhängigkeit vom Anstellwinkel in der Kreislaubebene für eine Wärmeleistung von 500 W.

ren, wodurch sich eine kleinere treibende Druckdifferenz (Gl. 9) und damit ein niedrigerer Massenstrom einstellt. Umgekehrt zeigt sich aufgrund dessen für negative Anstellwinkel ein um 10 % bzw. 13 % erhöhter Massenstrom. Da Verdampfer und Kondensator erst im Bereich deutlich negativer Winkel auf einer senkrechten Achse liegen, verändert sich die Höhendifferenz und damit auch der Massenstrom in positive Drehrichtung stärker. Auffällig ist hierbei, dass sich die Elektroniktemperatur trotz eines innerhalb des betrachteten Winkelbereichs um ein Drittel verringerten Massenstroms nur um ca. 0,5 K erhöht. Begründen lässt sich dies erneut Anhand der Energiebilanz über dem Verdampfer (Gl. 7). Verringert sich bei gleicher Leistung der Massenstrom, so gleicht sich dies durch Erhöhung des Strömungsdampfgehalts und der Unterkühlung aus. Betrachtet man diese aus Messwerten bestimmten Größen über dem Anstellwinkel in Abbildung 32, so zeigt sich, dass der verringerte Massenstrom vor allem durch eine Anhebung des Dampfgehaltes kompensiert wird. Im Gegensatz zur Unterkühlung des Kältemittels, welche dagegen nur leicht zunimmt, resultiert hieraus keine wesentliche Erhöhung der Verdampfungs- und damit Elektroniktemperatur. Ein ähnliches Bild zeigt sich bei einem Anstellwinkel quer zur Kreislaubebene, wie in Abbildung 33 deutlich wird. Bei einem Winkel von 20° nimmt der Massenstrom im Vergleich zur 0° Stellung für eine Wärmeleistung von 200 W um etwa 8 %, für eine Leistung von 500 W um 9 % ab. Bei einer negativen Anstellung um 20° sinkt dieser in beiden Fällen kaum ab. Auch hier ist die Veränderung der Höhendifferenz zwischen Verdampfer und Kondensator ursächlich, welche in diesem Fall aufgrund des maximalen Abstandes der beiden Komponenten in 0° Stellung in beide Drehrichtungen negativ und deutlich geringer ausfällt als bei Anstellung des Systems in der Kreislaubebene. Auch hier verändert sich die Elektroniktemperatur mit jeweils etwa 1,3 K nur gering.

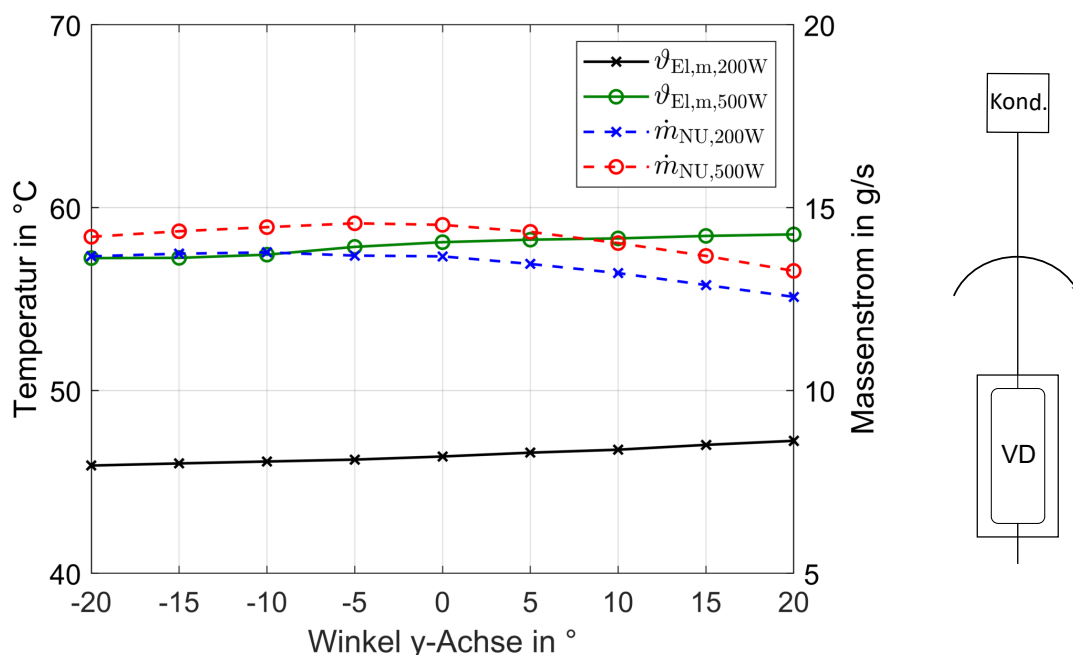


Abbildung 33: Mittlere Elektroniktemperatur und Massenstrom in Abhängigkeit vom Anstellwinkel quer zur Kreislauebene für eine Wärmeleistung von 200 W und 500 W.

Um die Ergebnisse der Winkelstudien zu bestätigen und weitere Erkenntnisse für die Auslegung eines Naturumlaufsystems zu erlangen, wird eine Untersuchung der reinen Höhendifferenz zwischen Verdampfer und Kondensator ohne Winkelanstellung durchgeführt. Die resultierende mittlere Elektroniktemperatur und der Massenstrom sind für Abstände von 80 cm bis 115 cm in Abbildung 34 dargestellt. Die Leistung beträgt in diesem Fall 500 W und die Rückkühltemperatur erneut 30 °C. Bei Betrachtung des Massenstroms zeigt sich eine etwa lineare Abhängigkeit von der Höhendifferenz. Ausgehend von einem Wert knapp unterhalb von 15 g/s (entspricht einem Winkel von 0° in Abb. 31/33) steigt bzw. sinkt der Massenstrom um etwa 0,9 g/s pro 10 cm Änderung des Abstands. Vergleicht man die Ergebnisse mit denen bei Anstellung des Systems in Kreislauebene (Abb. 31), so entspricht eine Höhendifferenz von 80 cm in etwa einem Winkel von 16°. In beiden Fällen resultiert ein Massenstrom von etwa 12,5 g/s. Bei einer Höhendifferenz von 110 cm (entspricht -11° in der Kreislauebene) ergibt sich in beiden Fällen ein Massenstrom von etwa 16 g/s. Es zeigt sich also, dass die Unterschiede im Betriebsverhalten bei den untersuchten Winkelagen im Wesentlichen aus den sich ergebenden Höhendifferenzen zwischen Verdampfer und Kondensator resultieren und andere Randeffekte, zumindest für die hier eingesetzten Verdampfervarianten mit geraden Leitungen, eine untergeordnete Rolle spielen. Betrachtet man die ebenfalls in Abbildung 34 aufgetragene mittlere Elektroniktemperatur, so zeigt sich kaum eine Veränderung im untersuchten Bereich. Auch hier wird der verringerte Massenstrom durch einen höheren Strömungsdampfgehalt größtenteils kompensiert, weshalb die Sättigungstemperatur im System und damit auch die Elektroniktemperatur annähernd konstant bleibt.

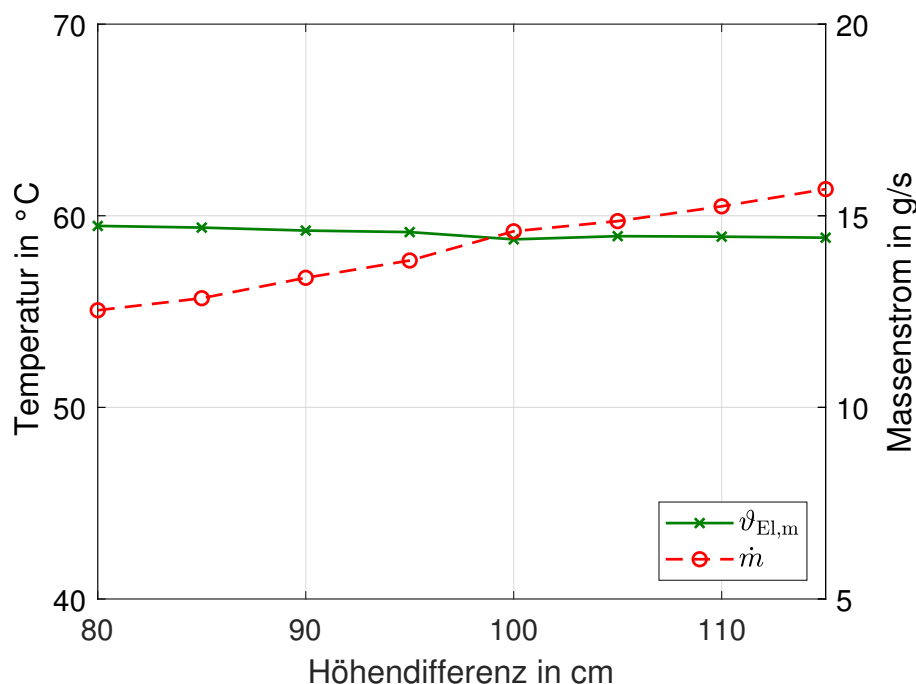


Abbildung 34: Mittlere Elektroniktemperatur und Massenstrom in Abhängigkeit von der Höhendifferenz zwischen Verdampfer und Kondensator für eine Wärmeleistung von 500 W.

Ein weiterer wesentlicher Einfluss auf die Performance des Naturumlaufs, und insbesondere die erreichbaren Temperaturen stellt die Kältemittelfüllmenge dar. Dieser Parameter wird im Rahmen der Untersuchungen zur Siedekrise in Abschnitt 5 betrachtet.

4 Numerische Untersuchung des PCM-Kühlplatten-Verbunds (AP 2.3)

Die Entwicklung des Naturumlaufsystems und des PCM-Kühlplatten-Verbundes im Speziellen wird durch numerische Untersuchungen unterstützt. Im ersten Schritt werden hierfür Modelle der zentralen Komponente mittels Finite-Elemente-Methode (FEM) genutzt, wobei sich diese auf die Betrachtung reiner Schmelzvorgänge und Wärmeleitung beschränken. Im Weiteren wird die Verdampfung mit Hilfe der Finite-Volumen-Methode (FVM) abgebildet, und schließlich mit einem Systemmodell des übrigen Naturumlaufs in Java gekoppelt. Anschließend werden einzelne geometrische Parameter des PCM-Verdampfer-Verbundes untersucht.

4.1 FEM Simulationen zur Unterstützung des Speicherentwurfs

Zur Unterstützung des Speicherentwurfs wird dessen innere Struktur numerisch untersucht. Hierfür wird die FEM Software *COMSOL Multiphysics* eingesetzt, da sich hiermit

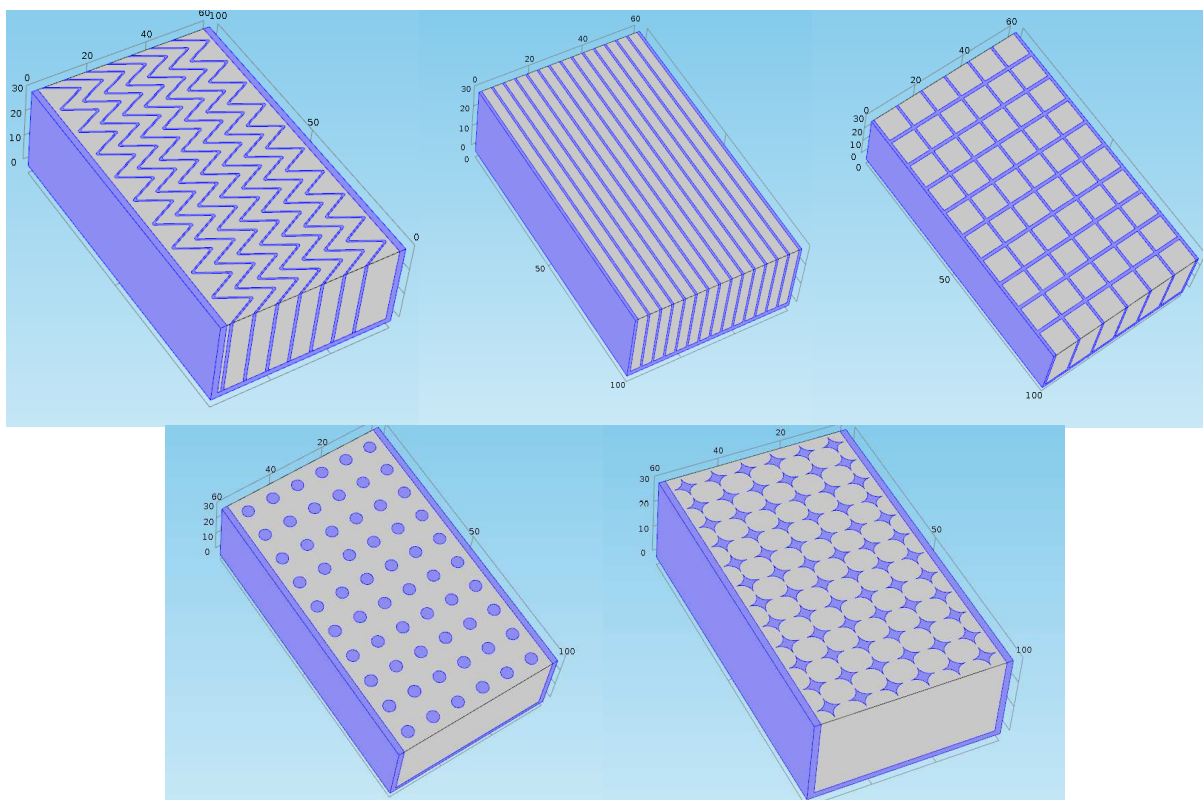


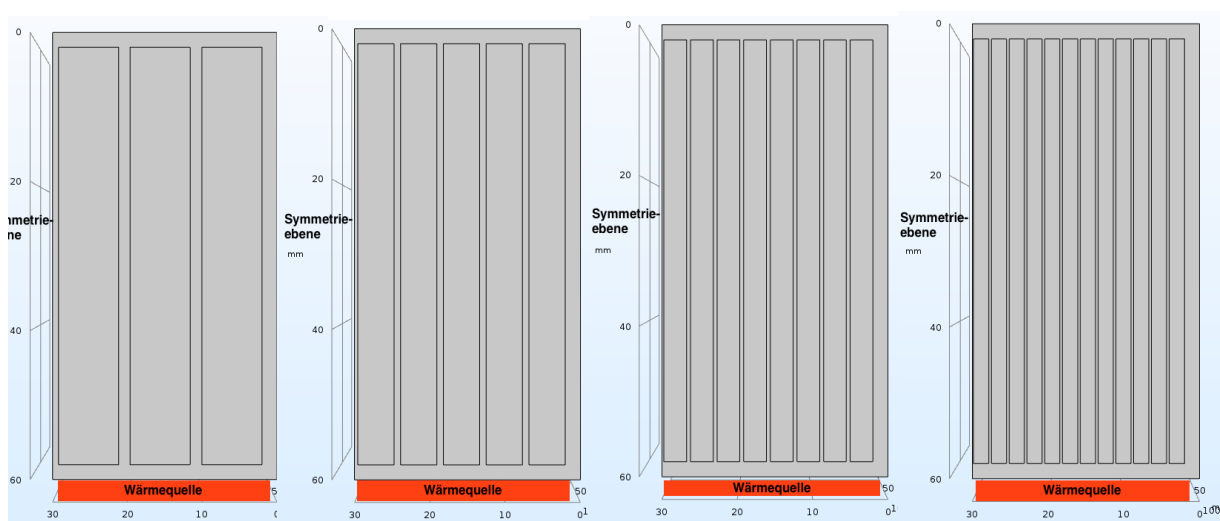
Abbildung 35: *COMSOL Multiphysics* Modelle für PCM-Speicher mit unterschiedlichen Strukturformen: Sinusförmige, gerade und gitterförmige Lamellen, sowie kreis- und sternförmige Pin-Fins.

neben der Wärmeleitung ein Phasenwechsel im PCM leicht mit Hilfe der Wärmekapazitätsmethode implementieren lässt. Es werden unterschiedliche einfache Speichergeometrien abgebildet, welche in ihrer Größenordnung dem Speicheranteil des betrachteten PCM-Verdampfer-Verbunds entsprechen. Ein Vergleich der Simulationen zu experimentellen Ergebnissen von Ashraf et al. [4] zeigt eine gute Übereinstimmung der Temperaturverläufe im Schmelzbereich.

Für die hier genutzten Speicher werden die Stoffdaten von Aluminium und *Rubitherm* RT 70HC hinterlegt. Zunächst werden verschiedene geometrische Formen der inneren Speicherstruktur simuliert und verglichen, welche sich anhand ihrer Anbindung an die thermische Schnittstelle zur Elektronik bzw. der Verdampferkanäle und dem Verhältnis zwischen Oberfläche und Volumen unterscheiden (siehe Abbildung 35). Der volumetrische PCM-Anteil beträgt bei allen Varianten 75 %. Im Testszenario wird den Speichern eine konstante Wärmeleistung von 42 W über die thermischen Kontaktfläche (nicht sichtbare Unterseite in Abb. 35) zugeführt. In Tabelle 10 sind die Phasenwechseldauer und die mittlere Temperatur an der thermischen Schnittstelle während des Phasenwechsels als Bewertungskriterien für die verschiedenen Speicher aufgelistet. Es zeigt sich, dass das Modell mit geraden Lamellen die niedrigste Schnittstellentemperatur und Phasenwechseldauer für den betrachteten Aufheizvorgang aufweist und damit die effektivste latente

Tabelle 10: Phasenwechseldauer und mittlere Temperatur der thermischen Schnittstelle unter Anwendung unterschiedlicher Speicherstrukturen.

Speicherstruktur	Phasenwechseldauer in s	mittl. Schnittstellentemp. in °C
Sinuslamellen	1575	78,48
Gerade Lamellen	1450	77,14
Gitterlamellen	1825	81,60
Kreis-Pins linear	1870	82,71
Kreis-Pins versetzt	1880	82,89
Stern-Pins linear	1790	80,13
Stern-Pins versetzt	1740	80,50

**Abbildung 36:** COMSOL Multiphysics Modelle für PCM-Speicher mit unterschiedlicher Kammeranzahl.

Wärmespeicherung ermöglicht. Lediglich das Modell mit sinusförmigen Lamellen weist ähnlich niedrige Werte auf. Es kann allgemein beobachtet werden, dass der Phasenwechsel bei Wärmeleitstrukturen mit einem kleinen Verhältnis zwischen Oberfläche und Volumen (Pin-Strukturen) aufgrund der besseren Wärmeleitung im Aluminium zwar früher einsetzt, die geringe Kontaktfläche zum PCM und größeren Abstände zu den inneren PCM-Bereichen jedoch in einer längeren Phasenwechseldauer resultiert.

Im Weiteren werden Speicher mit geraden Lamellen und unterschiedlicher Kammeranzahl getestet, um den Einfluss der Lamellendicke und Kontaktfläche zum PCM zu untersuchen (siehe Abbildung 36). Der volumetrische PCM-Anteil beträgt weiterhin 75%. Die geometrischen Daten und die sich ergebenden Bewertungsgrößen sind in Tabelle 11 zusammengefasst. Auch hier setzt der Phasenwechsel bei dickeren Stützstrukturen zuerst ein und weist bei dünneren Lamellen bzw. geringerer Kammerdicke eine kürzere Dauer auf.

Tabelle 11: Geometrische Eigenschaften sowie Phasenwechselfdauer und mittlere Temperatur der thermischen Schnittstelle unter Anwendung unterschiedlicher PCM-Kammeranzahl.

Kammeranzahl	Kammerdicke in mm	Lamellendicke in mm	Phasenwechsel- dauer in s	mittl. Schnittstellen- temp. in °C
6	8,04	1,56	1750	81,19
10	4,82	0,87	1625	78,38
14	3,44	0,60	1545	77,61
16	3,01	0,52	1515	77,44
20	2,41	0,41	1515	77,17
24	2,01	0,34	1475	77,03
30	1,61	0,27	1510	76,95

Analog hierzu verringert sich die mittlere Temperatur der thermischen Schnittstellen während des Phasenwechsels mit Erhöhung der Kammeranzahl. Allgemein lässt sich aus den Simulationsergebnissen folgern, dass sich ein idealer Speichervorgang bei einem homogenen Material mit der den Volumenanteilen entsprechenden mittleren Wärmeleitfähigkeit ergibt. Mit steigender Lamellen- bzw. Kammeranzahl nähert sich die Speicherstruktur diesem theoretischen homogenen Material an.

4.2 Aufbau eines gekoppelten FVM- und Systemmodells zur Abbildung des PCM gestützten Naturumlaufs

Um ein effizientes Modell zur Untersuchung der Verdampfungsvorgänge zu erhalten, wurde hierfür mit *Star CCM+* ein CFD Programm eingesetzt, welches mit der Finite-Volumen-Methode arbeitet. Die Kältemittelverdampfung wird mittels Volume-Of-Fluid-Methode in einem Rohsenow-Boiling-Modell umgesetzt. Die Turbulenz der Ein- und Zweiphasenströmung wird mit Hilfe eines K-Epsilon Modells abgebildet. Die Stoffeigenschaften von R1233zd(E) werden dabei temperaturabhängig durch Polynome hinterlegt. Neben der validen Abbildung der Verdampfung und Zweiphasenströmung im Verdampfer stellt die Berücksichtigung des Naturumlaufs die wesentliche Herausforderung dar. Zwar soll mit dem Modell lediglich der PCM-Verdampfer-Verbund untersucht werden, jedoch lassen sich die Vorgänge im Naturumlauf aufgrund der starken wechselseitigen Abhängigkeiten nicht vernachlässigen. Dies gilt insbesondere wenn dynamische Vorgänge in Hinblick auf eine PCM-Anwendung betrachtet werden sollen. Um diese Kopplung einzubeziehen ohne den Naturumlauf vollumfänglich simulieren zu müssen, wird dieser über analytische Gleichungen implementiert. Dies lässt sich direkt in *Star CCM+* umsetzen, indem nach jeder Iteration mit den Berechnungsergebnissen über die entsprechenden Impuls- und Energiebilanzen die Randbedingungen für den nächsten Iterationsschritt bestimmt werden. Durch

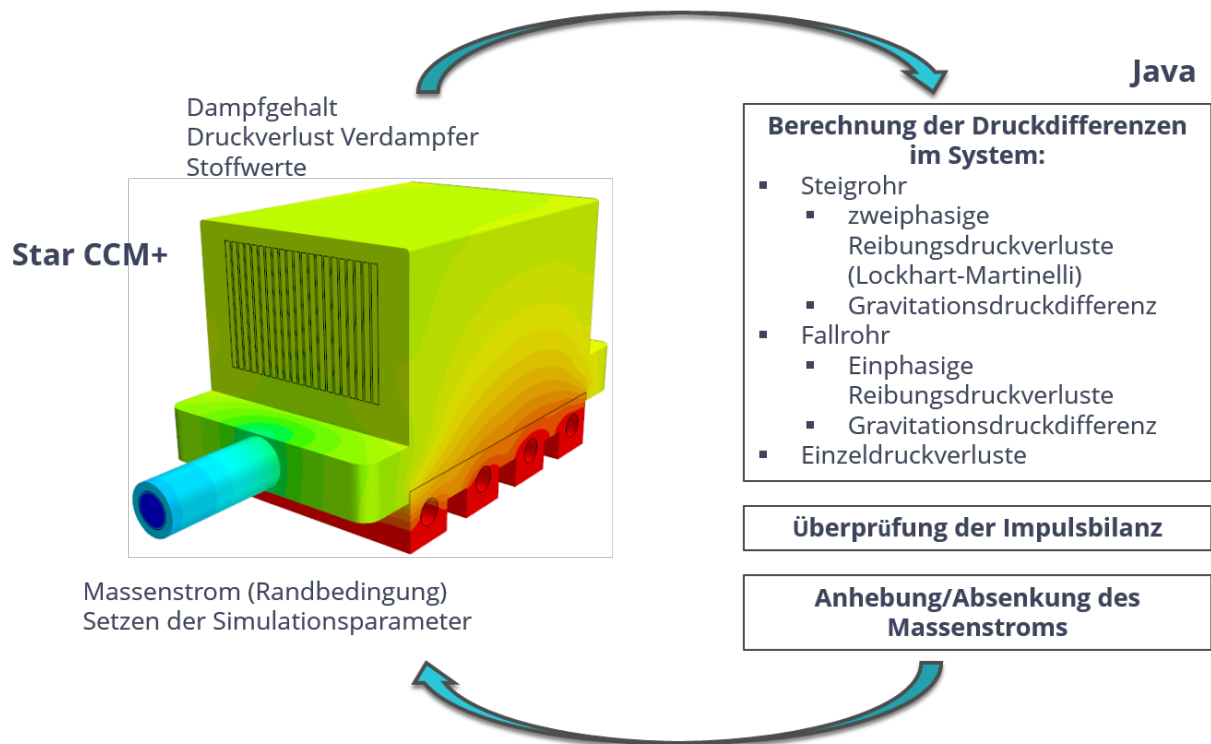


Abbildung 37: Schematische Darstellung der Kopplung zwischen CFD Simulation in *Star CCM+* und analytischer Berechnung der Impulsbilanz im Naturumlaufsystem.

diese enge Kopplung zwischen Berechnungsergebnissen und Randbedingungen, insbesondere Strömungsdampfgehalt und Massenstrom, ist das Modell jedoch sehr anfällig für Instabilitäten.

Um die Robustheit des Verdampfermodells zu erhöhen wird die analytische Berechnung des Naturumlaufs in ein Java-Skript ausgelagert, da die enge Kopplung zur numerischen Berechnung des Verdampfers so reduziert und besser kontrolliert werden kann. Im Bereich der Co-Simulationen kann man hierbei von einer direkt vernetzten, schwachen Kopplung sprechen, da ein Informationsaustausch nach einer definierten Anzahl von Schritten erfolgt. Der Berechnungsablauf ist in Abbildung 37 schematisch dargestellt. Die für den Naturumlauf relevanten in *Star CCM+* berechneten Größen (Dampfgehalt, Druckverlust Verdampfer, Stoffwerte) werden nach einer bestimmten Anzahl von Lösungsiterationen an das Java-Skript übergeben, welches die Impulsbilanz auflöst und den Massenstrom als Randbedingung an die numerische Verdampferberechnung zurückgibt. Die geometrischen Daten der Kältemittelleitungen sind hierfür im Java-Skript hinterlegt. Die Iterationszahl zwischen dem Datenaustausch sowie die Höhe der Massenstromanpassung hängt hierbei vom Fehler in der Impulsbilanz ab. Die Verdampfersimulation unter Berücksichtigung des Naturumlaufs verläuft auf diese Weise auch innerhalb dynamischer Vorgänge wie Lastwechsel und Schmelzvorgänge stabil. Um die Robustheit weiter zu erhöhen, wird die Anpassung des Massenstroms nach Berechnung im Systemmodell für sehr kleine Fehler in der Impulsbilanz deaktiviert.

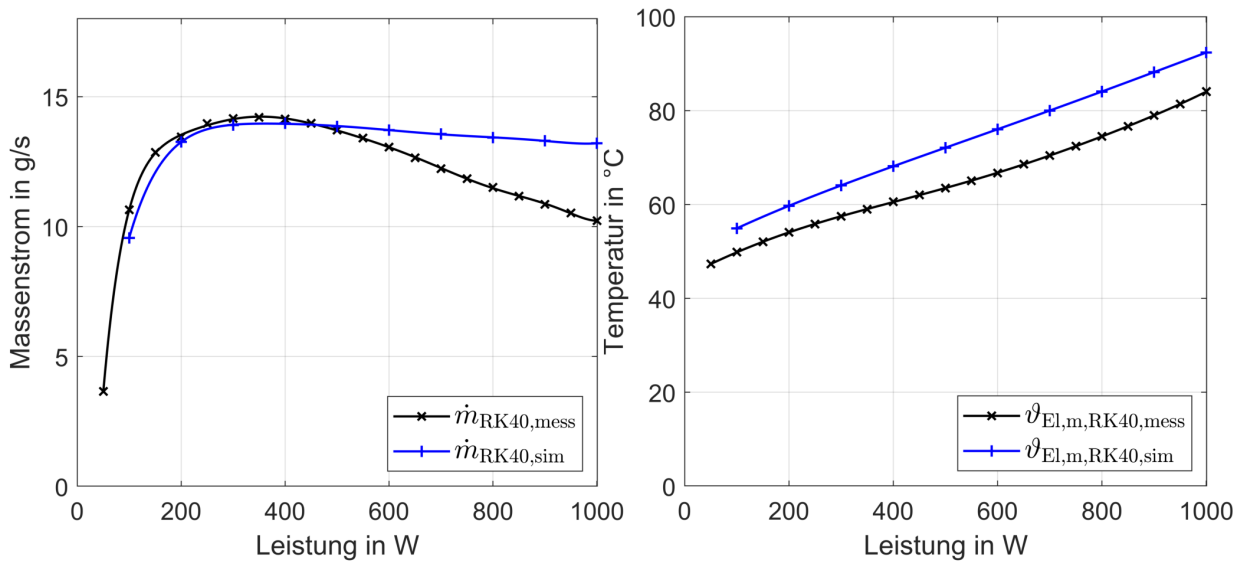


Abbildung 38: Gemessene und mittels gekoppeltem Modell berechnete Massenströme und mittlere Elektroniktemperaturen über der Leistung bei einer Rückkühltemperatur von 40 °C

Im Folgenden wird das CDF-Modell des PCM-Verdampfer-Verbunds mittels eigener Messdaten validiert. Hierfür wird der Schmelzprozess im PCM zunächst vernachlässigt und die Simulationen mit einem Modell des Verdampfers mit fünf Kanälen (Abb. 10 b) durchgeführt. In Abbildung 38 sind die im gekoppelten Modell berechneten und im Versuchsstand gemessenen Massenströme und mittleren Elektroniktemperaturen über der Leistung bei einer Rückkühltemperatur von 40 °C dargestellt. Hierbei ist anzumerken, dass die Unterkühlung des Kältemittels, welche im wesentlichen von der Füllmenge abhängt (vgl. Abschnitt 5), an die Messergebnisse angepasst wurde. Im unteren Leistungsbereich zeigt sich bereits eine gute Übereinstimmung bei den Massenströmen. Ebenfalls ist in den Simulationsergebnissen zu erkennen, dass der Massenstrom für höhere Leistungen aufgrund der quadratisch zunehmenden Reibungsdruckverluste wieder abfällt. In den Experimenten fällt dieser Verlauf jedoch deutlich stärker aus. Vor allem ist die ungenaue Abbildung im Modell auf den zu gering berechneten Strömungsdampfgehalt zurückzuführen, welcher sich in zu geringen zweiphasigen Reibungsdruckverlusten widerspiegelt. Weitere Anpassungen im Rohsenow Boiling Modell wären hier ratsam, um bezüglich der Energiebilanz (Gl. 7) einen höheren Anteil an Gasblasenbildung bei geringerer Überhitzung der Gasphase zu erreichen. Bei Betrachtung der mittleren Elektroniktemperatur zeigt sich, dass diese in den Simulationen im Vergleich zu den Messwerten eine ähnliche Steigung bei Abweichungen von etwa 5 K bis 9 K nach oben aufweisen. Zum einen liegt dies ebenfalls am geringeren Dampfgehalt bzw. höherer Überhitzung, die zu einer höheren Temperatur in der gesamten Baugruppe führt. Zum anderen treten im Experiment Wärmeverluste an die Umgebung auf, die im Modell bisher nicht berücksichtigt werden und zu einem höheren Wärmeeintrag in den Verdampfer führen.

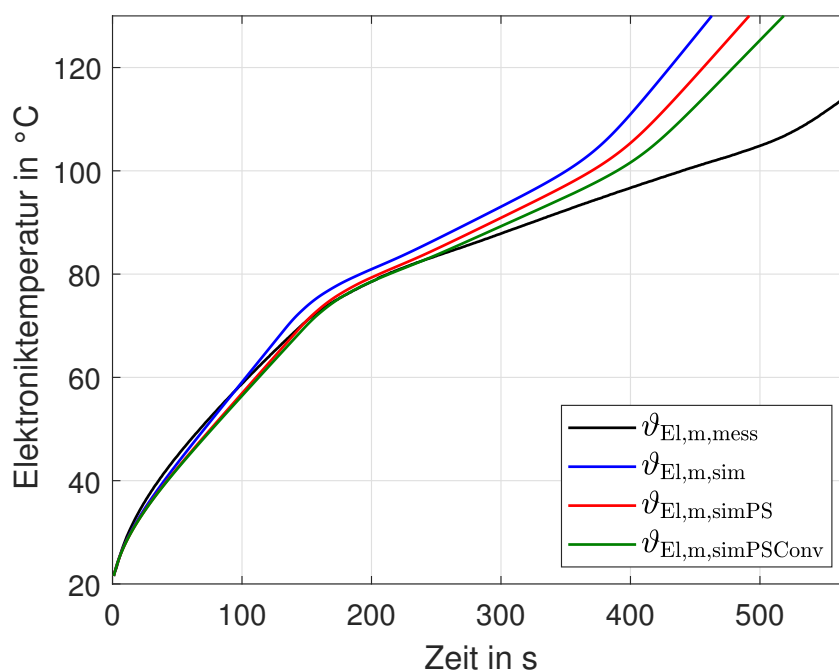


Abbildung 39: Zeitlicher Verlauf der gemessenen und mittels CFD-Modellen berechneten Elektroniktemperatur

Der Phasenwechsel des PCMs wird ebenfalls über die Volume-Of-Fluid-Methode implementiert, wobei sich diese aufgrund des Phasenwechsels von fest nach flüssig und vernachlässigbarer Strömung im Vergleich zur Verdampfung deutlich vereinfacht. Zur Validierung des PCM-Speichers wird ein Schmelzprozess betrachtet, wobei die Kältemittelleitungen im Vergleichsexperiment evakuiert und entsprechend auch in der Simulation ausgenommen werden. Zur Bewertung wird erneut die Temperatur auf der Elektronik- bzw. Heizmoduloberfläche herangezogen, da hier das Schmelzplateau mit Beginn und Ende des Phasenwechsels erkennbar ist. In Abbildung 39 ist diese mittels Simulationen und aus Messergebnissen ermittelte Größe für den in Abbildung 22 gezeigten PCM-Verdampfer-Verbund über der Zeit aufgetragen. Bei allen Modellvarianten wird der grundsätzliche Schmelzverlauf abgebildet, wobei sich bis zur Hälfte des Vorganges eine hohe Übereinstimmung der Temperaturen zeigt. Der Schmelzvorgang ist im Experiment deutlich länger, was auf die im Modell vernachlässigten Anbauteile zurückzuführen ist, welche ihrerseits sensibel Wärme speichern und zu einem trägeren Verhalten beitragen. Wird die Bauteilvernetzung im Lamellenbereich durch Prismenschichten verfeinert zeigt sich eine deutliche Verbesserung gegenüber der Ursprungsvariante. Unter zusätzlicher Berücksichtigung von konvektiven Wärmeverlusten an die Umgebung nähert sich der Verlauf noch einmal den Messergebnissen an. Da die Berechnungsergebnisse im überwiegenden Teil gut zu den Messungen passen und die Abweichungen in Richtung höherer Temperaturen gehen, was zur Unterschätzung der Performance führt, wird das Modell des Schmelzvorgangs als ausreichend genau angesehen und im Weiteren angewendet.

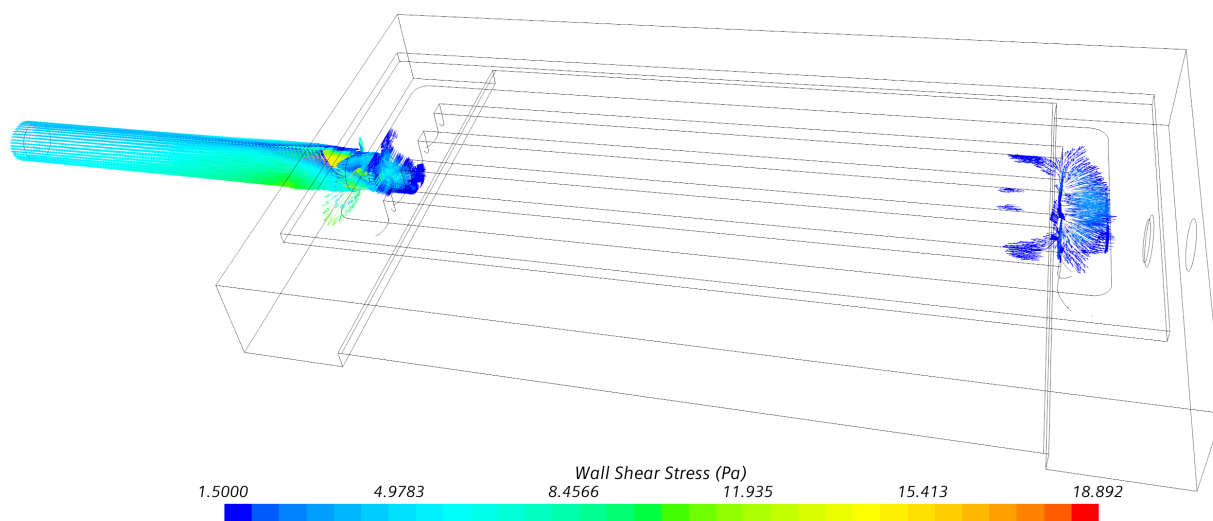


Abbildung 40: Vektorielle Darstellung der Positionen im Verdampfer mit hoher Wandschubspannung der Kältemittelströmung.

4.3 Anwendung des gekoppelten Modells zur Entwurfsoptimierung

Das validierte Modell kann zur Anpassung aller abgebildeten Parameter auf Komponenten- und Systemebene in unterschiedlichen Anwendungsszenarien genutzt werden, wofür im Folgenden jeweils ein Beispiel gegeben wird. Um die Druckverluste im Verdampfer zu verringern und einen besseren Abtransport der Dampfblasen zu erreichen, wird die Strömungsführung bei einer Leistung von 1000 W näher betrachtet. In Abbildung 40 ist die durch die Kältemittelströmung induzierte Wandschubspannung im Verdampfer mit fünf Kanälen (Abb. 10 b) als Maß für die entstehende Rohrreibung gezeigt, wobei lediglich die Positionen erhöhter Werte vektoriell dargestellt sind. Es zeigt sich, dass die Wandschubspannung im vorderen Verteilerbereich, vor allem aber am Eintritt und innerhalb des Austrittsrohres hohe Werte aufweist. Das Kältemittel stößt an den genannten Stellen auf die wenig strömungsgerecht ausgeführten Wandstellen und Rohrabsätze, wodurch zusätzliche Druckverluste entstehen. Bestätigt wird dies bei der Betrachtung der turbulenten Dissipationsrate als Maß der inneren Reibungen im Fluid, welche in Abbildung 41 mit den Stromlinien des Kältemittels dargestellt ist. Im vorderen Verdampferbereich trifft die eintretende Flüssigkeit auf die Stirnseiten der Trennwände zwischen den fünf Verdampferleitungen, wodurch starke Verwirbelungen entstehen. Am Austrittsrohr zeigt sich die Stelle mit verringertem Querschnitt deutlich als Engstelle mit hohen Dissipationsraten. Die überwiegend dampfförmige Strömung kann hier nur schwer den Verdampfer verlassen, was zu höheren Druckverlusten und vermutlich auch zusätzlicher Überhitzung der Gasphase führt.

Die gewonnenen Erkenntnisse werden bei der Umsetzung des Verdampfers im additiv gefertigten Verbund (vgl. Abschnitt 2) genutzt, um die Kältemittelleitungen an den genannten Stellen strömungsgerechter auszuführen. Die Anpassungen sind in der Schnittansicht in Abbildung 42 gut zu erkennen. Da in der Verbundkomponente keine Abdichtung durch ein Schauglas mehr erforderlich ist, können die Verdampferleitungen gleichmäßiger

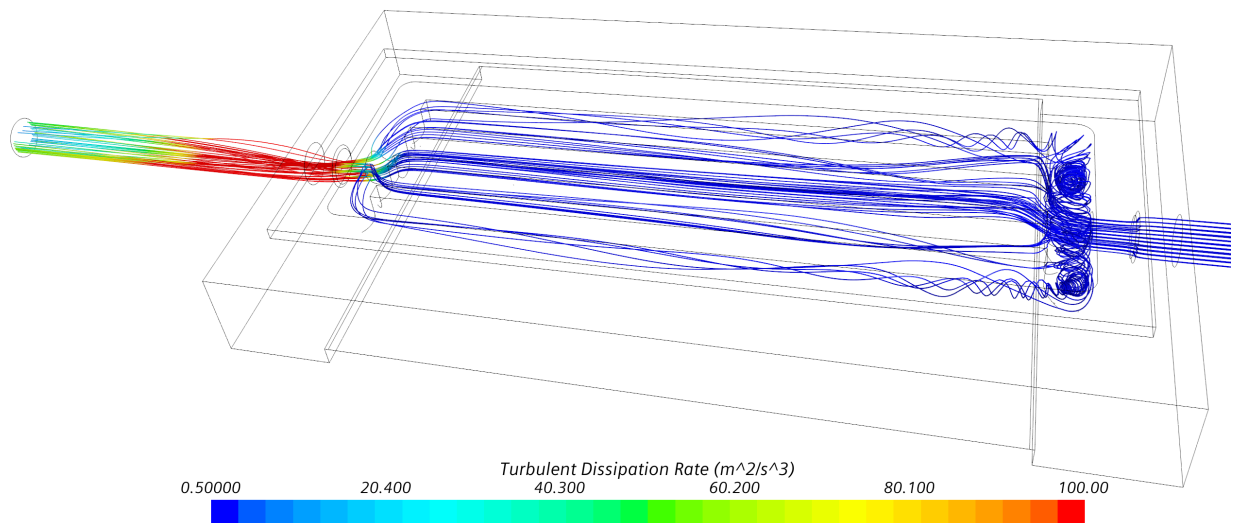


Abbildung 41: Stromlinien der Kältemittelströmung im Verdampfer mit Darstellung der turbulenten Dissipationsrate.

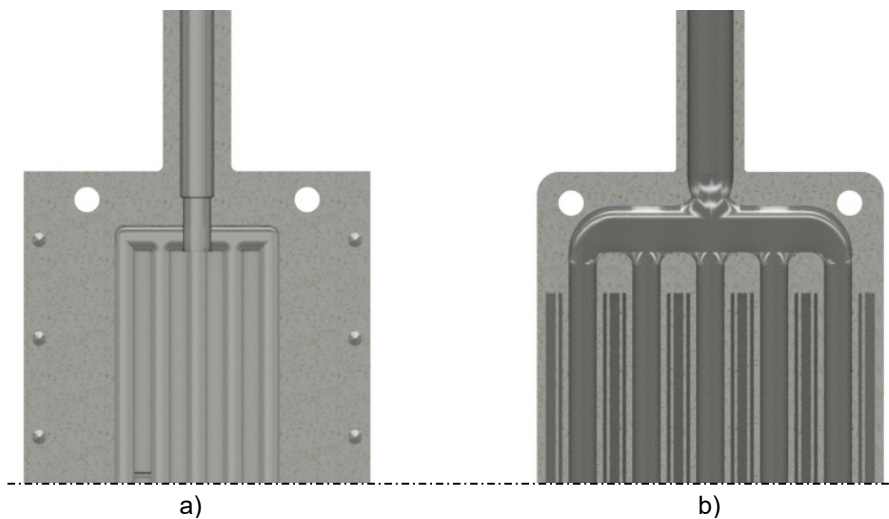


Abbildung 42: Verdampferrohrausführungen im ursprünglichen Entwurf (a) und in strömungsoptimierter Variante für den PCM-Verdampfer-Verbund in Integralbauweise (b).

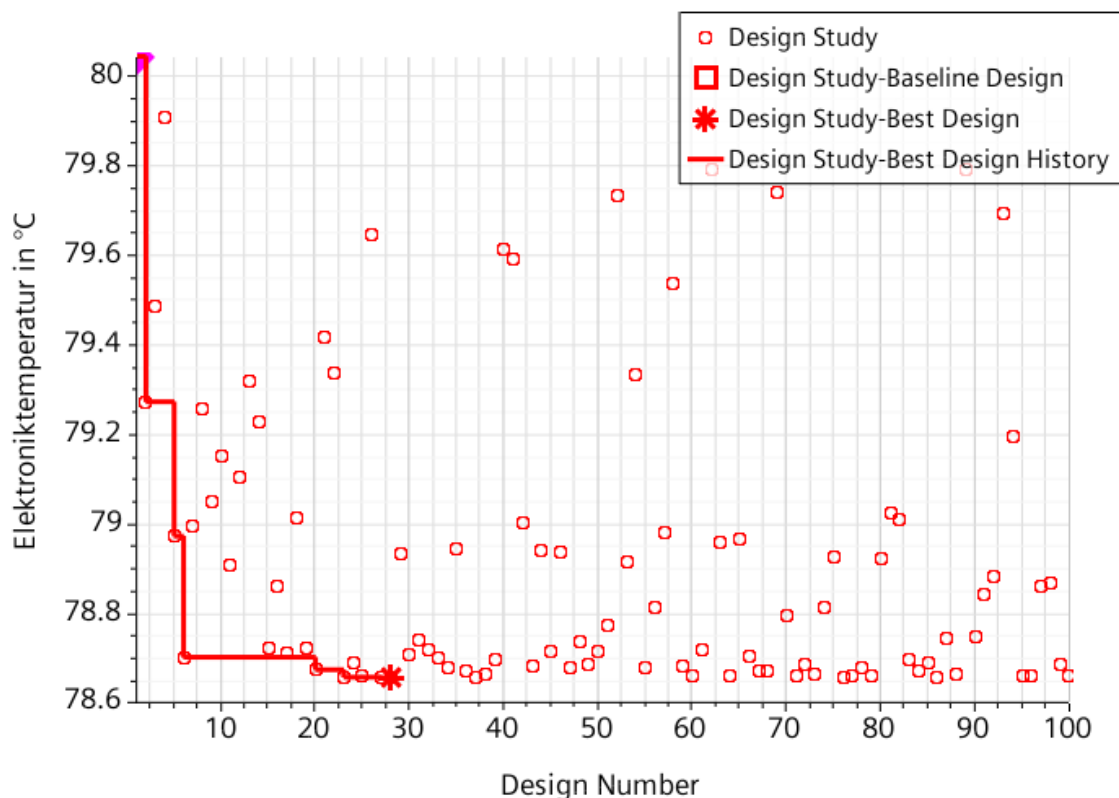


Abbildung 43: Im gekoppelten Modell berechnete Elektroniktemperatur über dem Optimierungspfad.

auf die gesamte Breite verteilt werden. Vergleicht man die Rohrtrennwände des PCM-Verdampfer-Verbundes (b) mit denen des gefrästen Verdampfers (a), so zeigen sich die strömungsgerecht abgerundeten Ein- und Austrittsstellen. Um die hohen Druckverluste im Austrittrohr zu verringern, wird der Innendurchmesser erhöht und alle Querschnittsänderungen abgerundet.

Als Beispiel für eine Geometrieoptimierung auf Systemebene dienen die Innendurchmesser der Schläuche für das Steig- und Fallrohr im Naturumlauf. Hierbei wird das Optimization Tool des in *Star CCM+* integrierten Design Managers genutzt, mit dem sich die optimale Ausführung hinsichtlich beliebiger Auswertungsparameter ermitteln lässt. In diesem Fall wird eine konstante Leistung von 700 W bei einer Rückkühltemperatur von 40 °C angesetzt und eine Minimierung der Elektroniktemperatur als Optimierungsziel gewählt. Die Grenzen der Schlauchdurchmesser liegen dabei zwischen 8,8 mm und 18 mm (Steigrohr) bzw. 6,8 mm und 18 mm (Fallrohr). In Abbildung 43 ist der Weg des Optimierungsalgorithmus gezeigt, wobei das Minimum bereits nach 28 Schritten erreicht wird. In Tabelle sind die Schlauchdurchmesser und wesentliche Kreislaufparameter für die Ausgangssituation im Versuchsstand sowie das berechnete Optimum aufgelistet. Eine niedrige Elektroniktemperatur wird demnach für höhere Massenströme und entsprechend niedrigere Strömungsdampfgehalte erreicht, was auf eine geringere Überhitzung der Gasphase bzw. niedrigere Unterkühlung des Kältemittels zurückzuführen ist. Erwartungsgemäß wird dies bezüglich

Tabelle 12: Schlauchdurchmesser und resultierende Systemparameter für die Ausgangskonfiguration im Versuchsstand und das berechnete Optimum.

Design	$D_{\text{Steigrohr}}$ in mm	D_{Fallrohr} in mm	$\vartheta_{\text{El,m}}$ in °C	\dot{m} in g/s	\dot{x} in %
Teststand (#1)	8,8	6,8	80,04	13,55	13,51
Optimum (#28)	11,4	18,0	78,66	16,37	10,43

des Fallrohrs mit einem möglichst großen Schlauchdurchmesser erreicht, da hiermit die einphasigen Reibungsdruckverluste sinken. Beim Steigrohr stellt sich dagegen ein Optimum im mittleren Wertebereich ein, da zwar auch hier mit steigendem Durchmesser die Reibungsdruckverluste abnehmen, der volumetrische Dampfgehalt aufgrund der gleichzeitig sinkenden Massenstromdichte jedoch abnimmt und sich so die treibende Druckdifferenz verringert. Insgesamt zeigt sich aber auch hier die bereits in Abschnitt 3 behandelte Selbstregulierung des Naturumlaufs, wodurch sich trotz der Variationen im Massenstrom und Dampfgehalt nur geringe Temperaturunterschiede an der zu kühlenden Komponente ergeben. In diesem Fall wird eine Temperaturabsenkung um 1,38 K erreicht.

5 Untersuchung Siedekrise (AP 2.4)

Im Gegensatz zu Verdampfungsprozessen in Dampferzeugern oder Kältemaschinen sollte bei den gezeigten Kühlanwendungen eine Verdampfung über den sogenannten Dry-Out Punkt hinaus vermieden werden, bei der es zum Austrocknen der Verdampferwand im hinteren Bereich kommt (Siedekrise 2. Art). Ähnlich dem Burn-Out (Siedekrise 1. Art) ist eine lokale Temperaturerhöhung die Folge, welche einer homogenen Elektroniktemperatur entgegenwirkt. Bei den in Abschnitt 3 gezeigten Parameterstudien, in denen ein Leistungsbereich von 0 W bis 1300 W bei Rückkühltemperaturen von 10 °C bis 70 °C untersucht wurden, konnten in keinem Betriebspunkt Anzeichen für eine Siedekrise festgestellt werden. Der ausbleibende Dry-Out ist vor allem auf die eher hoch angesetzte Kältemittelfüllmenge zurückzuführen. Aus diesem Grund wird eine Studie zur Füllmenge durchgeführt, um eine Siedekrise gezielt hervorzurufen und zu untersuchen, ob und unter welchen Randbedingungen diese im Bereich realistischer Füllmengen und Betriebszustände auftreten kann. Die Kältemittelfüllmenge wird hierfür ausgehend von 700 g in 50 g Schritten reduziert, bis kein Massenstrom im Naturumlauf mehr messbar ist.

In Abbildung 44 ist der Massenstrom sowie der massen- und volumenspezifische Dampfgehalt in Abhängigkeit von der Füllmenge für verschiedene Wärmeleistungen dargestellt. Mit zunehmender Füllmenge steigt der Massenstrom deutlich an, was im Wesentlichen auf die Veränderungen im Dampfgehalt zurückzuführen ist. Der volumetrische Dampfgehalt, welcher maßgebend für die treibende Druckdifferenz zwischen Steig- und Fallrohr ist (siehe Gl. 10) sinkt mit der Füllmenge weniger stark als der massenspezifische Dampfgehalt, welcher die zweiphasigen Reibungsdruckverluste bestimmt. Da bei hohen Füllmengen die Druckverluste also stärker abnehmen als der Antrieb des Naturumlaufs, stellen sich hier höhere Massenströme ein. Bei Betrachtung des Dampfgehalts ist erkennbar, dass dieser

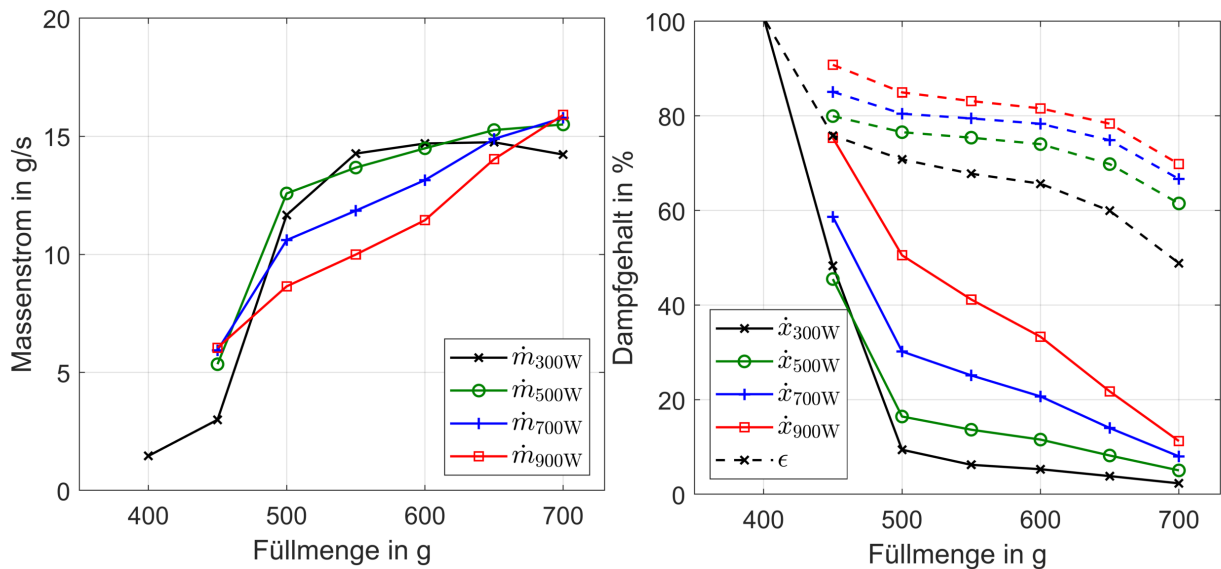


Abbildung 44: Massenstrom und massenspezifischer, sowie volumetrischer Dampfgehalt in Abhängigkeit von der Kältemittelfüllmenge für verschiedene Wärmeleistungen und eine Rückkühltemperatur von 30 °C.

für Füllmengen unterhalb von 500 g stark zunimmt, in diesem Bereich ist mit einem Dry-Out zu rechnen.

Deutlich erkennbar wird die Siedekrise erst an den gemessenen Temperaturen. In Abbildung 45 sind die Kältemittelunterkühlung beim Eintritt in den Verdampfer und die mittlere Temperatur auf der Elektronikoberfläche für verschiedene Leistungen über der Füllmenge aufgetragen. Wird die Kältemittelfüllmenge reduziert, so sinkt aufgrund geringerer Flutung bzw. Verweildauer im Kondensator zunächst auch die Unterkühlung des Kältemittels unter die Sättigungstemperatur vor Eintritt in den Verdampfer. Zwischen 500 g und 700 g zeigt sich im vorliegenden Fall je nach Wärmeleistung eine Differenz von 6,9 K bis 22,2 K. Da es sich beim Naturumlauf im Gegensatz zu einem Kompressionskältekreis um ein System mit nur einer Druckebene handelt, auf der die Verdampfung und Kondensation stattfindet, wirkt sich die Unterkühlung negativ auf die erreichbaren Temperaturen der zu kühlenden Komponente aus. Mit der Rückkühltemperatur am Kondensator wird die untere Systemtemperatur von außen festgelegt, weshalb eine stärkere Unterkühlung in einer höheren Sättigungstemperatur resultiert. Wie in Abbildung 45 (rechts) erkennbar ist, setzt sich diese Temperaturerhöhung bis zur Elektronik fort. Hier liegen die Temperaturdifferenzen zwischen einer Füllmenge von 500 g und 700 g je nach Betriebszustand zwischen 7,0 K und 14,4 K.

Wird die Füllmenge auf weniger als 500 g reduziert, so fällt zunächst der Massenstrom noch einmal deutlich ab, was auf ein nicht mehr vollständig gefülltes Fallrohr hinweist. Unterhalb von 450 g kommt es schließlich zu einer starken Temperaturerhöhung, weshalb das betrachtete System in diesem Zustand nur noch niedrige Leistungen ohne Übertempe-

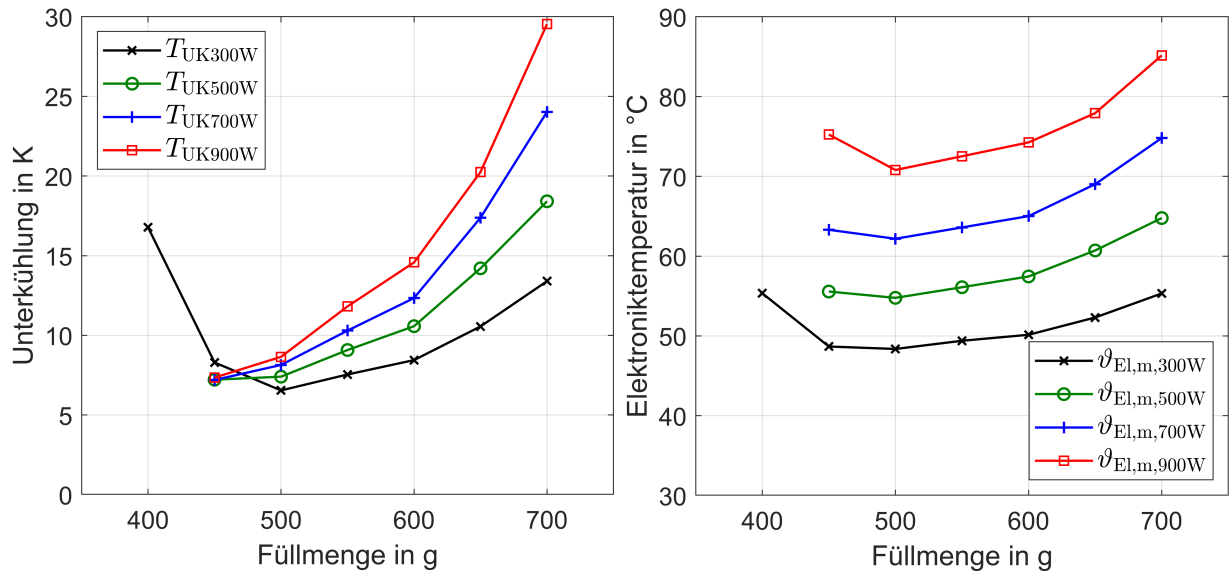


Abbildung 45: Kältemittelunterkühlung und Elektroniktemperatur in Abhängigkeit von der Kältemittelfüllmenge für verschiedene Wärmeleistungen und eine Rückkühltemperatur von 30 °C.

raturen der verbauten Materialien erlaubt. Die gemessene Temperaturdifferenz zwischen Verdampferein- und Austritt (Abb. 45 links) nimmt stark zu, wobei dies nun Ausdruck einer Überhitzung der Gasphase und keiner Unterkühlung mehr ist. Auch die Elektroniktemperatur nimmt in diesem Bereich deutlich zu. Besonders gut ist die erreichte Siedekrise anhand der in Abbildung 46 gezeigten Temperaturverteilung über die Elektronikoberfläche zu erkennen. Während die Temperaturen an den über der Höhe verteilten Messstellen ab einer Füllmenge von 450 g entsprechend der Sättigungstemperatur nahe beieinander liegen, weist die Verdampferwand bei 400 g im oberen Bereich eine um 18,2 K höhere Temperatur gegenüber dem unteren Bereich auf, was auf die zeitweilige Austrocknung der oberen Wandbereiche hindeutet. Neben der erhöhten Mitteltemperatur stellt auch diese hohe Temperaturspreizung über der Oberfläche eine Gefahr für die zu kühlende Elektronik dar. Auch bei Beobachtung der Verdampfung im Schauglas hat sich ein Dry-Out mit deutlich oszillierender Strömung für eine Füllmenge von 400 g gezeigt (siehe Abb. 47). Der obere Verdampferbereich trocknet dabei in periodischen Zyklen von etwa zwei Sekunden aus, was die entsprechenden Messergebnisse erklärt.

Anhand der Kältemittelstudie kann gezeigt werden, dass ein Dry-Out nur bei einer Unterfüllung des Naturumlaufsystems auftritt. Eine Anwendung des PCM-Speichers unter normalen Betriebsbedingungen zur Kompensation einer Siedekrise erscheint daher nicht sinnvoll. Das Optimum bezüglich der Elektroniktemperatur liegt in diesem Fall mit einer Füllmenge zwischen 450 g und 550 g jedoch nahe an der potentiellen Unterfüllung. Die Kältemittelmenge scheint daher eine kritische Größe bei der Auslegung und Anwendung von Naturumlaufkühlssystemen zu sein, und sollte von vornherein durch entsprechende Einrichtungen und Wartungsabläufe in einem engen Bereich gehalten werden.

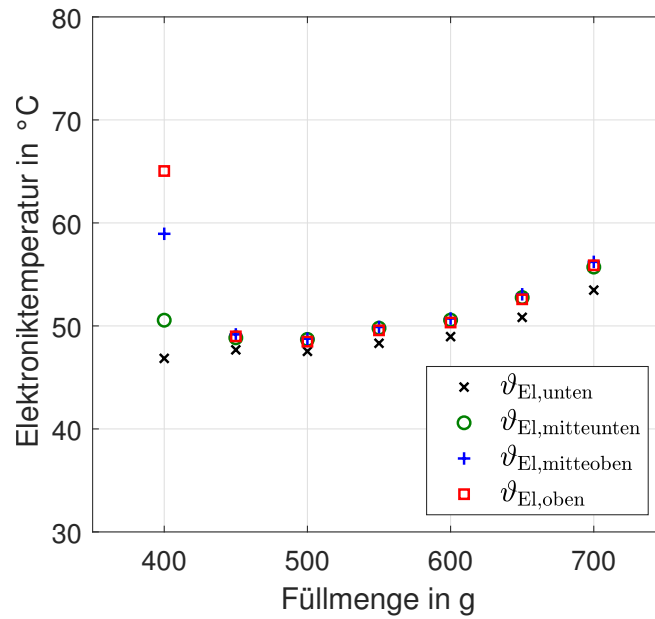


Abbildung 46: Temperaturverteilung auf der Elektronikoberfläche in Abhängigkeit von der Kältemittelfüllmenge für eine Wärmeleistung von 300 W und eine Rückkühltemperatur von 30 °C.

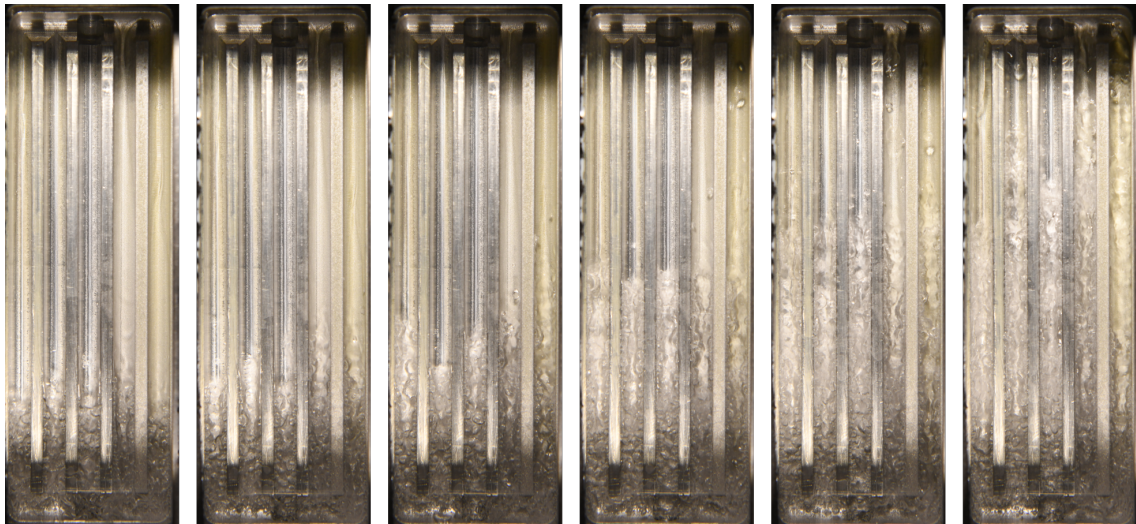


Abbildung 47: Oszillierende Verdampfung bei einer Füllmenge von 400 g, Verlauf von etwa einer Sekunde.

Tabelle 13: Stoffeigenschaften von R1233zd(E) und R1224yd(Z) bei einer Temperatur von (60 °C).

Eigenschaft	R1233zd(E)	R1224yd(Z)
Dampfdruck in bar	3,91	4,41
Verdampfungsenthalpie in kJ/kg	171,2	145,2
Dichte flüssig ρ in kg/m ³	1173	1257
Dichte gasförmig ρ in kg/m ³	20,73	27,11
Spez. Wärmekapazität flüssig c_p in J/kgK	1283	1218

6 Kältemitteltest im TUHH-Teststand (AP 2.5)

In allen bisherigen experimentellen und numerischen Untersuchungen wurde das Kältemittel R1233zd(E) eingesetzt bzw. in den Simulationen gemäß der Stoffeigenschaften hinterlegt. Dieses Kältemittel wurde auf Basis der in AP 1.2 (*ZAL GmbH*) durchgeführten Kältemittelstudie ausgewählt. Im Rahmen der durchgeführten Studien konnten hiermit für die angesetzten Anforderungen gute Ergebnisse erzielt werden. Eine wesentliche Erkenntnis bezüglich möglicher alternativer Kältemittel hat sich bei der Dampfdruckkurve gezeigt: im unteren Temperaturbereich sowie im Stillstand besteht die Gefahr von Unterdrücken im System, wodurch es zur Verunreinigung mit Inertgasen und Wasser kommen kann. Etwas höhere Dampfdrücke wären daher zu bevorzugen. Insgesamt ergeben sich für ein Vergleichskältemittel folgende Anforderungen:

- höherer Dampfdruck als R1233zd(E), ohne den Auslegungsdruck von 10 bar im Betriebsbereich zu überschreiten
- geringes GWP, kein ODP
- nicht brennbar, ungiftig (A1)
- verträglich mit allen verbauten Materialien
- hohe Verdampfungsenthalpie, hohe Dichtedifferenz

Keines der in AP 1.2 ermittelten Kältemittel besitzt einen nur mäßig höheren Dampfdruck, ohne übrige Anforderungen zu verletzen. Der Markt für Kältemittel in diesem Druckbereich ist insbesondere für niedrig-GWP Kältemittel klein. Nach eigener Recherche konnte jedoch eine Alternative ermittelt werden, welche wie R1233zd(E) ebenfalls als Ersatz für R245fa entwickelt wurde und aus der Reihe der HFO Kältemittel kommt. Es handelt sich um AMOLEA R1224yd(Z) der japanischen Firma *AGC*. Wesentliche Stoffwerte sind für eine Temperatur von 60 °C in Tabelle 13 zusammen mit den entsprechenden Werten von R1233zd(E) aufgelistet. Hierbei sind vor allem eine niedrigere Verdampfungsenthalpie und eine etwas höhere Flüssigkeitsdichte hervorzuheben.

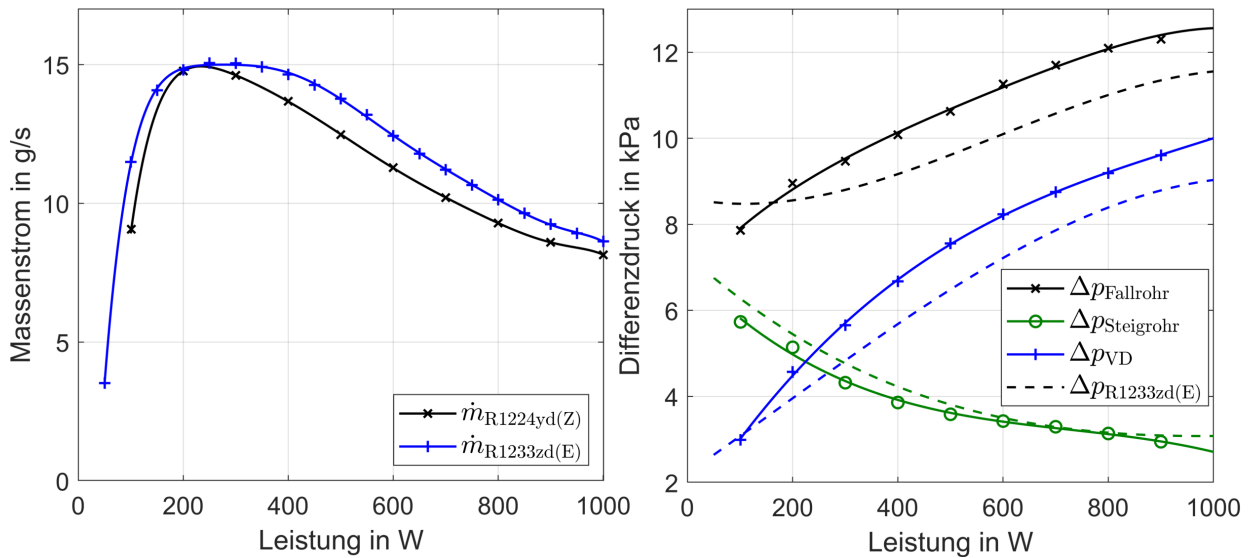


Abbildung 48: Massenstrom und Beträge der Druckdifferenzen in Abhängigkeit von der Wärmeleistung unter Einsatz der Kältemittel R1224yd(Z) und R1233zd(E) bei einer Rückkühltemperatur von 30 °C.

Für einen Vergleich der Kältemittel und Ermittlung der jeweils resultierenden Performance des Kühlsystems werden erneut Parameterstudien im stationären Betriebszustand durchgeführt. Hierfür wird der Verdampfer mit fünf Kanälen eingesetzt (Abb. 10 rechts) und das System jeweils mit 500 g Kältemittel befüllt. In Abbildung 48 sind die resultierenden Massenströme und Druckdifferenzen über einen Leistungsbereich von 1000 W aufgetragen. Es zeigt sich, dass unter Einsatz des Vergleichskältemittels R1224yd(Z) ein sehr ähnlicher Massenstromverlauf erreicht wird, wobei vor allem im mittleren Leistungsbereich Abweichungen von maximal 1,3 g/s nach unten auftreten. Die Unterschiede sind bei Betrachtung der Differenzdrücke deutlicher erkennbar. Durch die höhere Dichte der Flüssigkeit im Fallrohr steigt in diesem Bereich der hydrostatische Druck und damit der positive Anteil der treibenden Druckdifferenz. Dabei ist anzumerken, dass die Kurve im Gegensatz zu den Versuchen mit einer Füllmenge von 700 g (siehe Abb. 29) mit der Leistung ansteigt, da sich das Fallrohr erst im Betrieb zunehmend mit Flüssigkeit füllt. Aufgrund der niedrigeren Verdampfungsenthalpie stellt sich bei gleicher Leistung ein höherer Dampfgehalt ein, wodurch es im Verdampfer und im Steigrohr zu höheren Druckverlusten der Zweiphasenströmung kommt. Dies ist in den Differenzdruckmessungen über den Verdampfer gut zu erkennen. Im Steigrohr gleichen sich der höhere Reibungsdruckverlust und hydrostatische Druck der Flüssigphase in etwa mit dem erhöhten Dampfgehalt aus, weshalb sich in weiten Bereichen eine ähnliche Druckdifferenz zeigt. Insgesamt überwiegen die zusätzlichen Verluste im Kreislauf leicht, wodurch sich ein etwas niedrigerer Massenstrom ergibt.

Diese Ergebnisse werden auch durch die aus Messwerten bestimmten Dampfgehalte bestätigt, welche in Abbildung 49 (links) dargestellt sind. Diese sind unter Einsatz von R1224yd(Z) aufgrund der niedrigeren Verdampfungsenthalpie im gesamten Leistungsbereich erhöht, wobei sich die massenspezifischen Dampfgehalte mit Einfluss auf die Druck-

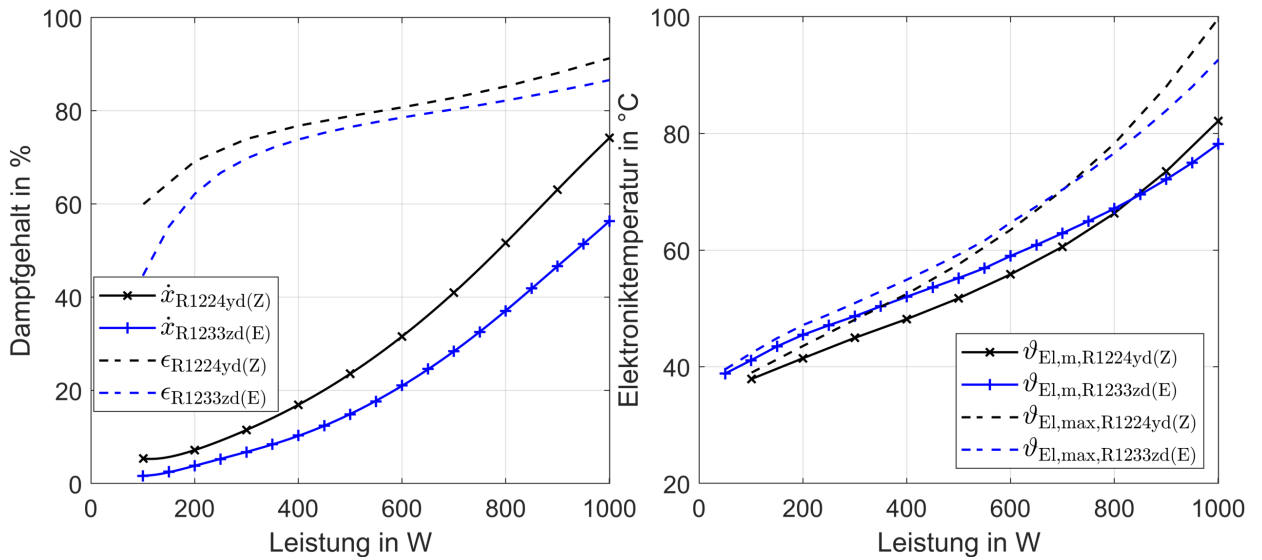


Abbildung 49: Massenspezifischer und volumetrischer Dampfgehalt, sowie mittlere und maximale Elektroniktemperatur in Abhängigkeit von der Wärmeleistung unter Einsatz der Kältemittel R1224yd(Z) und R1233zd(E) bei einer Rückkühltemperatur von 30 °C.

verluste stärker unterscheiden als die volumetrischen Dampfgehalte, welche die treibende Druckdifferenz bestimmen. Bei einer Leistung von 1000 W liegen die Werte sehr hoch, was unter Umständen zu den in Abschnitt 5 beschriebenen Problemen eines möglichen Dry-Outs führen könnte. Dieser Effekt zeigt sich auch in den gemessenen Elektroniktemperaturen (Abb. 49 rechts). Während diese im überwiegenden Leistungsbereich aufgrund geringerer Unterkühlung und effektiver Verdampfung niedriger liegen als bei Verwendung von R1233zd(E), weichen die Temperaturen für hohe Leistungen nach oben ab. Die stärkeren Abweichungen des im oberen Verdampferbereich gemessenen Maximalwertes weisen hier ebenfalls auf ein beginnendes Austrocknen der Wandfläche hin.

Insgesamt stellt das untersuchte Kältemittel R1224yd(Z) eine gute Alternative zu R1233zd(E) dar, mit der sich die Kühlperformance bezüglich der erreichbaren Temperaturen leicht verbessern lässt. Hierbei wären weitere Studien zur Füllmenge sinnvoll, um einen optimalen Betriebsbereich zu erreichen und die bestehende Gefahr einer Siedekrise zu reduzieren.

7 Zusammenfassung

Die am Institut für Technische Thermodynamik der Technischen Universität Hamburg durchgeführten Arbeiten im Rahmen des LuFo V-2 geförderten Verbundprojektes NAKULEK konzentrieren sich auf die Untersuchung des PCM-Verdampfer-Verbundes als zentrale Komponente eines PCM-gestützten Naturumlaufkühlsystems für Flugzeuganwendungen. Als repräsentatives zu kühlendes Bauteil wird hierbei eine Leistungselektronik mit einer Oberfläche von 48 cm^2 und einer maximalen Abwärmeleistung von 1300 W unter stationären und dynamischen Randbedingungen betrachtet. Aufgrund der zahlreichen Einflussfaktoren und hohen Sensitivitäten des kombinierten Kühlsystems werden die experimentellen und numerischen Untersuchungen für die Subsysteme Naturumlauf und PCM-Speicher zunächst getrennt durchgeführt, um die beobachteten Effekte bei anschließender Gesamtbetrachtung besser einordnen zu können.

Der PCM-Verdampfer-Verbund wird additiv gefertigt, weshalb im Vorfeld grundlegende Tests in einem einphasigen Kühlkreislauf durchgeführt werden, um erste Erkenntnisse über die Möglichkeiten der hohen Gestaltungsfreiheit zu gewinnen. Die Versuchsergebnisse zeigen, dass die integrierte Anordnung der Kühl- bzw. Kältemittelleitungen im Bereich der thermischen Schnittstelle zur Elektronik zu den besten Ergebnissen bezüglich der erreichbaren Temperaturen und Homogenität der an den Kreislauf abgeführten Wärmeströme führt. Es kommt so zu einem effektiven Aufschmelzen des PCMs, ohne dass dieses einen hohen thermischen Widerstand bei der direkten Wärmeabfuhr an das Kühlmittel darstellt.

Für die experimentellen Untersuchungen im Naturumlauf wird ein entsprechender Versuchsstand konzipiert und aufgebaut, wobei der Bereich des Verdampfers umfangreich messtechnisch erfasst wird. Neben der Leistung und Rückkühltemperatur lässt sich mit dem Kippwinkel des Systems eine weitere für die Flugzeuganwendung relevante Randbedingung einstellen. Als Arbeitsfluid wird das Niedrig-GWP-Kältemittel R1233zd(E) eingesetzt. Beim Vergleich zweier Verdampfergeometrien und unterschiedlicher Wandrauheiten zeigen sich für gleiche Wärmestromdichten lediglich leicht bessere Wärmeübergänge an glatten Oberflächen, was auf höhere Teilmassenströme in diesen Verdampferleitungen zurückzuführen ist. Bei einer Oberflächenvergrößerung überwiegt in den untersuchten Fällen der Einfluss geringerer Wärmestromdichte gegenüber der Verschlechterung des Wärmeübergangs, woraus niedrigere Wand- und damit Elektroniktemperaturen resultieren.

Die Ergebnisse der durchgeführten Parameterstudien spiegeln die enge Kopplung zwischen Impuls- und Energiebilanz im Naturumlauf wider. Im Gegensatz zu Kompressionskältemaschinen weist das System nur eine Druckebene auf, welche durch die Temperatur der Rückkühlung am Kondensator festgelegt wird. Da sich mit dieser Größe lediglich die Stoffwerte etwas verändern, zeigen die gemessenen Massenströme für verschiedene Rückkühltemperaturen nur geringe Unterschiede. Dagegen wird mit der eingebrachten Wärmeleistung der Elektronik maßgeblich der Dampfgehalt am Verdampferaustritt bestimmt, woraus sich mit der Bilanz zwischen treibender Druckdifferenz und Druckverlusten im System eine hohe Sensitivität des Massenstroms ergibt. Dieser nimmt im unteren Leistungsbereich stark zu und bleibt für hohe Leistungen aufgrund der quadratisch zunehmenden Reibungsdruck-

verluste annähernd konstant. Die resultierende Elektroniktemperatur nimmt entsprechend der Rückkühltemperatur zu, da diese das Grundtemperaturniveau bestimmt und sich bis zur Verdampferbaugruppe fortsetzt. Mit der Wärmeleistung steigt die Temperatur der Elektronik etwa linear, was auf eine zunehmende Unterkühlung des Kältemittels und die Wärmeleitung im Verdampfer zurückzuführen ist. Unter verschiedenen Anstellwinkeln des Systems verändert sich wegen der Höhendifferenz zwischen Verdampfer und Kondensator zwar der Massenstrom, aufgrund der Selbstregulierung des Naturumlaufs zwischen Massenstrom und Dampfgehalt wirkt sich dies jedoch kaum auf die erreichten Elektroniktemperaturen aus.

Als Phase-Change-Materials (PCM) werden Paraffine mit einer Schmelztemperatur von etwa 70 °C verwendet. Eigene Messungen mittels T-History Methode ergeben um über 40 % höhere Werte für die Schmelzenthalpie im Vergleich zu den Herstellerangaben. Die Ergänzung des Verdampfers um den PCM-Speicher erfolgt in zwei Schritten. Zunächst in differentieller Bauweise mit einem separaten Speicher, und schließlich in Integralbauweise als additiv, mittels SLM Verfahren gefertigter PCM-Verdampfer-Verbund. Als sinnvolle Anwendungsszenarien können mit Hilfe der experimentellen Untersuchung dynamischer Prozesse Lastwechsel sowie Rückkühlaustritte bzw. steigende Wärmesenktemperatur identifiziert werden. Bei Bewertung des Zeitintervalls bis zum Erreichen kritischer Elektroniktemperaturen zeigen sich unter Einsatz des PCMs gegenüber dem reinen Naturumlauf für das erstgenannte Szenario Verbesserungen von 77 % bis 735 % bei differentieller und deutlich über 1000 % bei Integralbauweise. Im Szenario einer ausfallenden Rückkühlung liegen die entsprechenden Werte im Bereich von 43 % bis 300 % bzw. 35 % bis 101 %.

Die ergänzenden numerischen Untersuchungen des PCM-Speichers mittels FEM ergeben, dass sich gerade Lamellen hoher Anzahl und kleiner Dicke als Stützstruktur zur Verbesserung der Wärmeleitung in das Paraffin am besten eignen. Die Simulation des Gesamtsystems wird mit Hilfe der Kopplung zwischen einem CFD-Modell des PCM-Verdampfer-Verbunds zur Feldsimulation und einem analytischen Systemmodell in Java umgesetzt. Hierdurch kann ein ausreichend robustes Gesamtmodell erstellt werden, mit dem sich die betrachtete Komponente unter Berücksichtigung des Naturumlaufs simulieren und weiter verbessern lässt.

Um die Gefahr einer Siedekrise im Verdampfer zu bewerten, wird diese in einer Kältemittelfüllmengenstudie gezielt herbeigeführt. Hierbei zeigt sich, dass sich die Systemperformance mit einer niedrigeren Füllmenge deutlich verbessern lässt, was aus der niedrigeren Kältemittelunterkühlung resultiert. Das Optimum bezüglich der Elektroniktemperatur liegt im betrachteten System bei etwa 500 g. Bei Füllmengen unterhalb von 450 g tritt jedoch schon ein Dry-Out (Siedekrise 2. Art) im oberen Verdampferbereich auf, welcher zu Übertemperaturen der Elektronik ab mittleren Leistungen führt. Da eine Siedekrise im untersuchten Naturumlaufsystem nur bei Unterfüllung auftritt, stellt diese kein sinnvolles Anwendungsszenario für PCM-Speicher dar.

Als alternatives Kältemittel wird R1224yd(Z) experimentell untersucht. Die etwas niedrigere Verdampfungsenthalpie führt im Vergleich zu R1233zd(E) aufgrund höherer Dampf-

gehalte zu etwas niedrigeren Massenströmen. Gleichzeitig stellen sich für niedrige und mittlere Leistungen leicht geringere Verdampfungs- und damit auch Elektroniktemperaturen ein. Bei hohen Leistungen liegen die Dampfgehalte nahe des Dry-Out Punktes, was zu insgesamt höheren Temperaturen als unter Einsatz von R1233zd(E) führt.

8 Veröffentlichungen

In der Projektlaufzeit wurden Teile der Ergebnisse auf nationalen und internationalen Konferenzen sowie in Fachzeitschriften in Form von Vorträgen und Papern vorgestellt oder sind in Planung:

- Albertsen, B., Schmitz, G.: *Untersuchung eines PCM-Verdampfer-Verbundes für eine Naturumlaufkühlung von Flugzeugsystemen*, DKV-Tagung, 22./23.11.2018, Aachen.
- Albertsen, B., Schmitz, G.: *Coupling of a Two-Phase Natural Circulation Cooling System with Latent Heat Storage for Aircraft Application*, 7th International Workshop on Aircraft System Technologies, 19./20.02.2019, Hamburg.
- Albertsen, B., Schmitz G.: *Untersuchung einer zweiphasigen Naturumlaufkühlung von Leistungselektroniken im Flugzeug*, KI Kälte Luft Klimatechnik, 03/2019, S. 50 - 54, Hüthig GmbH, Heidelberg.
- Albertsen, B., Schmitz, G.: *Coupling of a two-phase natural circulation cooling system with latent heat storage for aircraft applications*, 25th IIR International Congress of Refrigeration, 24.-30.08.2019, Montreal, Canada, no. 0515, pp. 884-891, DOI: 10.18462/iir.icr.2019.0515.
- Albertsen, B., Schmitz, G.: *Integration of a latent heat storage in a two-phase loop thermosyphon cooling system for aircraft applications*, 18th International Refrigeration and Air Conditioning Conference, 24.-27.05.2021, Purdue, USA.

Literatur

- [1] Haitham Abu-Rub, Mariusz Malinowski und Kamal Al-Haddad, Hrsg. *Power electronics for renewable energy systems, transportation and industrial applications*. 1. ed. Chichester und Piscataway, NJ: Wiley und IEEE Press, 2014. ISBN: 9781118634035.
- [2] Adeel Arshad u. a. “Experimental investigation of PCM based round pin-fin heat sinks for thermal management of electronics: Effect of pin-fin diameter”. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 117 (2018), S. 861–872. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.10.008.
- [3] Adeel Arshad u. a. “Thermal Performance of Phase Change Material (PCM) based Pin-Finned Heat sinks for Electronics Devices: Effect of Pin Thickness and PCM Volume Fraction”. In: *Applied Thermal Engineering* (2016). DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2016.10.090.
- [4] Muhammad Junaid Ashraf u. a. “Experimental passive electronics cooling: Parametric investigation of pin-fin geometries and efficient phase change materials”. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 115 (2017), S. 251–263. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.07.114. URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0017931017313017>.
- [5] Rajesh Baby und Chakravarthy Balaji. “Experimental investigations on phase change material based finned heat sinks for electronic equipment cooling”. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 55 (2012), S. 1642–1649. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2011.11.020.
- [6] Thomas Bezerra Helbing und Gerhard Schmitz. “Experimental Analysis of Latent Heat Storages integrated into a Liquid Cooling System for the Cooling of Power Electronics”. In: *Proceedings of the International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, July 11-14, 2016* (2016).
- [7] Xue Chen u. a. “Research on a New Cooling System of Airborne Electronic Equipment”. In: *Applied Mechanics and Materials* 138-139 (2011), S. 117–122. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMM.138-139.117.
- [8] Alessandro Franco und Sauro Filippeschi. “Closed Loop Two-Phase Thermosyphon of Small Dimensions: a Review of the Experimental Results”. In: 2011.
- [9] Patrick Garrity, James Klausner und Renwei Mei. “A Flow Boiling Microchannel Evaporator Plate for Fuel Cell Thermal Management”. In: *Heat Transfer Engineering - HEAT TRANSFER ENG* 28 (2007), S. 877–884. DOI: 10.1080/01457630701378333.
- [10] S. F. Hosseinizadeh, F. L. Tan und Mostafa Moosania. “Experimental and numerical studies on performance of PCM-based heat sink with different configurations of internal fins”. In: *Applied Thermal Engineering - APPL THERM ENG* 31 (2011), S. 3827–3838. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2011.07.031.
- [11] R. Khodabandeh und Björn Palm. “Influence of system pressure on the boiling heat transfer coefficient in a closed two-phase thermosyphon loop”. In: *International Journal of Thermal Sciences* 41 (2002), S. 619–624. DOI: 10.1016/S1290-0729(02)01355-8.

-
- [12] Rahmatollah Khodabandeh und Richard Furberg. “Instability, heat transfer and flow regime in a two-phase flow thermosyphon loop at different diameter evaporator channel”. In: *Applied Thermal Engineering* 30.10 (2010), S. 1107–1114. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2010.01.024.
- [13] Rohit Kothari u. a. “Experimental Investigations on Thermal Performance of PCM Based Heat Sink for Passive Cooling of Electronic Components”. In: 2018, V001T11A005. DOI: 10.1115/ICNMM2018-7732.
- [14] Ekkehard Lohse und Gerhard Schmitz. “Inherently Safe Looped Thermosyphon Cooling System for Aircraft Applications using Dielectric Fluid H-Galden”. In: *Proceedings of the International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, July 12-15, 2010* (2010).
- [15] Ekkehard Lohse und Gerhard Schmitz. “Performance Assessment of Regularly Structured Composite Latent Heat Storages for Temporary Cooling of Electronic Components”. In: *International Journal of Refrigeration* 35 (2012), S. 1145–1155. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2011.12.011.
- [16] Srikanth Rangarajan, Venkat Nemani und Chakravarthy Balaji. “Multi-objective geometric optimization of a PCM based matrix type composite heat sink”. In: *Applied Energy* 156 (2015), S. 703–714. DOI: 10.1016/j.apenergy.2015.07.046.
- [17] Thanaphol Sukchana und Naris Pratinthong. “Effect of bending position on heat transfer performance of R-134a two-phase close loop thermosyphon with an adiabatic section using flexible hoses”. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 114 (2017), S. 527–535. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.05.133.
- [18] Henrik Veelken und Gerhard Schmitz. “Optimization of a composite latent heat storage (CLHS) with non-uniform heat fluxes using a genetic algorithm”. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 101 (2016), S. 600–607. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.04.121.
- [19] Patrick W. Wheeler u. a. “An overview of the more electrical aircraft”. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering* 227.4 (2013), S. 578–585. DOI: 10.1177/0954410012468538.
- [20] Penglei Zhang u. a. “Experimental investigation on two-phase thermosyphon loop with partially liquid-filled downcomer”. In: *Applied Energy* 160 (2015), S. 10–17. DOI: 10.1016/j.apenergy.2015.09.033.
- [21] Penglei Zhang u. a. “Modeling and performance analysis of a two-phase thermosyphon loop with partially/fully liquid-filled downcomer”. In: *International Journal of Refrigeration* 58 (2015). DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2015.06.014.

Anhang

Nr.	Beschreibung/Name der Anforderung	Bezeichnung (Variable)	Zahlenwert			Einheit	Art der Anforderung
			min.	exakt	max.		
1 Geometrie							
1	Gesamtmasse: orientiert an [1]	m_{tot}		212		g	Z
2	geringes Bauvolumen	V_{tot}				cm ³	W
3	passende Schnittstelle zu Elektronik	-				-	F
4	hoher Anteil PCM an Gesamtverbund	ϕ				-	W
5	Ausdehnungsvolumen PCM vorsehen	-				-	F
6	Sichtfenster PCM vorsehen	-				-	F
7	Variable Strömungsführung	-				-	W
8	Höhendifferenz zwischen Fluidein- und Austritt	-				-	W
2 Energie							
1	niedrige mittlere Elektroniktemperatur	$\vartheta_{\text{El,m}}$			90	°C	Z
2	Speicherkapazität: orientiert an [1]	ΔQ_{tot}		34,28		kJ	Z
3	Kühllastbereich	Q_{el}	0		500	W	F
4	hoher Temperaturgradient zwischen Elektronik und PCM bei Lastspitzen	-				-	W
5	geringer thermischer Widerstand zwischen Elektronik, Fluid und PCM	-				-	W
6	geringe fluidseitige Druckverluste	Δp				Pa	W
3 Stoff							
1	PCM: Schmelztemperatur im oberen Betriebsbereich	T_f	313		333	K	F
2	PCM: hohe Schmelzenthalpie	Δh_f				kJ	F
3	PCM: geringe Dichte	ρ				kg/m ³	W
4	PCM: hohe spez. Wärmekapazität	c_p				J/kgK	W
5	PCM: hohe Zyklenstabilität	-				-	W
6	Stützstruktur: hohe Wärmeleitfähigkeit	λ				W/m ² K	F
7	Stützstruktur: geringe Dichte	ρ				kg/m ³	W
8	Stützstruktur: hohe spez. Wärmekapazität	c_p				J/kgK	W
9	Kühlmittel: orientiert an [1]	-				-	F
4 Fertigung							
1	hohe Gestaltungsfreiheit	-				-	Z
2	glatte Oberflächen an thermischen Schnittstellen	R_z	3			µm	F
3	Dichtheit bzgl. Kühlmittel und PCM (flüssig)	-				-	F
4	Gasdichtheit	-				-	W
5 Montage							
1	einfache Befüllung mit PCM	-				-	W
2	geringer Aufwand bei Einbau in Teststand	-				-	W
6 Kosten							
1	geringe Herstellungskosten	-				-	W
2	geringe Betriebskosten	-				-	W

Abbildung A.1: Liste der Anforderungen an den PCM-Verdampfer Verbund (Z: Zielgröße, F: feste Forderung, W: Wunsch, [1]: [6]).

Nr.	Beschreibung/Name der Anforderung	Bezeichnung (Variable)	Zahlenwert			Einheit	Art der Anforderung
			min.	exakt	max.		
1	Geometrie						
1	Kippwinkel Kreislauf Achse 1 (min VD & Kond.)	-	-20°		+20°	-	F
1	Kippwinkel Kreislauf Achse 2 (min VD & Kond.)	-	-20°		+30°	-	F
2	Höhendifferenz zwischen Verdampfer und Kondensator	Δh	0,8		1,2	m	F
3	passende Schnittstelle Heizmodul/Verdampfer	-				-	F
4	Schnittstelle Heizmodul vertikal	-				-	F
5	Oberfläche Schnittstelle	A		48		cm ²	F
6	Ausdehnungsvolumen PCM vorsehen	-				-	F
8	Variable Strömungsführung	-				-	W
2	Kräfte						
1	Hoher, einheitlicher Anpressdruck Heizmodul/Verdampfer	-					F
3	Energie						
1	Leistung der Rückkühlung	Q_K	1200			W	F
2	Kühllastbereich/Leistung Heizmodul	Q_{el}	0		1.200	W	F
3	Siedekrise gezielt ermöglichen	-				-	F
4	Absperrventil (m=0 setzen)	-				-	F
5	Pumpe als Backup, Massenstromtests	m	5		25	g/s	F
6	geringer thermischer Widerstand zwischen Elektronik, Fluid und PCM	-				-	W
7	geringe fluidseitige Druckverluste	Δp			10.000	Pa	F
4	Messung und Beobachtung						
1	Temperaturmessung an allen wichtigen Stellen	-				-	F
2	Druckverlustmessung am Verdampfer	-				-	F
3	Absolutdruckmessung	-				-	
4	Strömungsbeobachtung	-				-	F
5	Sichtfenster PCM vorsehen	-				-	W
6	Verdampfungsbeobachtung	-				-	W
5	Stoff						
1	PCM: Schmelztemperatur im oberen Betriebsbereich	T_s	60		90	K	F
2	PCM: hohe Schmelzenthalpie	Δh_s				kJ	F
3	PCM: geringe Dichte	ρ				kg/m ³	W
4	PCM: hohe spez. Wärmekapazität	c_p				J/kgK	W
5	PCM: hohe Zyklenstabilität	-				-	W
6	PCM: nicht korrosiv	-				-	F
7	Stützstruktur: hohe Wärmeleitfähigkeit	λ				W/m ² K	F
8	Stützstruktur: geringe Dichte	ρ				kg/m ³	W
9	Stützstruktur: hohe spez. Wärmekapazität	c_p				J/kgK	W
10	Kältemittel: geeignete Dampfdruckkurve	$p_{sat @60^\circ C}$	2		8	bar	F
11	Kältemittel: hohe Verdampfungsenthalpie	-					W
12	Kältemittel: niedrige Dichte	-					W
13	Kältemittel: hohe Wärmekapazität	-					W
14	Kältemittel: niedriger GWP Wert	-			150		F
15	Kältemittel: nicht brennbar	-					F
16	Kältemittel: nicht toxisch	-					F
17	Kältemittel: nicht korrosiv	-					F
18	Kältemittel: niedriger Gefrierpunkt	T_f			-55°C		F

6	Signale						
1	Rechnergestützte Messwertaufnahme	-				-	F
7	Sicherheit						
1	Kein Kippen des Teststandes	-				-	F
2	Keine heißen Oberflächen	-				-	F
3	Sicherheitsventil gegen Überdruck	-		10		bar	F
8	Ergonomie						
1	Einfache Einstellung von Anstellwinkeln	-				-	W
9	Fertigung						
1	glatte Oberflächen an thermischen Schnittstellen	Ra			0,80	µm	F
2	Kreislauf gasdicht bis p=10bar	-				-	F
3	PCM-Speicher flüssigkeitsdicht	-				-	F
10	Montage						
1	einfache Befüllung mit Kältemittel	-				-	W
2	einfache Befüllung mit PCM	-				-	W
3	geringer Einbauaufwand PCM-Verbund	-				-	W
11	Kosten						
1	geringe Herstellungskosten	-				-	W
2	geringe Betriebskosten	-				-	W

Abbildung A.2: Liste der Anforderungen an den Teststand (F: Feste Forderung, W: Wunsch).