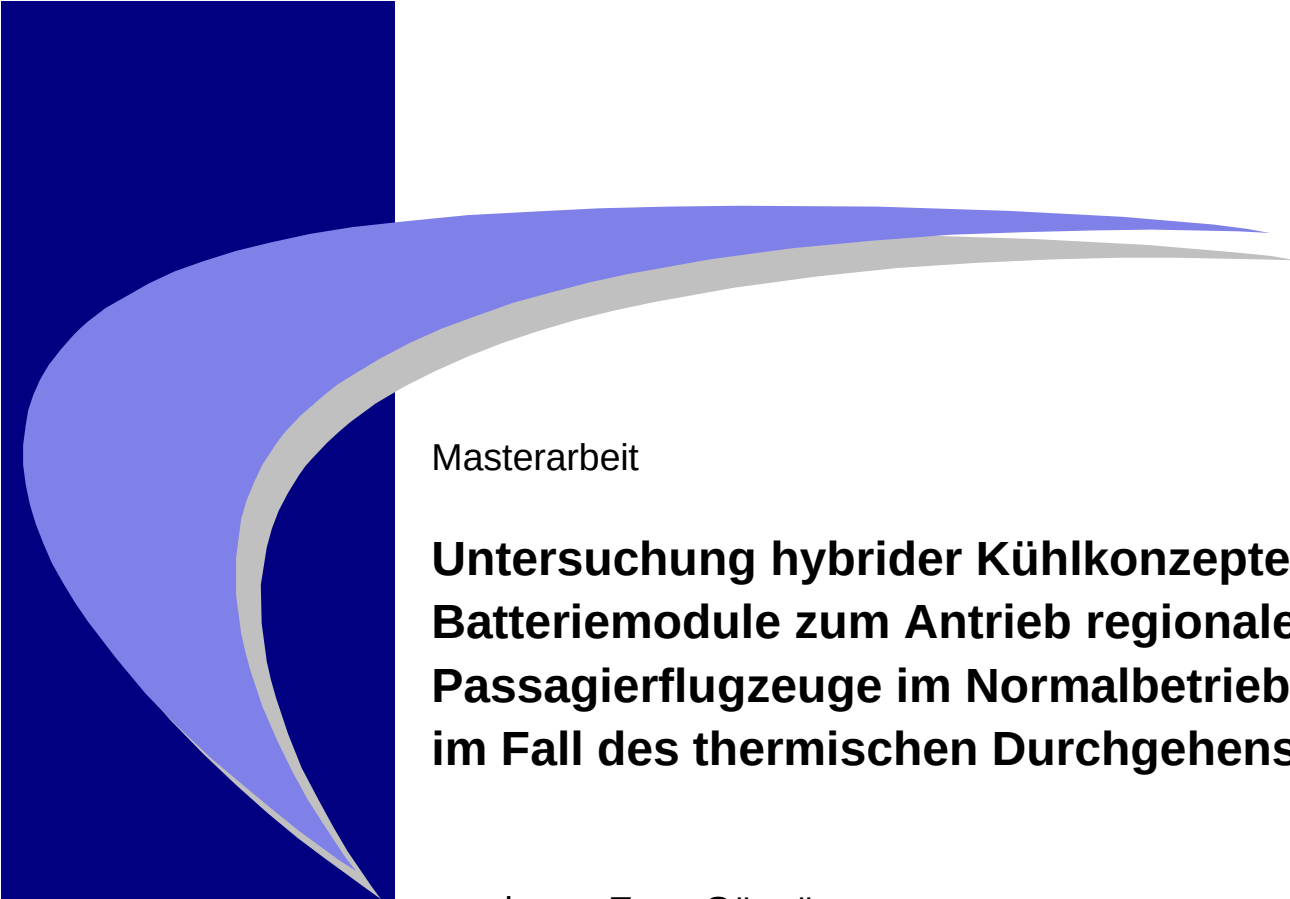




Masterarbeit

**Untersuchung hybrider Kühlkonzepte für
Batteriemodule zum Antrieb regionaler
Passagierflugzeuge im Normalbetrieb und
im Fall des thermischen Durchgehens**

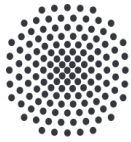
cand. aer. Enes Güngör

Juni 2026



Institut für Thermodynamik der Luft- und Raumfahrt
der Universität Stuttgart

Direktor: Professor Dr.-Ing. B. Weigand



Masterarbeit

Für Herrn cand. aer. Enes Güngör

Untersuchung hybrider Kühlkonzepte für Batteriemodule zum Antrieb regionaler Passagierflugzeuge im Normalbetrieb und im Fall des thermischen Durchgehens

Motivation/Zielsetzung:

Batteriezellen als Energieträger müssen in ein System aus verschiedenen Elementen eingebettet werden. Obwohl sich die Eigenschaften von Batterien in den letzten Jahrzehnten erheblich verbessert haben, wiegen moderne Batteriemodule immer noch zu viel, um einen regionalen elektrischen Passagierflug allein antreiben zu können. Insbesondere strukturelle Elemente wie das Gehäuse und thermische Elemente machen neben den Zellen einen erheblichen Anteil der Masse auf Modulebene aus. Hybride Kühlsysteme auf Basis einer Kühlplatte mit einem einphasigen Kühlmittel in Kombination mit einem Phasenwechselmaterial (Phase-change-material) haben sich im Umgang mit dem thermischen Durchgehen (Thermal runaway) von Pouch-Zellen als vielversprechend erwiesen. In dieser Arbeit soll die Anwendung hybrider Kühlsysteme für zylindrische Zellen untersucht werden.

Arbeitsschritte:

- Beschreibung des thermischen Verhaltens von Batteriezellen im Normalbetrieb und im Fall des thermischen Durchgehens
- Konzepterarbeitung, Modellerstellung und Gittergenerierung für CFD-Simulationen
- Vorbereitung und Durchführung von CFD-Simulationen eines Batteriemoduls mit unterschiedlichen Kühlkonzepten
- Bewertung der Kühlkonzepte auf Basis der Resultate und begründete Auswahl eines Vorzugskonzepts

Die Auswahl erfolgt auf Basis der Eignung des Kühlkonzepts im Normalbetrieb zur Reduzierung der Gesamttemperatur und der Temperaturgradienten, als auch zur Gewährleistung der Eindämmung und Vermeidung der Propagation des thermischen Durchgehens.

Ort und Dauer der Arbeit:

Die Masterarbeit wird am DLR, Stuttgart, durchgeführt und soll innerhalb eines Zeitraums von 6 Monaten abgeschlossen werden.

Betreuer:

- Prof. Dr.-Ing. Bernhard Weigand, ITLR
- Alperen Oğuzhan Altun, M.Sc., DLR

Ausgabe: 01.10.2025

Abgabe: 01.06.2026

Die Bearbeitungsdauer wurde mit Genehmigung des Prüfungsausschusses um 2 Monate verlängert.

Hiermit versichere ich, dass ich diese Masterarbeit selbstständig mit Unterstützung des Betreuers / der Betreuer angefertigt und keine anderen als die angegebenen Quellen und Hilfsmittel verwendet habe.

Die Arbeit oder wesentliche Bestandteile davon sind weder an dieser noch an einer anderen Bildungseinrichtung bereits zur Erlangung eines Abschlusses eingereicht worden.

Ich erkläre weiterhin, bei der Erstellung der Arbeit die einschlägigen Bestimmungen zum Urheberschutz fremder Beiträge entsprechend den Regeln guter wissenschaftlicher Praxis eingehalten zu haben. Soweit meine Arbeit fremde Beiträge (z.B. Bilder, Zeichnungen, Textpassagen etc.) enthält, habe ich diese Beiträge als solche gekennzeichnet (Zitat, Quellenangabe) und eventuell erforderlich gewordene Zustimmungen der Urheber zur Nutzung dieser Beiträge in meiner Arbeit eingeholt. Mir ist bekannt, dass ich im Falle einer schuldhaften Verletzung dieser Pflichten die daraus entstehenden Konsequenzen zu tragen habe.

.....

Ort, Datum, Unterschrift

Kurzzusammenfassung

Die dringende Notwendigkeit, den Klimawandel einzudämmen und die Abhängigkeit von fossilen Brennstoffen zu verringern, wie im European Green Deal [1] und den Flightpath 2050 Zielen [2] manifestiert, hat einen Paradigmenwechsel in der Luftfahrtindustrie eingeleitet. Gemäß Altun et al. [3] ist die Elektrifizierung von Antriebssystemen für Regionalflugzeuge eine Schlüsseltechnologie, um eine klimaneutrale Luftfahrt zu realisieren, wobei Lithium-Ionen-Batterien als primärer Energieträger fungieren. Jedoch stellt die erhebliche Diskrepanz der Energiedichte zwischen Lithium-Ionen-Batterien mit 250 Wh kg^{-1} bis 300 Wh kg^{-1} und Kerosin mit 12000 Wh kg^{-1} laut Suárez et al [4] nach wie vor ein wesentliches Hindernis dar. Altun et al. [3] zufolge trägt das Batterithermalmanagementsystem (BTMS) darüber hinaus maßgeblich zur Gesamtmasse des Batteriemoduls bei, wodurch die spezifische Energie des Moduls verringert wird. Folglich sind neuartige Ansätze erforderlich, um den Gewichtsaufschlag durch das BTMS zu minimieren und gleichzeitig einen sicheren sowie langlebigen Betrieb zu gewährleisten.

Diese Arbeit untersucht vier hybride BTMS-Konzepte für ein Batteriemodul mit 65 zylindrischen 18650-NMC-Zellen in einer 13s5p Konfiguration. Ziel ist es, den inhärenten Zielkonflikt zwischen gravimetrischer Leistungsdichte und thermischer Leistungsfähigkeit im Normalbetrieb sowie im Worst-Case-Szenario des thermischen Durchgehens (Thermal Runaway, TR) erfolgreich aufzulösen.

Die Methodik kombiniert eine systematische Untersuchung verschiedener Kühlflüssigkeiten und Phasenwechselmaterialien (Phase Change Material, PCM) mit transienten numerischen Simulationen in Ansys Fluent. Als thermischer Lastfall im Normalbetrieb dient ein realistisches Missionsprofil für ein rein elektrisches regionales Passagierflugzeug. Für die TR-Modellierung werden exotherme Wärmefreisetzungsraten anhand hochskalierter empirischer Daten implementiert, um die gesteigerte Energiedichte zukünftiger Batteriesysteme konservativ abzubilden. Zur Bewertung der Sicherheitskonformität gegenüber den Vorgaben des Certification Management Teams (CMT) wird ein hochenergetisches Extremszenario mit der forcierten Initiierung von 13 Zellen innerhalb von 60 Sekunden untersucht.

Die strömungsmechanische Auslegung basiert auf einer analytischen Vorstudie zur Massenstromdimensionierung unter der Annahme adiabater Außenwände und dem Ausschluss transienter Speichereffekte, deren Validität vorab durch eine Sensitivitätsanalyse verifiziert wird. Das Untersuchungsspektrum umfasst zwei bodengekühlte Varianten mit interzellulärem PCM sowie zwei Konzepte mit bodenseitiger PCM-

Schicht und interzellulären Wärmeleitstrukturen (Thermal Conductive Structures, TCS).

Die numerischen Ergebnisse belegen, dass alle Kühlkonzepte im untersuchten Missionsprofil die Zelltemperaturen im Normalbetrieb sicher innerhalb des optimalen Fensters halten. Auch die modulinternen Temperaturgradienten zwischen den Batteriezellen verbleiben im geforderten Rahmen, womit eine ungleichmäßige Alterung effektiv vermieden werden kann. Während die TCS-basierten Ansätze eine überlegene thermische Reserve aufweisen, erweisen sie sich hinsichtlich Fertigungskomplexität und Masse als nachteilig gegenüber der massereduzierten Version des Designs mit einer Bodenkühlplatte. Der direkte Vergleich der bodengekühlten Varianten legt zudem den quantitativen Trade-off zwischen gravimetrischer Effizienz und thermischer Homogenität offen: Eine gezielte Massenreduktion führt zu höheren Spitzentemperaturen und ausgeprägteren zellinternen Gradienten. Für die hochtransiente Sicherheitsanalyse im TR-Fall wird daher die massereduzierte Variante des Kühlkonzepts mit Bodenkühlplatte als konservative Auslegungsgrenze gewählt.

Die TR-Simulationen zeigen, dass das hybride System unter dieser extremen Belastung eine modulinterne Kaskadierung zwar nicht vollständig verhindern kann, diese aggressive Initiierungslogik jedoch ein theoretisches Prüfzenario darstellt, welches die physikalischen Realitäten einer natürlichen Propagation durch reine Überhitzung übersteigt. Eine analytische eindimensionale Propagationsanalyse verifiziert, dass das System eine Ausbreitung des Fehlers zu den angrenzenden Nachbarmodulen zuverlässig unterbindet. Der wissenschaftliche Mehrwert dieser Arbeit liegt somit in der Bereitstellung einer validierten Entscheidungsgrundlage für die Auslegung hochintegrierter, inhärent sicherer Leichtbauspeicher in der elektrischen Luftfahrt, welche die identifizierte Dämpfungswirkung des PCM für zukünftige Optimierungsschleifen quantitativ nutzbar macht. Des Weiteren geht aus dieser Arbeit hervor, dass die von der CMT geforderte Designgrundlage, welche eine Zündung von 20 Prozent der Batteriezellen innerhalb von 60 Sekunden vorschreibt, eine derart konservative Randbedingung darstellt, dass ein solches Schadensbild bei einer rein thermisch induzierten Initiierung unter realen Bedingungen als physikalisch unrealistisch einzustufen ist.

Inhaltsverzeichnis

Kurzzusammenfassung	I
Inhaltsverzeichnis	III
Tabellenverzeichnis	VI
Abbildungsverzeichnis	VIII
Symbolverzeichnis	X
Abkürzungsverzeichnis	XIII
1. Einleitung	1
1.1. Motivation und Problemstellung	1
1.2. Zielsetzung der Arbeit	2
1.3. Methodik und Aufbau der Arbeit	2
2. Theoretische Grundlagen und Stand der Technik	3
2.1. Lithium-Ionen-Batterien	3
2.1.1. Struktur, Funktionsweise und Komponenten	3
2.1.2. Zellformate und mechanischer Aufbau	4
2.1.3. Kathodenchemie	4
2.2. Thermisches Verhalten und Systemintegration	5
2.2.1. Modulkonfiguration und Systemintegration	5
2.2.2. Wärmeerzeugung und thermisches Verhalten	5
2.2.3. Thermal Runaway und Propagation	7
2.3. Kühlstrategien und Stand der Technik	8
2.3.1. Aktive Kühlverfahren	8
2.3.2. Passive Kühlung durch Phasenwechselmaterialien	8
2.3.3. Hybride Systeme und Identifizierung der Forschungslücke	9
2.4. Grundlagen der numerischen Modellierung	10
2.4.1. Wärmeübertragungsmechanismen	10
2.4.2. Erhaltungsgleichungen und Finite-Volumen-Methode	11
2.4.3. Modellierung des Phasenübergangs und der Turbulenz	12

3. Anforderungen, Systementwurf und analytische Auslegung	14
3.1. Anforderungen an Batteriemodule in der regionalen Luftfahrt	14
3.1.1. Thermische Zielwerte und Sicherheitsvorgaben	14
3.1.2. Luftfahrtspezifische Randbedingungen	15
3.2. Modellierung des Thermal Runaway und Propagationsdefinition	15
3.2.1. Entwicklung des Thermal Runaway Modells	16
3.2.2. Definition des Propagationsszenarios	17
3.3. Auswahl der Kühlmedien	19
3.3.1. Kühlflüssigkeit	19
3.3.2. Phasenwechselmaterial	20
3.4. Design hybrider Kühlkonzepte	21
3.4.1. Konzept 1: Bodenseitige Kühlplatte und interzelluläres PCM	21
3.4.2. Konzept 2: Interzelluläre Wärmeleitstrukturen und Boden-PCM	23
3.5. Analytische Vorauslegung und Propagationsanalyse	24
3.5.1. Dimensionierung des Massenstroms	24
3.5.2. Analytisches Modell zur Propagationsanalyse	26
4. Numerische Modellierung und Validierung	28
4.1. CFD-Setup und Solver-Konfiguration	28
4.1.1. Numerische Implementierung und Preprocessing	28
4.1.2. Diskretisierung und Solver-Einstellungen	28
4.1.3. Numerische Implementierung und Kopplung des TR-Modells	29
4.2. Validierung der numerischen Modelle	31
4.2.1. Validierung des CFD-Setups	31
4.2.2. Validierung der Thermal-Runaway-Modellierung	33
4.3. Diskretisierungsstudie zu Kühlkonzept 1	35
4.3.1. Gittererstellung und räumliche Konvergenz	35
4.3.2. Zeitliche Konvergenz- und Sensitivitätsstudie	36
4.4. Diskretisierungsstudie zu Kühlkonzept 2	39
4.4.1. Gittergenerierung und räumliche Konvergenz	39
4.4.2. Zeitliche Konvergenz- und Sensitivitätsstudie	41
5. Analyse und Bewertung der hybriden Kühlkonzepte	42
5.1. Thermisches Verhalten im Normalbetrieb	42
5.1.1. Vergleichende Bewertung der Kühlkonzepte	42
5.1.2. Diskussion der Masseneffizienz und Systemkomplexität	46
5.2. Analyse des Thermal Runaway und der Eindämmung	48
5.2.1. Temperaturverlauf und Phasenwechsel im Thermal Runaway	48
5.2.2. Analytische Bewertung der modulübergreifenden Propagation	54
5.2.3. Energetische Bilanzierung der transienten Quellterme	56
5.2.4. Synthese: CMT-Konformität und luftfahrtspezifische Eignung	58

6. Fazit und Ausblick	60
Literaturverzeichnis	62
Anhang	70
A. Missionsprofil	70
B. Empirische Modellierung der thermischen Energiefeisetzung	71
C. Materialauswahl	72
C.1. Kühlflüssigkeit	72
C.2. PCM-Eigenschaften und Koeffizienten	74
D. Stücklisten und Geometrieparameter der Kühlkonzepte	75
E. Analytische Berechnungen	77
E.1. Freie Konvektion und thermische Trägheitsanalyse	77
E.2. Berechnung des Kühlmittelmassenstroms	80
F. Quellcode der UDF	82
G. Details zur Verifikation (Validierungsmodelle)	85
G.1. Diskretisierungsstudie zum CFD-Setup (Hassan-Experiment)	85
G.2. Diskretisierungsstudie zur TR-Modellierung (Golubkov-Experiment)	89
H. Details zur Verifikation der Kühlkonzepte	92
H.1. Diskretisierungsstudie zur Referenzversion von Kühlkonzept 1	92
H.2. Diskretisierungsstudie zur Referenzversion von Kühlkonzept 2	97
I. Detaillierte thermische Profile der Kühlkonzepte	100
J. Analytische Erweiterung des Systemdruckverlusts (Kühlkonzept 2)	101

Tabellenverzeichnis

2.1. Spezifikationen der verwendeten Batteriezelle	4
2.2. Vergleich der orthotropen Wärmeleitung von Batteriezellen	6
3.1. Quantitative Designziele und Schwellenwerte für das hybride BTMS. . .	16
3.2. Vergleich gängiger Kühlmedien für BTMS-Anwendungen.	19
3.3. Stoffwerte des WEG-Gemischs ($\omega_{EG} = 36,23\%$) bei $22,5^\circ\text{C}$	20
3.4. Referenzwerte der Stoffdaten des verwendeten PCM	21
5.1. Vergleich der thermischen Kennwerte zum Zeitpunkt der Spitzenlast .	45
5.2. Vergleich mechanischer und strömungstechnischer Kennwerte	46
5.3. Ex-post-Validierung der THR-Berechnung der UDF	58
C.1. Koeffizienten für die Implementierung der Dichte von WEG in Ansys Fluent.	73
C.2. Koeffizienten für die Implementierung der spezifischen Wärmekapazi- tät von WEG.	73
C.3. Koeffizienten für die Implementierung der Wärmeleitfähigkeit von WEG.	73
C.4. Koeffizienten für die Implementierung der dynamischen Viskosität von WEG.	73
C.5. Koeffizienten für die Dichte von SAT.	74
C.6. Stützstellen für c_p und λ von SAT.	74
D.1. Geometrische Parameter der Versionen von Kühlkonzept 1	75
D.2. BOM und Masseverteilung für Kühlkonzept 1	75
D.3. Geometrische Parameter der Varianten von Kühlkonzept 2	76
D.4. BOM und Masseverteilung für Kühlkonzept 2	76
E.1. Analyse der freien Konvektion und resultierende Wärmeströme	78
E.2. Eingabeparameter der thermischen Widerstandsketten.	79
E.3. Berechnete thermische Widerstände und Kennzahlen.	80
G.1. Gitterparameter und Rohdaten der räumlichen Diskretisierungsstudie (CFD-Setup)	86
G.2. Konvergenzkennwerte der räumlichen Diskretisierungsstudie (CFD- Setup).	86
G.3. Konfiguration der zeitlichen Diskretisierungsstudie (CFD-Setup) . . .	86
G.4. Konvergenzkennwerte der zeitlichen Diskretisierungsstudie (CFD-Setup)	87
G.5. Parameter der Sensitivitätsstudie zum Langzeitverhalten (CFD-Setup)	87

G.6. Lokale Konvergenzkennwerte der Langzeitsensitivität (CFD-Setup).	88
G.7. Quantitative Abweichungsanalyse der Validierungsrechnung (CFD-Setup).	89
G.8. Gitterparameter der räumlichen Diskretisierungsstudie (TR-Modell)	89
G.9. Konvergenzkennwerte der räumlichen Diskretisierungsstudie (TR-Modell).	90
G.10. Konfiguration der zeitlichen Diskretisierungsstudie (TR-Modell).	90
G.11. Konvergenzkennwerte der zeitlichen Diskretisierungsstudie (TR-Modell).	90
G.12. Quantitative Abweichungsanalyse (TR-Modell)	91
H.1. Gitterparameter und Qualitätsmetriken (CP1)	92
H.2. Konvergenzkennwerte der räumlichen Diskretisierungsstudie (CP1)	93
H.3. Gitterparameter und Qualitätsmetriken (CP2)	94
H.4. Konfiguration der zeitlichen Diskretisierungsstudie (CP1)	94
H.5. Konvergenzkennwerte der zeitlichen Diskretisierungsstudie (CP1)	95
H.6. Monitorwerte der zeitlichen Sensitivitätsstudie (CP1)	95
H.7. Lokale Konvergenzkennwerte der Langzeitanalyse (CP1)	96
H.8. Monitorwerte der zeitlichen Sensitivitätsstudie (CP1, TR)	96
H.9. Konvergenzkennwerte der zeitlichen Diskretisierungsstudie (CP1, TR)	96
H.10. Gitterparameter und Qualitätsmetriken (TCS1)	98
H.11. Konvergenzkennwerte der räumlichen Diskretisierungsstudie (TCS1)	98
H.13. Konvergenzkennwerte der zeitlichen Diskretisierungsstudie (TCS1)	98
H.12. Gitterparameter und Qualitätsmetriken (TCS2)	99
J.1. Zusammensetzung des Gesamtdruckverlusts für Konzept 2 am kritischen Lastpunkt.	102

Abbildungsverzeichnis

2.1. Untersuchtes thermisches Lastprofil im Normalbetrieb	6
3.1. Sequenzielle Thermal Runaway Ausbreitung im Batteriemodul	18
3.2. Spezifische Enthalpieänderung der Phasenwechselmaterialien	21
3.3. Explosionsansicht von Kühlkonzept 1	22
3.4. Explosionsansicht von Kühlkonzept 2	23
4.1. Isometrische Ansicht des Gitters des CFD-Setup-Validierungsmodells.	32
4.2. Validierung des CFD-Setups durch Vergleich der Simulationsergebnisse mit experimentellen Daten	33
4.3. Schnittansicht des Gitters des TR-Validierungsmodells.	34
4.4. Validierung des TR-Modells durch Vergleich mit experimentellen Daten	35
4.5. Relative Abweichung der Zielgrößen bezogen auf das feinste Gitter für CP1.	36
4.6. Isometrische Ansicht des Gitter 2 von CP1.	37
4.7. Numerische Zeitschrittsensitivitätsanalyse für CP2 im TR.	39
4.8. Relative Abweichung der Zielgrößen bezogen auf das feinste Gitter für TCS1.	40
4.9. Isometrische Ansicht des Gitter 2 von TCS1.	41
5.1. Oberflächentemperaturen am Ende des transienten Lastprofils (Nor- malbetrieb)	43
5.2. Thermische Profile aller Kühlkonzepte im Normalbetrieb	44
5.3. Zeitlicher Verlauf der lokalen Spitzentemperaturen während der Initi- ierungsphase	49
5.4. Thermophysikalischer Zustand des Moduls am Ende der TR- Initiierungsphase	50
5.5. Zeitlicher Verlauf der lokalen Spitzentemperaturen der theoretischen dritten Propagationswelle	51
5.6. Thermophysikalischer Zustand des Moduls in der fortgeschrittenen Propagationsphase	52
5.7. Transienter Temperaturverlauf des Kühlkanals während der TR- Kaskadierung.	53
5.8. Transienter Temperaturverlauf der modulübergreifenden Propagati- onsanalyse.	55

5.9. Transienter Verlauf der thermischen Quellterm-Leistung während der TR-Kaskadierung.	57
A.1. Betrachtetes Flugprofil für einen rein elektrischen regionalen Passagierflug	70
B.1. Aktueller und prognostizierter Trend der massespezifischen Wärmefreisetzung in Abhängigkeit des SOC.	71
C.1. Eigenschaften eines Wasser/Ethylenglykologemisches über den Ethylenglykolanteil	72
D.1. Draufsicht der Innenanordnung von Kühlkonzept 2.	76
G.1. Verlauf der Residuen während der letzten fünf Zeitschritte zur Darstellung der iterativen Konvergenz.	85
G.2. Detailansicht des Rohrquerschnitts des konvergierten Gitter 2.	87
H.1. Schnittansicht von Gitter 2 (CP1)	93
H.2. Iterative Konvergenz des Energieresiduums während der Thermal-Runaway-Simulation	97
H.3. Schnittansicht von Gitter 2 (TCS1)	99
I.1. Oberflächentemperaturen am Ende des transienten Normalbetriebslastprofils in individueller Skalierung	100

Symbolverzeichnis

Lateinische Symbole

A	$[\text{m}^2]$	Fläche
A_{mush}	$[\text{kg m}^{-3} \text{s}^{-1}]$	Mushy-Zone-Konstante
a	$[\text{m}^2 \text{s}^{-1}]$	Temperaturleitfähigkeit
Bi	$[-]$	Biot-Zahl
c_p	$[\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}]$	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck
D/Dt	$[-]$	materielle Ableitung
Fo	$[-]$	Fourier-Zahl
$Fo_{\Delta x}$	$[-]$	Gitter-Fourier-Zahl
h	$[\text{J kg}^{-1}]$	spezifische Enthalpie
Δh_m	$[\text{J kg}^{-1}]$	spezifische Schmelzenthalpie
I	$[\text{A}]$	elektrischer Strom
K^*	$[-]$	Anzahl der diskreten Schichten für die 1D-Auswertung
M	$[\text{W m}^{-2}]$	flächenspezifische Ausstrahlung
$\dot{m}$	$[\text{kg s}^{-1}]$	Massenstrom
N_{total}	$[-]$	Gesamtknotenanzahl des 1D-Gitters
Nu	$[-]$	Nußelt-Zahl
n	$[-]$	Knotenanzahl
Pr	$[-]$	Prandtl-Zahl
p	$[\text{Pa}]$	Druck
p_{GCI}	$[-]$	formale Konvergenzordnung der Gitterstudie
$\dot{Q}$	$[\text{W}]$	Wärmestrom
$\dot{q}$	$[\text{W m}^{-2}]$	Wärmestromdichte
R	$[\text{K W}^{-1}]$	thermischer Wärmeleitwiderstand
R_{GCI}	$[-]$	Konvergenzverhältnis der Gitterstudie
r	$[-]$	Gitter-Verfeinerungsverhältnis
Re	$[-]$	Reynolds-Zahl
S_h	$[\text{W m}^{-3}]$	energetischer Quellterm
S_{TR}	$[\text{W m}^{-3}]$	thermischer Quellterm des Thermal Runaway
$\vec{S}_M$	$[\text{N m}^{-3}]$	vektorieller Impuls-Quellterm

T	[K]	Temperatur
t	[s]	Zeit / Zeitliche Koordinate
t^*	[s]	relative Zeit / Relative Zeitkoordinate ($t - t_{\text{init}}$)
$\vec{u}$	[m s ⁻¹]	Geschwindigkeitsvektor
x	[m]	Ortskoordinate / Räumliche Koordinate
y^+	[-]	dimensionsloser Wandabstand
z	[m]	Flughöhe

Griechische Symbole

α	[W m ⁻² K ⁻¹]	Wärmeübergangskoeffizient
β	[-]	Flüssigkeitsanteil des PCM
γ	[°]	Winkel
Δ	[-]	Laplace-Operator
ϵ	[-]	numerische Konstante
ζ	[-]	Beiwert
λ	[W m ⁻¹ K ⁻¹]	Wärmeleitfähigkeit
μ	[Pa s]	dynamische Viskosität
∇	[-]	Nabla-Operator (Vektor-Differentialoperator)
ρ	[kg m ⁻³]	Dichte
σ	[W m ⁻² K ⁻⁴]	Stefan-Boltzmann-Konstante

Indizes

a	außen
amb	ambient (Umgebung)
avg	average (Durchschnitt)
ax	axial
eff	effektiv
ext	extern
freeze	Gefrierpunkt
ges	gesamt
i	innen
i	Laufindex der Zeitschritte
init	Start / Initial
int	intern
k	Laufindex der räumlichen Gitterknoten
liq	Liquidus
m	melting (Schmelzen)
m	Laufindex der Materialschichten

max	maximal
out	Outlet (Austritt)
rad	radial
Sdp	Siedepunkt
sol	Solidus
TE	Thermoelement
tot	total
w	Wand
∞	Umgebung, Referenzwert

Abkürzungsverzeichnis

ANAC	Agência Nacional de Aviação Civil
BOM	Bill of Materials (Stückliste)
BTMS	Battery Thermal Management System
CFD	Computational Fluid Dynamics (numerische Strömungsmechanik)
CFL	Courant-Friedrichs-Lewy-Zahl (Stabilitätskriterium)
CMT	Certification Management Team
CP	Cooling Plate (Kühlplatte)
CPCM	Compound PCM (Verbund-PCM)
DLR	Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt
EASA	European Aviation Safety Agency
EG	Ethylenglykol
FAA	Federal Aviation Administration
FEM	Finite-Elemente-Methode
FVM	Finite-Volumen-Methode
HPC	High-Performance Computer (Hochleistungsrechner)
HRR	Heat Release Rate (Wärmefreisetungsrate)
LIB	Lithium-Ionen-Batterie
NB	Normalbetrieb
NMC	Nickel-Mangan-Kobalt
PCHIP	Piecewise Cubic Hermite Interpolating Polynomial (Stückweise kubisches Hermite-Interpolationspolynom)
PCM	Phase Change Material (Phasenwechselmaterial)
PHRR	Peak Heat Release Rate
RANS	Reynolds-Averaged Navier-Stokes
SAT	Sodium Acetate Trihydrate (Natriumacetat-Trihydrat)
SEI	Solid Electrolyte Interphase (Feststoff-Elektrolyt-Grenzphase)
SELV	Safety Extra Low Voltage (Schutzkleinspannung)
SST	Shear Stress Transport
SOC	State of Charge (Ladezustand)
TCCA	Transport Canada Civil Aviation

TCS	Thermal Conductive Structure (Wärmeleitstruktur)
THR	Total Heat Release
TIM	Thermal Interface Materials (Wärmeleitmaterialien)
TR	Thermal Runaway (Thermisches Durchgehen)
TRC	Thermal Runaway Containment (Eindämmung des thermischen Durchgehens)
TRP	Thermal Runaway Propagation (Ausbreitung des thermischen Durchgehens)
UDF	User-Defined Function
WEG	Wasser/Ethylenglykol-Gemisch

1. Einleitung

1.1. Motivation und Problemstellung

Die Luftfahrtindustrie steht vor einem durch den Klimawandel getriebenen Paradigmenwechsel. Um regulatorische Vorgaben wie den European Green Deal [1] und die Flightpath 2050 [2] Ziele zu erreichen, ist die Elektrifizierung von Antriebssystemen, insbesondere für regionale Kurzstreckeneinsätze, eine Schlüsseltechnologie. Ein möglicher Energiespeicher für elektrifizierte Flugzeuge sind Batterien. Laut Altun et al. [5] stellt die geringe gravimetrische Energiedichte von Lithium-Ionen-Batterien (LIB) dabei die größte technische Hürde dar. Laut Pattanayak und Mavris [6] erreichen aktuelle zylindrische LIB-Zellen lediglich 330 Wh kg^{-1} , wohingegen herkömmliches Kerosin ca. 12000 Wh kg^{-1} liefert. Wie Suarez et al. [4] beschreiben, verlieren Batterien im Gegensatz zu Flüssigtreibstoff während des Entladevorgangs keine Masse, weshalb jedes zusätzliche Gewicht des BTMS direkt die ohnehin limitierte Nutzlast und Reichweite reduziert.

Für einen sicheren Betrieb ist ein effektives BTMS dennoch unverzichtbar. Pesaran et al. [7] zeigen, dass der optimale Temperaturbereich für den Betrieb von LIB auf ein Fenster zwischen 15°C bis 35°C begrenzt ist. Eine Überschreitung dieser Grenzen führt zu beschleunigter Alterung oder im Extremfall zum TR. Dass dieser selbstbeschleunigende chemische Prozess brennbare Gase und enorme Wärmemengen freisetzt, die auf benachbarte Zellen übergehen und so einen Systemausfall verursachen können, beschreiben sowohl Suarez et al. [4] als auch Pattanayak und Mavris. [6]

Konventionelle Flüssigkühlsysteme sind zwar leistungsstark, erhöhen jedoch durch Pumpen und Leitungen das Systemgewicht erheblich. Altun et al. [5] zeigten, dass hybride Kühlkonzepte, die eine aktive Flüssigkeitskühlung mit passiven PCM kombinieren, einen vielversprechenden Lösungsansatz bieten. Durch die Nutzung der Schmelzenthalpie des PCM können thermische Spitzen gepuffert und das aktive Kühlsystem kleiner dimensioniert werden. Diese Arbeit untersucht, ob derartige hybride Konzepte die strengen Sicherheits- und Leichtbauanforderungen des Certification Management Teams (CMT) der Luftfahrtbehörden ANAC, EASA, FAA und TCCA für die elektrische regionale Luftfahrt erfüllen können.

1.2. Zielsetzung der Arbeit

Das Hauptziel dieser Arbeit ist die Entwicklung und numerische Evaluierung hybrider BTMS-Konfigurationen für ein Batteriemodul mit zylindrischen LIB. Um den Konflikt zwischen Sicherheit und Gewichtseffizienz zu lösen, werden folgende Teilziele verfolgt:

- **Konzeptentwicklung:** Entwurf zweier hybrider Kühllkonfigurationen durch Kombination aktiver Flüssigkeitskühlung mit passiver PCM-Pufferung.
- **Numerische Modellierung:** Durchführung einer transienten numerischen Strömungssimulation in Ansys Fluent unter Anwendung der Enthalpie-Porositäts-Methode zur Abbildung der Phasenwechselkinetik sowie Modellierung der Wärmequellen im Normalbetrieb (NB) und im TR-Fall.
- **Vergleichende Bewertung:** Datengestützter Vergleich der Konzepte hinsichtlich Sicherheitsmargen, Gesamtmasse und Kühleffizienz unter einem typischen Lastprofil, welches den NB im Kurzstreckenflug abbildet.
- **Sicherheits- und Propagationsanalyse:** Untersuchung der Wirksamkeit des BTMS um die Ausbreitung des TR auf Nachbarmodule zu unterbinden.

1.3. Methodik und Aufbau der Arbeit

Das Kapitel 2 legt zunächst die physikalischen Grundlagen dar, analysiert den aktuellen Stand der Technik und identifiziert daraus die bestehende Forschungslücke. Darauf aufbauend definiert Kapitel 3 die Anforderungen an das BTMS, welche als Bewertungsgrundlage für die zu entwickelnden Kühllkonzepte dienen. In diesem Rahmen werden die Auswahl der Kühlmedien sowie die geometrische Auslegung diskutiert, ergänzt durch eine analytische Vorauslegung des Massenstroms für die anschließenden Simulationen.

Die numerische Umsetzung im Rahmen des CFD-Setups sowie die Validierung in Ansys Fluent sind Gegenstand von Kapitel 4. Die daraus resultierenden Ergebnisse für den NB sowie das untersuchte TR-Szenario werden in Kapitel 5 präsentiert und kritisch diskutiert. Abschließend fasst Kapitel 6 die wesentlichen Erkenntnisse der Arbeit zusammen und gibt einen Ausblick auf zukünftige Forschungsansätze.

2. Theoretische Grundlagen und Stand der Technik

In diesem Kapitel werden die theoretischen Grundlagen vorgestellt, die für das Verständnis und die thermische Modellierung des Batteriesystems sowie des PCM erforderlich sind. Zunächst erfolgt eine Einführung in die elektrochemischen und thermischen Eigenschaften von LIB. Darauf aufbauend werden die Mechanismen des Wärmetransports sowie der aktuelle Stand der Technik im Bereich der Batteriekühlung für Luftfahrtanwendungen dargelegt.

2.1. Lithium-Ionen-Batterien

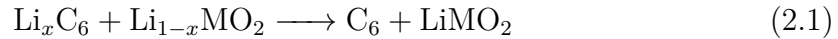
Innerhalb der verfügbaren elektrochemischen Energiespeichersysteme stellen LIB aufgrund ihrer im Vergleich zu anderen Sekundärbatterien hohen gravimetrischen Energiedichte und Zyklenfestigkeit laut Altun et al. [5] die derzeit führende Technologie für die Elektrifizierung von Luftfahrtantrieben dar. Um das thermische Verhalten dieser Speicher unter den hohen Lastanforderungen eines Flugprofils modellieren zu können, ist zunächst ein grundlegendes Verständnis ihres inneren Aufbaus sowie der zugrundeliegenden elektrochemischen Prozesse erforderlich.

2.1.1. Struktur, Funktionsweise und Komponenten

LIB sind sekundäre elektrochemische Zellen, die chemische Energie durch reversible Redoxreaktionen in elektrische Energie wandeln. Linden [8, Kap. 1] unterteilt eine Batteriezelle dabei in drei fundamentale Komponenten: eine Elektronen abgebende Anode, eine Elektronen aufnehmende Kathode sowie einen Elektrolyten, der den Ionentransport ermöglicht. Ein mikroporöser Separator verhindert den physischen Kontakt der Elektroden, gewährleistet jedoch die Ionenleitfähigkeit. Braithwaite und Auxer [9, Kap. 40] zufolge führt der interne Widerstand dieser Komponenten während des Betriebs zu ohmscher Erwärmung, welche durch ein BTMS begrenzt werden muss.

Gemäß den grundlegenden Definitionen für elektrochemische Zellen nach Linden [8, Kap. 1] findet während der Entladung an der negativen Elektrode eine Oxidation und an der positiven Elektrode eine Reduktion statt. Für die in dieser Arbeit betrachtete

NMC-Chemie ergibt sich daraus die folgende Bruttoreaktion:



2.1.2. Zellformate und mechanischer Aufbau

Die mechanische Bauform beeinflusst die Energiedichte und die thermische Anbindung entscheidend. In der Industrie haben sich drei Formate etabliert:

- **Zylindrische Zellen:** Diese nutzen eine Wicklung (“Jelly Roll”) in einem stabilen Stahlgehäuse. Ehrlich [10, Kap. 35] zufolge sind sie mechanisch robust und industriell standardisiert, weisen jedoch eine anisotrope Wärmeleitfähigkeit auf (axial hoch, radial gering).
- **Prismatische Zellen:** Ein starres rechteckiges Gehäuse ermöglicht eine hohe Packungsdichte im Modul, neigt jedoch bei Belastung zu ungleichmäßiger Druckverteilung.
- **Pouch-Zellen:** Diese verwenden eine flexible Aluminium-Verbundfolie. Wie Warner [11] aufzeigt, bieten sie durch ihre flache Geometrie thermische Vorteile, benötigen jedoch externe Stützstrukturen gegen Schwellprozesse.

2.1.3. Kathodenchemie

Die Wahl der Kathodenchemie bestimmt die Energiedichte, die Kosten und das Gefahrenpotenzial im Fehlerfall. Die in dieser Arbeit verwendete LIB hat eine NMC-Kathode (Nickel, Mangan und Kobalt). Wie Rappsilber [12] darlegt, ermöglichen LIB mit NMC-Kathoden aufgrund ihres hohen Nickel-Anteils die für Luftfahrtanwendungen erforderliche hohe spezifische Energie, weisen jedoch eine geringere thermische Stabilität im Vergleich zu anderen Zellchemien auf. Darüber hinaus ist die bei einem TR freigesetzte Energiemenge kritisch zu bewerten; hierbei weisen NMC-Zellen eine signifikante gesamte Wärmefreisetzung (Total Heat Release, THR) sowie eine hohe maximale Wärmefreisetzungsrate (Peak Heat Release Rate, PHRR) auf, deren Beherrschung eine zentrale Herausforderung für das BTMS darstellt.

In dieser Arbeit wird die LG Chem INR18650HG2 verwendet. Gemäß den Spezifikationen von LG Chem [13] weist diese zylindrische LIB einen Durchmesser von 18 mm und eine Höhe von 65 mm auf. Die wichtigsten Spezifikationen der Zelle sind in Tab. 2.1 zusammengefasst.

Tabelle 2.1.: Spezifikationen der LG Chem INR18650HG2 [13].

Parameter	Nennkapazität	Nennspannung	Ladeschlussspannung	Masse
Wert	3000 mAh	3,6 V	4,2 V	47 g

2.2. Thermisches Verhalten und Systemintegration

2.2.1. Modulkonfiguration und Systemintegration

Für den Einsatz in elektrifizierten Luftfahrtantrieben werden einzelne Batteriezellen hierarchisch zu größeren Funktionseinheiten zusammengefasst. Gemäß Vetterlein [14] erfolgt die Skalierung dabei über die dreistufige Struktur von der Einzelzelle über das Batteriemodul bis hin zum vollständigen Batteriepack. Während das Modul eine handhabbare, mechanische und elektrische Untereinheit bildet, definiert de Vries [15] das übergeordnet geschaltete Batteriepack als das Gesamtsystem, welches alle Komponenten zur strukturellen Integrität, zum BTMS sowie zur Gewährleistung der Systemsicherheit umschließt, um die geforderte Busspannung und Energiekapazität an den Hauptterminals bereitzustellen.

Das Batteriemodul ist in einer 13s5p-Konfiguration verschaltet (Nennwerte: 46,8 V, 15 Ah). Diese Auslegung folgt zwei Primärzielen:

1. **Spannungssicherheit:** Mit einer maximalen Ladespannung von 54,6 V operiert das System im Bereich der Schutzkleinspannung. Gemäß der EU-Niederspannungsrichtlinie (2014/35/EU) [16] entfallen damit komplexe Hochvolt-Sicherheitsprotokolle, was Gewicht und Komplexität reduziert.
2. **Thermische Lastverteilung:** Nach Vetterlein [14] wird durch die Aufteilung des Stroms auf fünf parallele Zellstränge die Belastung pro Zelle auf ca. 1,1 C bis 1,3 C begrenzt und die Joule'sche Wärmeentwicklung minimiert.

2.2.2. Wärmeerzeugung und thermisches Verhalten

Das Thermalmanagement von LIB erfordert eine präzise Kenntnis der internen Wärmequellen, wobei in diesem BTMS-Design der NB sowie der kritische TR-Fall betrachtet werden.

Normalbetrieb und Wärmefreisetzungsrates Das zugrundeliegende Missionsprofil (Höhen- und Leistungsprofil in Abb. A.1 im Anhang) basiert auf dem Konzept eines rein elektrischen Kurzstreckenflugzeugs für 250 Passagiere mit 649 km Reichweite. Die Batteriezellen liefern dabei die Antriebsleistung für Start, Steig- und Reiseflug sowie den Landeanflug.

Gemäß Coates und Charkey [17, Kap. 31] entsteht während der Entladung primär Wärme durch ohmsche Verluste (I^2R) infolge des internen Zellwiderstands sowie exotherme chemische Reaktionen. Der resultierende, in Abb. 2.1 dargestellte Zusammenhang zwischen dem Ladezustand (State of Charge, SOC) und dem normierten Wärmestrom $\dot{Q}/\dot{Q}_{\max}$ stammt aus einem internen Projekt des DLR und dient als thermische Randbedingung (Boundary Condition, BC) für die Kühlkonzepte.

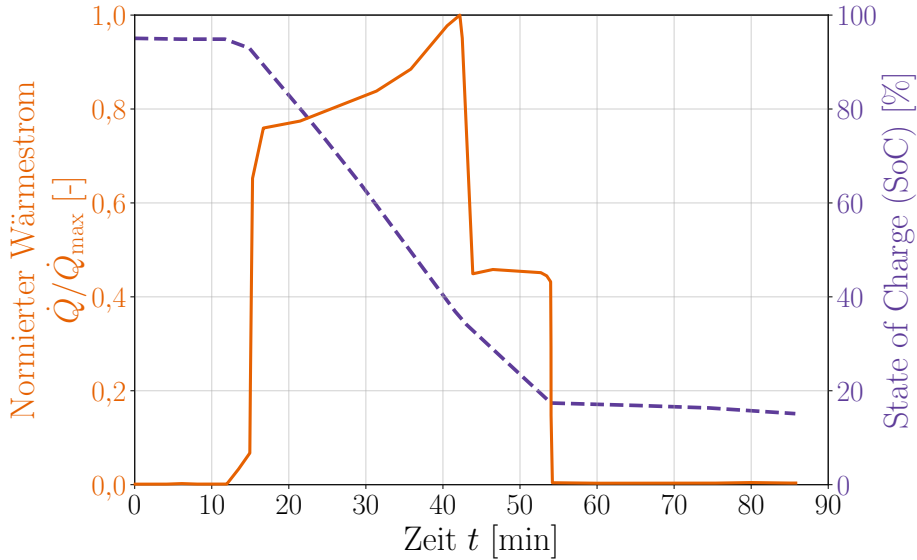


Abbildung 2.1.: Untersuchtes thermisches Lastprofil im NB: Normierter Wärmestrom $\dot{Q}/\dot{Q}_{\max}$ und entsprechender SOC über die Flugdauer.

Die normierte $\dot{Q}$ -Kurve zeigt einen charakteristischen Anstieg der Wärmefreisetzung mit sinkendem SOC. Wie Vetterlein [14] darlegt, resultiert dies aus dem ansteigenden Innenwiderstand bei niedrigen Ladezuständen und höheren Entladeraten, was kurz vor der Entladeschlussspannung zur maximalen thermischen Belastung führt. Während das ideale Temperaturfenster für LIB gemäß Pesaran et al. [7] zwischen 15 °C und 35 °C liegt, übersteigt die Wärmeerzeugung im TR-Fall nach Rappsilber et al. [12] diese Werte um mehrere Größenordnungen. Zur Eindämmung dieser transienten Freisetzung wird die passive Pufferung durch ein PCM mit einer massiven Steigerung des aktiven Kühlmittelmassenstroms kombiniert. Huber [18] zufolge absorbieren PCM während des Phasenübergangs große Energiemengen bei nahezu konstanter Temperatur, ohne dass sich das Material selbst weiter erwärmt.

Wärmeleitfähigkeit Für die numerische Analyse ist zudem die orthotrope Wärmeleitfähigkeit der zylindrischen Zellen ein kritischer Parameter. Spinner et al. [19] zufolge ist der Wärmetransport in axialer Richtung (entlang der Stromkollektorföhen) deutlich effizienter als in radialer Richtung (quer zur Wicklung der Jelly Roll). In den numerischen Simulationen werden hierfür die in Tab. 2.2 dargestellten Werte verwendet. Für den TR werden konservative Werte gewählt, die in der Literatur für das 18650-Format experimentell ermittelt wurden.

Tabelle 2.2.: Vergleich der orthotropen Wärmeleitfähigkeiten für 18650-Zellen.

Richtung	NB [$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$]	TR [$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$]
Axial (λ_{ax})	14 [20]	30 [19]
Radial (λ_{rad})	1,0 [21]	0,5 [19]

2.2.3. Thermal Runaway und Propagation

Die thermische Sicherheit stellt eine kritische Anforderung an Batteriesysteme in der Luftfahrt dar. Gemäß Zhang et al. [22] kann ein unzulässiger Betrieb durch mechanische, elektrische oder thermische Missbrauchsbedingungen bei LIB einen TR auslösen.

Thermal Runaway Laut Warner [11] ist der TR eine selbsterhaltende, exotherme Reaktion, bei der die interne Wärmeerzeugungsrate die Wärmeabfuhr bei Weitem übersteigt und die im Extremfall zum Ausgasen oder einer Explosion führen kann. Feng et al. [23] zufolge folgt dieser Prozess einer Kette sequenzieller Zersetzungsreaktionen:

- **SEI-Zersetzung** (ab ca. 80 °C): Die exotherme Zersetzung der Deckschicht setzt stetig Wärme frei und beschleunigt die weitere Zellerwärmung.
- **Separator-Schmelzen** (ca. 130 °C bis 170 °C): Das Schmelzen führt zu internen Kurzschlüssen und einem massiven Spannungsabfall.
- **Kathodenzersetzung** (ab ca. 200 °C): Das Kathodenmaterial zersetzt sich unter Sauerstofffreisetzung, was eine schlagartige Energiefreisetzung sowie das Ausgasen heißer, toxischer Gase zur Folge hat.

Ausbreitung und Eindämmung des Thermal Runaway Während der TR eine einzelne LIB betrifft, beschreibt die TR-Ausbreitung (Thermal Runaway Propagation, TRP) die kaskadenartige Übertragung auf benachbarte Zellen. Nach Feng et al. [23] wird der Einzelzell-TR primär durch interne chemische Reaktionen dominiert, wohingegen die TRP ein übergeordnetes Wärmetransportphänomen im Modulverbund darstellt.

Gemäß den Anforderungen des CMT [24] muss das BTMS eine effektive Eindämmung (Thermal Runaway Containment, TRC) auf Modulebene gewährleisten. Hierbei ist nachzuweisen, dass ein simultaner TR von 20 % der verbauten LIB (entspricht 13 Zellen in der vorliegenden 13s5p-Konfiguration) innerhalb einer Minute eingedämmt werden kann.

Gemäß Luo et al. [25] fungiert das PCM in diesem Kontext als thermische Barriere, welche die freigesetzte Enthalpie während des Phasenwechsels absorbiert und den Wärmestrom zu Nachbarzellen puffert. Die Herausforderung besteht darin, die PCM-Wärmeleitfähigkeit so zu optimieren, dass sie im NB die Kühlung unterstützt, im TR-Fall jedoch nicht als Wärmebrücke wirkt.

2.3. Kühlstrategien und Stand der Technik

Die thermische Konditionierung von Hochleistungsbatterien ist ein Kompromiss aus Kühlleistung, Systemkomplexität und Masse. Neben der reinen Kühlleistung erschweren sicherheitskritische Anforderungen wie das TRC die Systemauslegung in der Luftfahrt.

2.3.1. Aktive Kühlverfahren

Luftkühlung Nach Pesaran [26] zeichnen sich luftgekühlte Systeme durch ihre mechanische Einfachheit und geringe Wartungskosten aus. Die physikalischen Eigenschaften von Luft als Kühlmedium begrenzen jedoch die Effektivität des Wärmetransports; so hängen die Wärmeübergangsraten maßgeblich von der Dicke der Grenzschicht sowie der thermischen Leitfähigkeit des Fluids ab. Wie seine Studien zeigen, erreichen luftgekühlte Module aufgrund der geringeren Wärmeübergangskoeffizienten im Vergleich zu flüssigen Medien deutlich langsamer den stationären Zustand und weisen potenziell höhere Maximaltemperaturen auf.

Flüssigkeitskühlung Für Anwendungen mit hohen Leistungsdichten stellt die Flüssigkeitskühlung laut Pesaran [26] die bevorzugte Lösung dar. Kühlsysteme mit Wasser-Glykol-Gemischen bieten aufgrund der geringeren Viskosität und höheren Wärmeleitfähigkeit des Mediums besonders hohe Wärmeübergangskoeffizienten. In von ihm angeführten Untersuchungen konnte für Wasser ein Wärmeübergangskoeffizient von $390 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ ermittelt werden, was den Wert einer vergleichbaren Luftkühlung ($25 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$) um mehr als das 15-fache übertrifft. Es ist jedoch zu beachten, dass bei indirekten Systemen der zusätzliche Wärmeleitwiderstand von Gehäusewänden oder Kühlfinnen die effektive Kühlleistung mindert.

Lai et al. [27] entwickelten Wärmeleitstrukturen (Thermal Conductive Structure, TCS), die axial zwischen die zylindrischen LIB platziert werden. Durch optimierte Kanaldurchmesser erzielten sie eine Gewichtsreduktion von 46 %. Murphy und Akrami [28] weisen jedoch darauf hin, dass solche Optimierungen oft die Temperaturhomogenität beeinträchtigen.

2.3.2. Passive Kühlung durch Phasenwechselmaterialien

Als Ergänzung zu aktiven Systemen bieten PCM eine passive Lösung, indem sie durch ihren Phasenwechsel isotherm große Wärmemengen aufnehmen können. Das Material wird meist in Form von Matrizen zwischen den Zellen platziert, um als thermischer Puffer zu fungieren.

Klassifizierung und Auswahlkriterien PCM werden primär in organische (z. B. Paraffine), anorganische (z. B. Salzhydrate) und Eutektika unterteilt. Wie Huber [18]

darlegt, sind Paraffine aufgrund ihrer chemischen Stabilität und Toxizitätsfreiheit weit verbreitet, leiden jedoch unter geringer Wärmeleitfähigkeit, hoher Entflammbarkeit und Phasenwechsel bei niedrigen Temperaturen. Salzhydrate bieten laut seinen Untersuchungen eine höhere Schmelzenthalpie und inhärente Nicht-Brennbarkeit, weisen jedoch oft Korrosionsprobleme und Unterkühlungseffekte auf [18]. Eutektika stellen Mischungen aus zwei oder mehr Komponenten dar (organisch-organisch, anorganisch-anorganisch oder organisch-anorganisch), wie Ushak et al. [29] beschreiben.

Die Effektivität eines PCM-basierten BTMS hängt von der Phasenwechseltemperatur T_m ab. Nach Huber [18] muss diese so gewählt werden, dass das Material im NB fest bleibt, aber bei Lastspitzen schmilzt, um Energie aufzunehmen.

2.3.3. Hybride Systeme und Identifizierung der Forschungslücke

Laut Altun et al. [5] gewinnen hybride Konfigurationen, die PCM mit aktiven Elementen kombinieren, an Bedeutung, um die begrenzte zeitliche Dauer der isothermen Wärmeaufnahme rein passiver Systeme bei hohen Lasten zu überwinden. Ein technologisch wegweisender Ansatz wurde von Yang et al. [30] vorgestellt, die ein hybrides BTMS für 18650-Zellen entwickelten, das eine hexagonale Kühlplatte mit bionischen, spinnennetzartigen Minikanälen und PCM kombiniert. Ihre numerischen Untersuchungen zeigen, dass die hexagonale Geometrie im Vergleich zu klassischen rechteckigen Kühlplatten die Temperaturdifferenz zwischen den Batteriezellen ΔT um 2,3 K und den Druckverlust um 4,37 Pa senkt. Ein wesentlicher Vorteil dieses Designs ist die Aufrechterhaltung der Kühlleistung auch nach dem vollständigen Schmelzen des PCM, wobei durch die Optimierung der Kanalbreite und der Durchflussführung eine hohe Temperaturhomogenität ($\Delta T < 3,5$ K) erzielt wurde.

Ergänzend dazu untersuchten Xin et al. [31] hohe Entladeraten von 5 C (entspricht dem Fünffachen der Nennkapazität in Ampere pro Stunde, $I = 5I_{\text{Nenn}}$) und zeigten, dass erst die Kopplung von Verbund-PCM (CPCM) mit einer aktiven Gegenstrom-Flüssigkeitskühlung eine stabile Temperierung unter 46 °C ermöglicht. Während Al-Rashed [32] die Phasenwechselkinetik durch Nano-Additive auf molekularer Ebene beschleunigte, konzentrierten sich Zhang et al. [22] auf die synergetische Schutzwirkung eines Hybrid-Systems aus Sandwich-PCM und einer Aluminium-Kühlplatte. Durch den Vergleich mit rein passiven PCM- und rein aktiven Wasserkühlsystemen wiesen sie nach, dass nur die hybride Kopplung die TRP vollständig unterbinden kann, indem das PCM als thermischer Puffer fungiert, während der Flüssigkeitskreislauf die akkumulierte Wärme kontinuierlich abführt. Besonders kritisch identifizierten sie dabei die Wärmeleitfähigkeit des PCM: Während eine Erhöhung die Effizienz im NB steigert, senkt sie gleichzeitig die Barrierewirkung im TR-Fall und kann so die Propagation sogar beschleunigen.

Synthese und Forschungslücke Trotz dieser detaillierten mechanischen und thermischen Analysen offenbart der Stand der Technik eine kritische Lücke hinsichtlich der spezifischen Anforderungen der elektrischen Luftfahrt. Die meisten Hybrid-Studien fokussieren sich entweder auf die Optimierung im NB, wie die Untersuchungen von Yang et al. [30] zeigen, oder auf die reine TR-Mitigation in generischen Modellen mit geringer Zellanzahl, wie sie von Zhang et al. [22] beschrieben wird. Die Arbeit von Weng et al. [33] zeigt zwar die Bedeutung von thermischen Barrieren (Aerogele) auf, lässt jedoch die aktive Kühlung außer Acht. Zudem setzen Ansätze mit sehr hohen Wärmeübergangskoeffizienten, wie die von Zhao et al. [34] untersuchte Immersionskühlung, oft masseintensive Setups voraus, die für gewichtssensible Flugzeugstrukturen ungeeignet sind.

Zusammenfassend mangelt es an Forschung, die:

1. Ein kompaktes Batteriemodul-Design (60–70 Zellen) entwickelt, das simultan für hocheffizienten NB und TRC nach CMT-Vorgaben optimiert ist.
2. Diese Systeme unter realitätsnahen, transienten Fluglastprofilen (z. B. Startphase) numerisch evaluiert.
3. Den Zielkonflikt zwischen hoher Wärmeleitfähigkeit für die Kühlung und thermischer Isolation zur TR-Prävention innerhalb einer Leichtbaustruktur löst.

Die vorliegende Arbeit adressiert diese Lücke durch den Vergleich von vier hybriden Designs, die spezifisch auf die Leistungs- und Sicherheitsanforderungen der Luftfahrt zugeschnitten sind.

2.4. Grundlagen der numerischen Modellierung

Die thermische Auslegung eines Batteriemoduls basiert auf der Berechnung der Erhaltungsgleichungen. Zur Lösung dieser gekoppelten Phänomene werden numerische Simulationen (CFD) eingesetzt.

2.4.1. Wärmeübertragungsmechanismen

Der Wärmetransport vom Zellkern an die Umgebung erfolgt gemäß Warner [11] über drei primäre Mechanismen.

Wärmeleitung (Konduktion) Der Energietransport in den Festkörperkomponenten folgt dem Fourier-Gesetz der Wärmeleitung. Wie Hahne und Elgeti [35] darlegen, ist der Wärmestrom $\vec{Q}$ dabei proportional zum Temperaturgradienten und der Wärmeleitfähigkeit λ :

$$\vec{Q} = -A\lambda\nabla T \quad (2.2)$$

Innerhalb des BTMS ist die Wärmeleitung essenziell, um die im Zellinneren entstehende Wärme an die Oberfläche und nachfolgende Kühlkomponenten zu leiten, wie Saw et al. [36] aufzeigen.

Konvektion Der Wärmeübergang zwischen einer Festkörperoberfläche und einem bewegten Fluid wird durch das Newton'sche Abkühlungsgesetz beschrieben, welches Martin und Wetzl [37] zufolge wie folgt definiert ist:

$$\dot{Q} = \alpha A (T_w - T_{\text{Flüssigkeit}}) \quad (2.3)$$

Die Effizienz der aktiven Kühlung hängt maßgeblich vom Wärmeübergangskoeffizienten α ab. Dieser ist eine Funktion der Strömungsform und der Fluideigenschaften und wird üblicherweise über die dimensionslose Nußelt-Zahl Nu bestimmt, welche wiederum eine Funktion der Reynolds-Zahl Re und der Prandtl-Zahl Pr ist. Dies verdeutlicht die Kopplung zwischen Impuls- und Wärmetransport.

Wärmestrahlung Die spezifische Ausstrahlung M für einen schwarzen Körper folgt dem Stefan-Boltzmann-Gesetz, wie z. B. Kabelac und Vortmeyer [38] beschreiben:

$$M = \sigma T^4 \quad (2.4)$$

wobei σ die Stefan-Boltzmann-Konstante ($5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-4}$) darstellt. Da gemäß Warner [11] die Temperaturunterschiede zwischen den Modulkomponenten im NB moderat sind, wird die Strahlung in diesem CFD-Modell vernachlässigt, um die Recheneffizienz zu steigern.

2.4.2. Erhaltungsgleichungen und Finite-Volumen-Methode

Die numerische Simulation basiert auf den physikalischen Erhaltungssätzen für Masse, Impuls und Energie. Die inkompressiblen Kühlfluide lassen sich gemäß Versteeg und Malalasekera [39, Kap. 2.1] über diese Grundgleichungen beschreiben.

Massenerhaltung (Kontinuitätsgleichung) Für inkompressible Fluide vereinfacht sich die Bilanz zur divergenzfreien Formulierung:

$$\nabla \cdot \vec{u} = 0 \quad (2.5)$$

Impulserhaltung Die Impulsbilanz (Navier-Stokes-Gleichung) für ein Newtonsches Fluid beschreibt das Gleichgewicht zwischen Trägheits-, Druck- und Viskositätskräften:

$$\rho \frac{D\vec{u}}{Dt} = -\nabla p + \mu \nabla^2 \vec{u} + \vec{S}_M \quad (2.6)$$

wobei $\vec{S}_M$ Quellterme wie Gravitation oder den Widerstand poröser Medien repräsentiert.

Energieerhaltung Basierend auf dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik verknüpft die Energiegleichung die zeitliche Änderung der Temperatur mit Wärmeleitung, Konvektion und inneren Wärmequellen S_h :

$$\rho c_p \frac{DT}{Dt} = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + S_h \quad (2.7)$$

Der Quellterm S_h beinhaltet sowohl die volumetrische Wärmeerzeugung der Batteriezellen als auch Prozesse beim Phasenübergang des PCM.

Numerische Simulation mit der Finite-Volumen-Methode

Die Lösung der Erhaltungsgleichungen erfolgt mittels der Finite-Volumen-Methode (FVM). Wie Versteeg und Malalasekera [39, Kap. 4] beschreiben, wird dabei das Rechengbiet in diskrete Kontrollvolumina unterteilt, über welche die zuvor beschriebenen Gleichungen integriert werden. Dies stellt die physikalische Erhaltung der Eigenschaften über das gesamte Gebiet sicher. Besondere Aufmerksamkeit erfordert laut ihren Ausführungen [39, Kap. 3.4] die Auflösung der wandnahen Bereiche, da die steilsten Gradienten der Geschwindigkeit und Temperatur auftreten. Dort müssen die Kontrollvolumina in der Grenzschicht entsprechend verfeinert werden, um den Wärmeübergang korrekt vorherzusagen.

2.4.3. Modellierung des Phasenübergangs und der Turbulenz

Der Schmelz- und Erstarrungsprozess des PCM wird über die Enthalpy-Porosity-Methode gemäß Voller und Prakash [40] abgebildet. Dieser Ansatz vermeidet die explizite Verfolgung der Fest-Flüssig-Grenzfläche, indem er, wie im Ansys Fluent Theorie-Handbuch [41, Sec. 15.3] dargelegt, den Phasenübergang als Änderung des Flüssigkeitsanteils innerhalb jedes Kontrollvolumens behandelt.

Energieformulierung Die spezifische Gesamtenthalpie h_{ges} setzt sich, wie im Ansys Fluent Theorie-Handbuch [41, Sec. 15.4] dargelegt, aus der sensiblen spezifischen Enthalpie h und der spezifischen Schmelzenthalpie $\beta \Delta h_m$ zusammen:

$$h_{\text{ges}} = h_{\text{ref}} + \int_{T_{\text{ref}}}^T c_p dT + \beta \Delta h_m \quad (2.8)$$

Der Flüssigkeitsanteil β (Liquid Fraction) wird in Abhängigkeit der Solidustemperatur T_{sol} und Liquidustemperatur T_{liq} wie folgt definiert:

$$\beta = \begin{cases} 0 & \text{wenn } T < T_{\text{sol}} \\ 1 & \text{wenn } T > T_{\text{liq}} \\ \frac{T - T_{\text{sol}}}{T_{\text{liq}} - T_{\text{sol}}} & \text{wenn } T_{\text{sol}} \leq T \leq T_{\text{liq}} \end{cases} \quad (2.9)$$

Impulsmodifikation (Mushy Zone) Die Zone des Phasenübergangs ($0 < \beta < 1$) wird als poröses Medium behandelt. Um die Geschwindigkeit im erstarrenden Material zu reduzieren, wird, wie im Ansys Fluent Theorie-Handbuch [41, Sec. 15.5] dargelegt, ein Senkenterm S_M zur Impulsgleichung addiert:

$$\vec{S}_M = \frac{(1 - \beta)^2}{\beta^3 + \epsilon} A_{\text{mush}} \vec{u} \quad (2.10)$$

Die Mushy-Zone-Konstante A_{mush} steuert dabei den Geschwindigkeitsabbau an der Schmelzfront, während laut den Handbuchvorgaben [41, Sec. 15.5] ein kleiner Wert von $\epsilon = 0,001$ eine Division durch Null verhindert. Nach Voller und Prakash [40] führt ein höherer Wert für A_{mush} zu einem steileren Geschwindigkeitsabfall an der Schmelzfront, während ein zu niedriger Wert die natürliche Konvektion künstlich verzerrt.

Turbulenzmodellierung Da eine direkte numerische Simulation (DNS) oder Large Eddy Simulation (LES) für makroskopische Systemanalysen zu rechenintensiv sind, findet der RANS-Ansatz (Reynolds-Averaged Navier-Stokes) Anwendung. Für die Simulation der turbulenten Strömung ($\text{Re} > 10000$) wurde das k - ω -SST-Turbulenzmodell (Shear Stress Transport) gewählt. Diese Wahl begründet sich, wie im Ansys Fluent Theorie-Handbuch [41, Sec. 4.4.3] dargelegt, durch die Überlegenheit des SST-Modells bei der Vorhersage von wandgebundenen Strömungen und der Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten in engen Kühlkanälen. Zudem erfordern ω -basierte Turbulenzmodelle wie das SST-Modell keine strikte Auflösung der wandnahen Grenzschicht von $y^+ \approx 1$. Hierbei beschreibt der dimensionslose Wandabstand $y^+ = \Delta y_P u_\tau / \nu$ (mit der Wandschubspannungsgeschwindigkeit $u_\tau = \sqrt{\tau_w / \rho}$) das Verhältnis der Trägheits- zu den viskosen Kräften in der wandnahen Grenzschicht, wobei ein Wert von $y^+ \leq 11,63$ gemäß Versteeg und Malalasekera [39, Kap. 9.4] den Bereich kennzeichnet, in dem die wandnahe Strömung als viskos-laminar dominiert betrachtet werden kann. Der Ansatz weist eine hohe Robustheit gegenüber moderaten Gitterverfeinerungen auf, da er kontinuierlich zwischen der wandnahen k - ω -Formulierung und der wandfernen k - ϵ -Formulierung wechselt. Das Modell ist stabil genug um bei ausreichender Gitterauflösung direkt bis an die Wand zu rechnen und bei groben laminaren Unterschichten automatisch die entsprechenden Wandfunktionen einzublenden.

3. Anforderungen, Systementwurf und analytische Auslegung

Die Methodik dieser Arbeit folgt einem systematischen Entwicklungsprozess. Zunächst werden die luftfahrtspezifischen und thermischen Anforderungen festgelegt, um eine objektive Bewertungsgrundlage zu schaffen. Darauf aufbauend wird ein empirisches TR-Modell entwickelt und ein kritisches Szenario definiert, anhand dessen die Leistungsfähigkeit der BTMS-Konzepte geprüft wird. Nach der Auswahl geeigneter Materialien und Kühlmedien folgt das iterative Design von vier hybriden Kühlarchitekturen in Siemens NX. Den Abschluss der Konzeptentwicklung bildet eine analytische Bewertung der thermischen Charakteristika, welche die Grundlage für die Randbedingungen der anschließenden CFD liefert.

3.1. Anforderungen an Batteriemodule in der regionalen Luftfahrt

Das Design eines BTMS für die Luftfahrt unterliegt einem Zielkonflikt zwischen thermischer Leistung, Sicherheit und Masseneffizienz. Basierend auf den regulatorischen Rahmenbedingungen und den in Kapitel 2 diskutierten Eigenschaften von LIB werden folgende Anforderungen festgelegt.

3.1.1. Thermische Zielwerte und Sicherheitsvorgaben

Zur Gewährleistung der Lebensdauer und zur Vermeidung beschleunigter Degradation muss das BTMS die Zelltemperaturen in einem eng definierten Fenster halten:

- **Temperaturbereich im NB:** Gemäß Pesaran et al. [7] liegt das Zielintervall zwischen 15 °C und 35 °C.
- **Temperaturhomogenität:** Laut Warner [11] sollte die Temperaturdifferenz zwischen den Batteriezellen (ΔT) idealerweise zwischen 2 K bis 3 K liegen, um ungleichmäßige Zellalterung zu vermeiden. Während in der Literatur oft ein Grenzwert von 5 K angeführt wird, kann eine Differenz in dieser Höhe nach Saw et al. [36] zufolge die Degradation der Leistungsfähigkeit bereits um ca. 10 % sowie die thermische Alterungskinetik um 25 % steigern.

- **Containment (20 %-Kriterium):** Den Anforderungen der CMT [24] entsprechend muss das System einen TR von mindestens 20 % der Batteriezellen (hier: 13 von 65 Zellen) binnen einer Minute ohne Modul-zu-Modul-Propagation eindämmen können.

3.1.2. Luftfahrtspezifische Randbedingungen

Im Vergleich zum Automobilsektor ist die elektrische Luftfahrt durch eine deutlich höhere Massensensitivität gekennzeichnet, da die Batteriemasse laut Pattanayak und Mavris [6] als unveränderlicher Systemballast die Missionsreichweite und Nutzlastkapazität direkt limitiert.

- **Thermische Betriebsumgebung:** Die numerische Auslegung erfolgt bei einer Referenz-Umgebungstemperatur von $T_{\infty} = 20^{\circ}\text{C}$. Aufgrund ausgeprägter thermischer Unterschiede an den weltweiten Einsatzorten sind in der Realität stark variierende Umgebungstemperaturen am Boden denkbar. Die Festlegung eines festen, standardisierten Referenzwerts ist für das methodische Design dieser Arbeit dennoch zwingend erforderlich, um eine präzise interne Vergleichbarkeit der entwickelten Kühlkonzepte unter kontrollierten und reproduzierbaren Randbedingungen zu gewährleisten.
- **Massenminimierung:** Die gravimetrische Energiedichte des Gesamtsystems muss durch konsequenten Leichtbau maximiert werden.
- **Umweltbeständigkeit:** Das Kühlmedium muss einen Gefrierpunkt unter -20°C aufweisen, um den Anforderungen für lange Standzeiten in kalten Klimazonen gerecht zu werden, als auch für moderate Flughöhen bei denen die Wärme des Antriebstrangs verwendet werden kann um die Tanks der Kühlflüssigkeit zu erwärmen.
- **Parasitäre Leistung:** Die Pumpleistung für die aktive Kühlung ist zu minimieren, um das begrenzte Energiebudget des Fluggeräts zu schonen.

Tab. 3.1 fasst die Zielwerte zusammen, die als Bewertungsmaßstab für die CFD-Ergebnisse dienen.

3.2. Modellierung des Thermal Runaway und Propagationsdefinition

Aufgrund der hohen numerischen Komplexität der Kopplung von Zellchemie und transienten Degradationsmechanismen bei einem TR wird in dieser Arbeit ein semi-empirischer, makroskopischer Ansatz zur Modellierung gewählt. Dieser stützt sich

Tabelle 3.1.: Quantitative Designziele und Schwellenwerte für das hybride BTMS.

Parameter	Anforderung	Quelle / Begründung
T_{NB}	15 °C – 35 °C	Optimales State of Health (SOH) Fenster [11]
ΔT_{Modul}	2 K – 3 K	Vermeidung ungleichmäßiger Alterung [11]
TRC	bei 20 % der Zellen im TR	CMT-Zertifizierung (13 Zellen) [24]
$T_{freeze, Fluid}$	max. –20 °C	Frostschutz in Reiseflughöhe
Δp_{NB}	minimieren	Reduktion der parasitären Pumpleistung
Δp_{TR}	$\leq 0,25$ bar	Design Constraint des DLR
Masseneffizienz	maximieren	Maximierung der Nutzlast

auf eine methodische Integration experimentell validierter Kalorimetriedaten, um die freigesetzte Wärmemenge sowie deren zeitlichen Verlauf in Abhängigkeit des Ladezustands abzubilden. Im Folgenden wird das untersuchte Szenario des TR definiert.

3.2.1. Entwicklung des Thermal Runaway Modells

Datenbasis und Kalorimetrie Die Quantifizierung der THR erfolgt auf Basis einer Meta-Analyse von Rappsilber et al. [12]. Hierzu wurden Datensätze für 18650-Zellen mit NMC-Kathodenchemie extrahiert. Um eine Überschätzung der Quelltermstärke zu vermeiden, wurden bei der Auswahl der Ankerpunkte gezielt Datensätze mit hohen Strahlungswärmeströmen (z. B. radiant heating) oder Messverfahren mit signifikanter Erfassung externer Gasverbrennung (z. B. Cone Calorimetry) ausgeschlossen und stattdessen konservativere Werte präziserer Messverfahren (z. B. Copper Sealed Battery Calorimeter) für die Modellierung gewählt.

Gemäß de Vries et al. [15] benötigen batteriebetriebene Flugzeuge mit einer Reichweite von 800 km Batterien mit einer spezifischen Energie von mindestens 450 Wh kg^{-1} . Da die in der Literatur verfügbaren Daten diesen Stand der Technik noch nicht vollständig abbilden, erfolgt eine konservative Skalierung der thermischen Daten. Laut Feng et al. [23] korreliert die THR eng mit der spezifischen Energiedichte der Zelle, da die bei einem TR freigesetzte thermische Energie maßgeblich aus der exothermen Zersetzung der aktiven Materialien sowie des Elektrolyten resultiert. Mit zunehmender Energiedichte, insbesondere durch den Einsatz reaktiverer Ni-reicher Kathodenmaterialien, nimmt das Potenzial für exotherme Zersetzungsreaktionen signifikant zu, was eine direkte Kopplung von Energiedichte und thermischem Gefahrenpotenzial begründet. In Ermangelung experimenteller Daten für Hochenergiezellen mit 450 Wh kg^{-1} wird ein linearer Skalierungsansatz mit einem Faktor von $f \approx 2,33$ gewählt, der eine konservative Abschätzung der thermischen Last für zukünftige Zellgenerationen darstellt. Dieser Faktor resultiert aus dem Quotienten der geforderten

spezifischen Energiedichte zu dem Referenzwert der zuvor genannten Datenbasis [12].

Um eine physikalisch konsistente Korrelation zwischen SOC und THR zu erhalten, wurde ein monotonieerhaltendes, stückweise kubisches Hermite-Interpolationspolynom (PCHIP) gewählt. Dieses formwahrende, stückweise kubische Verfahren stellt sicher, dass der Kurvenverlauf streng monoton sinkt und die experimentellen Ankerpunkte exakt abbildet und ist in Abb. B.1 im Anhang dargestellt.

Zeitlicher Verlauf der Wärmefreisetzung Die Charakterisierung der Wärmefreisetzungsrate (Heat Release Rate, HRR) über der Zeit basiert auf den Untersuchungen von Xie et al. [42]. Da die Form der HRR-Kurve stark vom SOC abhängt (z. B. scharfe Spitze bei 100 % vs. flacherer Verlauf bei 50 %), wurden die Profile für die Stützstellen 0 %, 25 %, 50 % und 100 % digitalisiert und auf ihr Flächenintegral normiert. Den Autoren zufolge resultiert diese stark ausgeprägte SOC-Abhängigkeit der thermischen Leistungskurven primär aus der Ladungsmenge des in der Anode interkalierten Lithiums. Ein höherer SOC führt zu einer gesteigerten chemischen Gesamtenergie im System und senkt gleichzeitig die Aktivierungsenergie für die exothermen Zersetzungsreaktionen während des TR, was in einer schlagartigen und intensiveren Energiefreisetzung mündet. Diese normierten Profile dienen im numerischen Modell als Basis für die Implementierung der transienten, volumetrischen Quelltermstärke innerhalb der Fluid-Struktur-Interaktion in Ansys Fluent.

Für beliebige SOC-Werte innerhalb der Simulation führt die implementierte User Defined Function (UDF) eine gewichtete Interpolation der Kurvenformen durch. Die finale thermische Quelltermstärke S_{TR} in W m^{-3} ergibt sich durch Skalierung der normierten Formen von Xie et al. [42] mit dem SOC-abhängigen THR aus der Datenbank von Rappsilber et al. [12] und der Zelldichte ρ_{LIB} . Der Quellcode der UDF ist in Abschnitt F im Anhang dokumentiert.

Zündbedingungen Die Initiierung des TR erfolgt über ein lokales temperatur- und SOC-abhängiges Trigger-Kriterium. Die experimentellen Zündtemperaturen $T_{\text{zünd}}$ wurden in Anlehnung an Amano et al. [43] für diskrete Stützstellen definiert (140 °C bei 100 % SOC, 166 °C bei 75 % und 50 % SOC) und für den thermisch stabileren Bereich niedriger Ladungszustände bis 192 °C bei 0 % SOC extrapoliert.

Um im transienten CFD-Solver numerische Unstetigkeiten und sprunghafte Ableitungen an den Intervallgrenzen zu vermeiden, wird der funktionale Zusammenhang $T_{\text{zünd}} = f(\text{SOC})$ über ein PCHIP-Polynom abgebildet.

3.2.2. Definition des Propagationsszenarios

Nach Feng et al. [23] kann der TR einer LIB durch verschiedene Mechanismen wie mechanische Penetration, elektrische Überladung oder interne Kurzschlüsse initiiert werden. In dieser Arbeit wird das Szenario der lokalen Überhitzung untersucht, da

Überhitzung als unmittelbare Ursache des TR im Flug angenommen wird. Während elektrische Fehler durch Schutzorgane wie Sicherungen oder das Batteriemanagementsystem beherrscht werden können, gilt die lokale Überhitzung als kritisches und direktes Auslegungskriterium für das BTMS.

Auswahl des kritischen Fehlerortes Für die Untersuchung des TRP wurde die Initiierung in einer Eckposition des Moduls gewählt (Corner Case). Nach Untersuchungen von Belt und Sorensen [44] stellt die Ecklage den kritischsten Fall dar, da eine dort befindliche Zelle aufgrund der geometrischen Randlage über eine geringere effektive Kontaktfläche zur Wärmeabfuhr verfügt als zentral gelegene Zellen.

Im vorliegenden Modell wird die Batteriezelle 58 (s. Abb. 3.1) als Trigger definiert. Diese befindet sich in der Modulecke, welche bei den bodengekühlten Designs räumlich näher am Kühlmittelauslass liegt. Da das Kühlmittel dort bereits eine höhere Eigentemperatur aufweist, ist das Risiko einer Modul-zu-Modul-Propagation in Richtung eines benachbarten Moduls hier am größten.

Implementierung und EASA-Konformität Entsprechend den Vorgaben der CMT [24] zum TRC wird ein Worst-Case-Szenario mit multipler Initiierung modelliert. Hierbei werden 20% der Modulkapazität binnen einer Minute in den TR überführt, um die Belastungsgrenzen der Kühlstruktur und des Packs zu validieren.

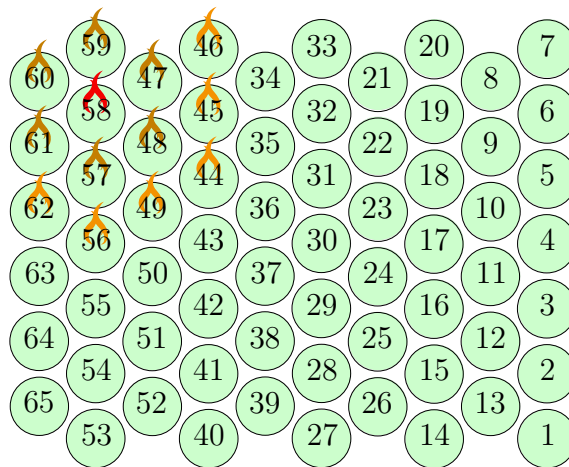


Abbildung 3.1.: **Sequenzielle TRP im Batteriemodul.**

Initiierung in Batteriezelle 58 (rot). Die erste Initiierungswelle (braun) umfasst die unmittelbar angrenzenden Zellen 47, 48, 57, 59, 60 und 61. In der zweiten Initiierungswelle (orange) folgen die Zellen 44, 45, 46, 49, 56 und 62.

Da die freigesetzte Wärme mit sinkendem SOC ebenfalls sinkt, wird der TR zu Beginn der simulierten Flugdauer initiiert. Ziel der Analyse ist die Überwachung der Maximaltemperaturen im benachbarten Modul, um eine Überschreitung der kritischen Zündschwelle und somit eine unkontrollierte Ausbreitung über Modulgrenzen hinweg auszuschließen.

3.3. Auswahl der Kühlmedien

3.3.1. Kühlflüssigkeit

Die Auswahl der Kühlflüssigkeit basiert auf einer Evaluierung thermophysikalischer Eigenschaften, Sicherheitsaspekten und luftfahrtspezifischen Anforderungen. Tab. 3.2 fasst die Vor- und Nachteile gängiger einphasiger Kühlmedien zusammen.

Tabelle 3.2.: Vergleich gängiger Kühlmedien für BTMS-Anwendungen.

Kühlmedium	Vorteile	Nachteile
Wasser	Hohe Wärmekapazität und thermische Leitfähigkeit, geringe Dichte	Gefrierpunkt (0 °C bei 1 bar) unzureichend für Luftfahrt
Fluorierte Fluide	Dielektrisch (sicher bei Leckage), chemisch stabil [34]	Hohe Kosten, geringe thermische Performance [34], hohes Treibhauspotenzial [45]
Nanofluide	Erhöhte thermische Leitfähigkeit [46]	Gefahr der Sedimentation und Agglomeration, dadurch zeitlich abnehmende Wärmeleitfähigkeit [46]
Wasser/Methanol	Exzellente Kühlung, geringe Dichte, sehr niedriger Gefrierpunkt [47].	Toxisch, entflammbar (Flammpunkt 21 °C) [48]
Wasser/Ethylenglykol	Guter Kompromiss aus Frostschutz und Performance, industriell etabliert	Höhere Viskosität als Wasser, toxisch [30]

Aufgrund der notwendigen Balance zwischen thermischer Performance und Betriebssicherheit wird ein Wasser/Ethylenglykol-Gemisch (WEG) gewählt. Ein kritischer Faktor in der Luftfahrt ist der Gefrierpunkt. Jet A-1 Kraftstoffe müssen bis -47 °C im flüssigen Zustand verbleiben [49] und ein höherer Ethylenglykol (EG)-Anteil ermöglicht einen geringeren Gefrierpunkt (s. Abb. C.1a im Anhang). Allerdings führt ein hoher EG-Anteil zu einer signifikanten Zunahme der Viskosität und einer Reduktion der spezifischen Wärmekapazität und der Wärmeleitfähigkeit+ (s. Abb. C.1b).

Für diese Arbeit wird ein Zielgefrierpunkt von -20 °C festgelegt. Dies stellt einen strategischen Kompromiss dar, der ausreichenden Schutz für typische Bodenstandzeiten und für moderate Flughöhen bietet, bei denen die Wärme des elektronischen Antriebstrangs verwendet werden kann, um die Tanks der Kühlflüssigkeit zu erwärmen. Des Weiteren bleiben die überlegenen Kühleigenschaften gegenüber hohen EG-Konzentrationen erhalten. Entsprechend wird ein Massenanteil von $\omega_{\text{EG}} = 36,23\%$ gewählt.

Die thermophysikalischen Eigenschaften wurden mittels der Python-Library **CoolProp** für die angesetzte mittlere Temperatur der Kühlflüssigkeit ($T = 22,5^\circ\text{C}$) bei Umgebungsdruck bestimmt und sind in Tab. 3.3 zusammengefasst. Diese dienen als Grundlage für die analytische Massenstrombestimmung. Für die numerische Simulation in Ansys Fluent wurden die thermophysikalischen Eigenschaften temperaturabhängig über Polynome implementiert (s. Kap. C.1 im Anhang).

Tabelle 3.3.: Stoffwerte des WEG-Gemischs ($\omega_{\text{EG}} = 36,23\%$) bei $22,5^\circ\text{C}$.

Eigenschaft	Symbol	Wert
Dichte [kg m^{-3}]	ρ	1046
Spez. Wärmekapazität bei konstantem Druck [$\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$]	c_p	3,605
Dyn. Viskosität [mPa s]	μ	2,366
Wärmeleitfähigkeit [$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$]	λ	0,4419
Prandtl-Zahl [-]	Pr	19,3

3.3.2. Phasenwechselmaterial

Die Auswahl eines geeigneten PCM ist entscheidend für die Wirksamkeit des BTMS sowohl im NB als auch im TR. Basierend auf der Stoffdatenbank von Kulish et al. [50] wurden anorganische Stoffe hinsichtlich ihrer thermophysikalischen Eigenschaften bewertet. Organische PCM wurden aufgrund ihrer Brennbarkeit nicht in Betracht gezogen. Um eine vollständige Ausnutzung des Schmelzpotenzials während Lastspitzen oder Schnellladevorgängen zu verhindern und eine Überhitzung, die zu einem TR führen könnte, frühzeitig abzufangen, wurden in Anlehnung an Huber [18] Salzhydrate mit einem Phasenwechsel im Bereich von 55°C bis 100°C untersucht. Abb. 3.2 vergleicht die spezifische Enthalpieänderung Δh der vielversprechendsten Materialien.

Natriumacetat-Trihydrat ($\text{CH}_3\text{COONa} \cdot 3\text{H}_2\text{O}$, SAT) wurde als das für diesen Anwendungsfall am besten geeignete PCM identifiziert. Die Referenzwerte der Stoffdaten von SAT im festen und im flüssigen Zustand sind in Tab. 3.4 zusammengefasst. Die Wahl von SAT begründet sich neben der hohen Energiedichte und der Nichtbrennbarkeit insbesondere durch die im Vergleich zu Paraffinen deutlich höhere Wärmeleitfähigkeit von ca. $0,6 \text{ W m}^{-1} \text{K}^{-1}$, welche auch von Wang et al. [51] hervorgehoben wird. Ein wesentliches Sicherheitsmerkmal von SAT ist dessen thermische Stabilitätsgrenze. Gemäß der Stoffdaten von Kulish et al. [50] liegt die maximale Einsatztemperatur bei 380°C .

Kompositmaterialien (z. B. Paraffin-Graphit-Mischungen) wurden aufgrund zu niedriger Schmelzpunkte ausgeschlossen, die gemäß der experimentellen Studie von Li et al. [52] im Bereich von 40°C bis 45°C liegen. Auch die thermophysikalischen Eigenschaften des PCM wurden in Fluent temperaturabhängig über Polynome implementiert (s. Kap. C.2 im Anhang), um den Phasenwechsel und Temperaturgradienten präzise abzubilden.

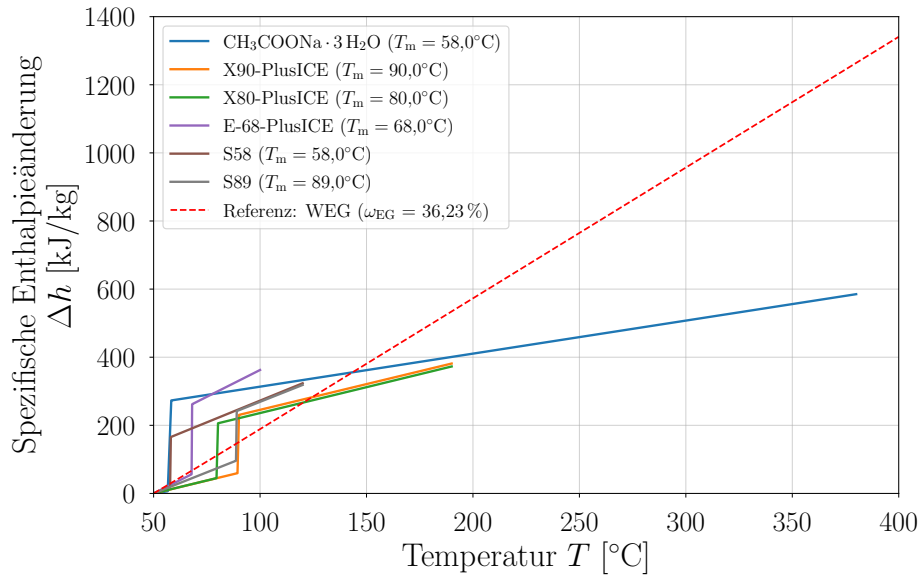


Abbildung 3.2.: Spezifische Enthalpieänderung Δh über ihre Einsatztemperatur ausgewählter PCM aus der Datenbank von Kulish et al. [50]. Die betrachteten Kandidaten sind ausschließlich anorganische PCM mit einem Phasenwechsel im Bereich von 55 °C bis 100 °C.

Tabelle 3.4.: Referenzwerte der Stoffdaten von SAT [51].

Eigenschaft	Wert (fest / flüssig)
Schmelztemperatur T_m	58 °C
Spez. Schmelzenthalpie Δh_m	264 kJ kg ⁻¹
Spez. Wärmekapazität bei konstantem Druck c_p	2,9 kJ kg ⁻¹ K ⁻¹ / 3,1 kJ kg ⁻¹ K ⁻¹
Wärmeleitfähigkeit λ	0,60 W m ⁻¹ K ⁻¹ / 0,385 W m ⁻¹ K ⁻¹
Dichte ρ	1450 kg m ⁻³ / 1280 kg m ⁻³
Dyn. Viskosität μ	7,49 mPa s (bei 20 °C)

3.4. Design hybrider Kühkonzepte

Im Rahmen dieser Arbeit wurden vier hybride BTMS-Konfigurationen entwickelt, die auf zwei unterschiedlichen aktiven Kühlsystemen in Kombination mit einer passiven PCM-Komponente basieren. Die konstruktive Umsetzung erfolgte mit der CAD-Software Siemens NX 2412. In diesem Unterkapitel wird die geometrische und funktionale Gestaltung dieser Konzepte detailliert dargelegt.

3.4.1. Konzept 1: Bodenseitige Kühlplatte und interzelluläres PCM

Kühkonzept 1 (K1), dargestellt in Abb. 3.3 kombiniert passive Kühlung durch eine PCM-Matrix, welche direkt in den Zellzwischenräumen der Batteriezellen integriert ist, mit aktiver Kühlung durch eine bodenseitige Kühlplatte (Cooling Plate, CP). Die CP besteht aus zwei Aluminiumhälften mit einem eingebetteten Kupferrohr, durch

welches die Kühlflüssigkeit fließt. Zur Verbesserung der Wärmeleitung werden Silikonbasierte Wärmeleitpads und Wärmeleitpaste eingesetzt. Diese sind weit verbreitete Wärmeleitmaterialien (Thermal Interface Materials, TIM), die zur Minimierung thermischer Kontaktwiderstände Anwendung finden.

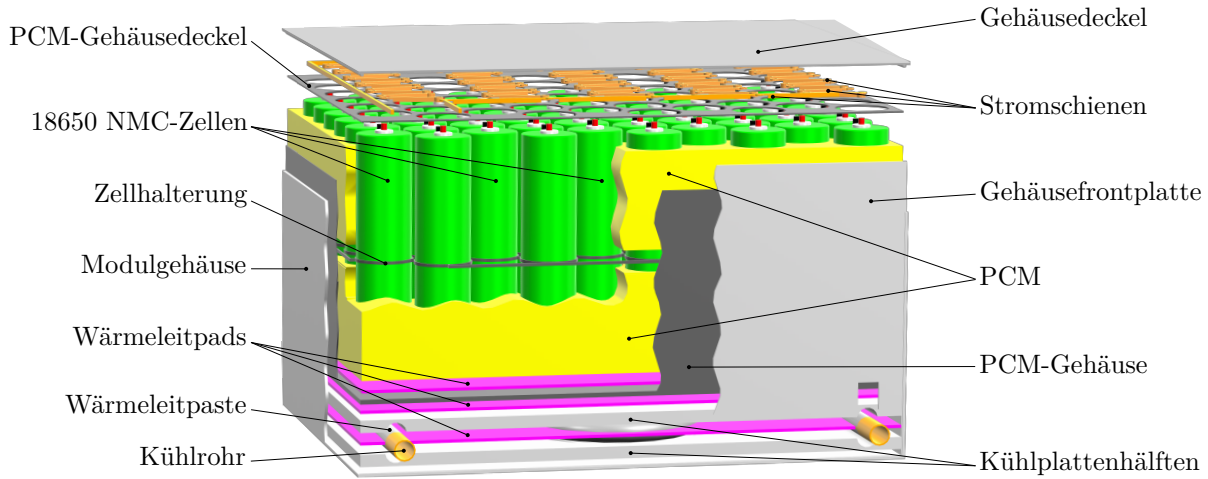


Abbildung 3.3.: Explosionsansicht von Kühlkonzept 1. Dargestellt ist die Kombination aus aktiver Kühlung über eine bodenseitige CP und passiver thermischer Pufferung über ein interzelluläres PCM. Zur besseren visuellen Abgrenzung von den Aluminiumkomponenten ist das PCM gelb dargestellt (reale Farbe: weißlich-grau).

Design und Wärmepfade Wie in der Explosionsansicht dargestellt, befinden sich die Batteriezellen in einer Zellhalterung. Diese gewährleistet die strukturelle Fixierung der Zellen im Falle der Verflüssigung des PCM im TR. Die Zellen und das PCM sind vollständig vom PCM-Gehäuse umschlossen. Der thermische Pfad ist für eine kombinierte Wärmeabfuhr ausgelegt:

- **Passiver Wärmepfad:** Das interzelluläre PCM nimmt die in radiale Richtung übertragene Wärme direkt an der Zelle auf.
- **Aktiver Kühlpfad:** Die nach unten abgegebene Wärme wird zur Kühlplattenbaugruppe geleitet. Um den thermischen Kontaktwiderstand zu minimieren und isolierende Lufteinschlüsse zu eliminieren, werden verschiedene TIM eingesetzt: Wärmeleitpads befinden sich zwischen den Zellen und dem PCM-Gehäuse sowie zum Übergang auf die CP. Wärmeleitpaste stellt zudem eine kontinuierliche thermische Brücke zwischen dem Kühlrohr und den Kühlplattenhälften sicher. Die aktive Wärmeabfuhr erfolgt durch die Kühlflüssigkeit, welche das Kühlrohr durchströmt.

Materialzusammensetzung und Gewicht Um den Kompromiss zwischen thermischer Masse und gravimetrischer Energiedichte zu untersuchen, wurde Kühlkonzept 1 in zwei Varianten untersucht. Die Referenzversion (CP1) priorisiert einen

größeren thermischen Puffer, während die massereduzierte Version (CP2) ein leichteres Design für Luftfahrtanforderungen darstellt (s. Tab. D.1 im Anhang). Die vollständige Stückliste (Bill of Materials, BOM) ist in Tab. D.2 aufgeführt.

3.4.2. Konzept 2: Interzelluläre Wärmeleitstrukturen und Boden-PCM

Kühlkonzept 2 (K2), dargestellt in Abb. 3.4), nutzt eine invertierte Architektur zur verbesserten radialen Wärmeabfuhr, basierend auf dem Ansatz von Lai et al. [27]. In dieser Konfiguration sind die Zellzwischenräume mit Wärmeleitstrukturen (TCS) besetzt. Zur Optimierung der thermischen Kopplung und zum Toleranzausgleich sind zwischen den Batteriezellen und TCS dünne Wärmeleitpads aufgebracht.

Die Kühlflüssigkeit tritt in ein Verteilersystem ein, das über vertikale Auslässe mit den 65 TCS verbunden ist. Nach dem Durchströmen der TCS wird die Kühlflüssigkeit unterhalb der Zellen gesammelt. Als passive Sicherheitsebene fungiert eine PCM-Schicht unterhalb der Zellen. Eine Bodenplatte stellt die strukturelle Fixierung der Zellen sicher für den Fall, dass das PCM im Falle von TR schmelzen sollte.

Die interne Anordnung ist in Abb. D.1 dargestellt. Jedes TCS ist interzellulär zwischen drei Batteriezellen positioniert, während jede Batteriezelle symmetrisch von drei TCS-Einheiten umschlossen wird. Der Öffnungswinkel γ_{TCS} definiert die Kontaktfläche und bestimmt maßgeblich den Wärmestrom in die Kühlflüssigkeit. Eine Vergrößerung von γ_{TCS} steigert die Kühlleistung auf Kosten einer höheren Systemmasse.

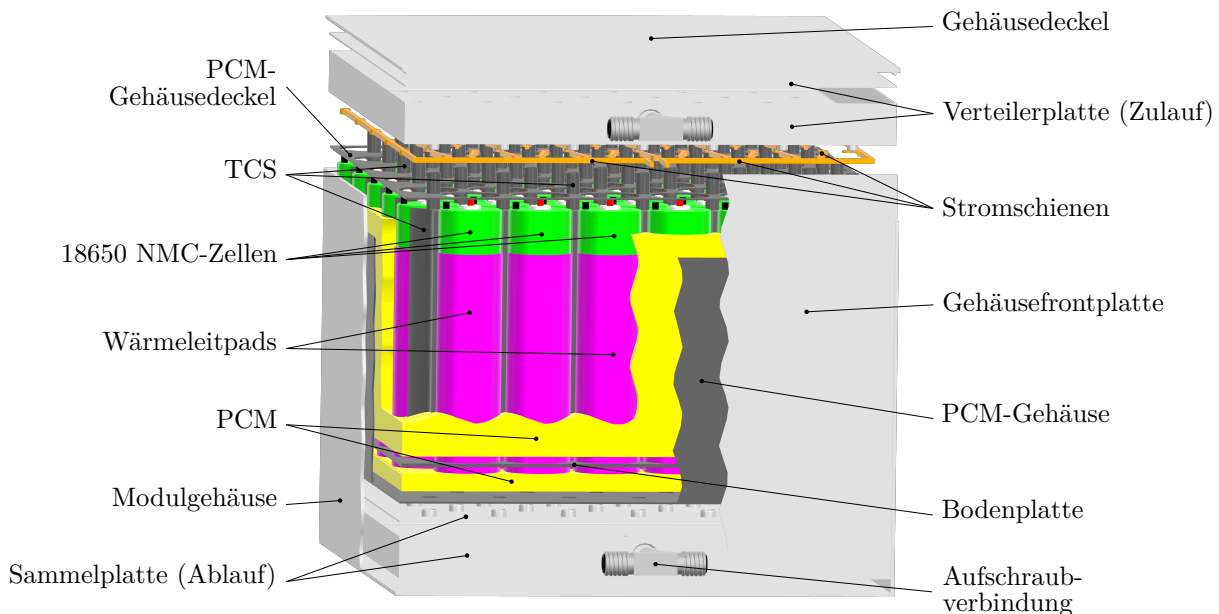


Abbildung 3.4.: Explosionsansicht von Kühlkonzept 2. Dargestellt ist die Kombination aus aktiver Kühlung über interzelluläre TCS und passiver thermischer Pufferung durch eine bodenseitige PCM-Schicht.

Design und Wärmepfade Im Gegensatz zu K1 priorisiert dieser Ansatz die aktive Kühlung über direkten Kontakt mit der Mantelfläche der Zellen:

- **Aktiver Kühlpfad:** Die Wärme wird radial über die TCS abgeleitet, die als Brücke zum Kühlkreislauf dienen. Dies reduziert den thermischen Widerstand im Vergleich zu K1 erheblich und ermöglicht ein reaktionsschnelleres Thermalmanagement.
- **Passiver Wärmepfad:** Das PCM am Boden dient als sekundäre Wärmesenke für axiale Wärmeströme.

Materialzusammensetzung und Gewicht Analog zum ersten Konzept wurden zwei Varianten entworfen. Die Referenzversion (TCS1) nutzt einen Kontaktwinkel von $\gamma_{\text{TCS},1} = 75^\circ$, während in der massereduzierten Version (TCS2) $\gamma_{\text{TCS},2} = 45^\circ$ gewählt wurde (s. Tab. D.3 im Anhang). Die TCS wurden aufgrund der geforderten Integrität bei hohen TR-Temperaturen aus Ti-6Al-4V modelliert. Eine vollständige BOM findet sich in Tab. D.4 im Anhang.

3.5. Analytische Vorauslegung und Propagationsanalyse

In diesem Kapitel werden die analytischen Grundlagen zur Definition der Randbedingungen für die numerische Simulation hergeleitet. Aufgrund von Geheimhaltungsvereinbarungen werden thermische Lasten und Massenströme auf den jeweiligen Maximalwert im Zeitpunkt der Lastspitze ($t = 42,18 \text{ min s.}$ Abb. 2.1) normiert. Die analytische Berechnung wurde für die Referenzversionen durchgeführt.

3.5.1. Dimensionierung des Massenstroms

Abgrenzung des physikalischen Modells (0D-Analyse)

Um ein effizientes analytisches Modell zur Vorbereitung der CFD-Simulationen zu erstellen, wird das System zunächst auf die dominanten Wärmetransportmechanismen reduziert, welche in Kap. 2.4.1 vorgestellt wurden. Im Folgenden wird untersucht, ob die Vernachlässigung von freier Konvektion an den Außenwänden der Batteriemodule sowie der thermischen Kapazität zulässig ist.

Freie Konvektion: Die analytische Abschätzung ergibt für CP1 eine potenzielle Wärmeabfuhr durch freie Konvektion von 3,78 W und für TCS1 1,14 W, für Details s. Abschnitt E.1 im Anhang. Bezogen auf die thermische Spitzenlast des Moduls entspricht dies einem Anteil von $< 10 \%$ für TCS1 aber $\approx 10 \%$ bei CP1, womit die freie Konvektion im NB für dieses Kühlkonzept nicht vernachlässigbar ist. Allerdings kann die Luftzirkulation um das Batteriemodul beim aktuellen Entwicklungsstand noch

nicht eingeschätzt werden. Um die Auslegung des aktiven Kühlsystems konservativ zu gestalten, wird die Gehäuseaußenwand beider Kühlkonzepte in der CFD-Software dennoch als adiabat definiert. Hierdurch wird sichergestellt, dass das Kühlsystem für die maximale thermische Last dimensioniert ist, während die reale Konvektion als zusätzliche Sicherheitsreserve fungiert (Details zur Berechnung s. Kap. E.1 im Anhang).

Thermische Kapazität: Zur Bewertung der zeitlichen Kopplung zwischen Wärmeerzeugung und Wärmeabfuhr wird eine Kennzahlenanalyse durchgeführt. Nach Martin et al. [37, Kap. E2] gibt die Biot-Zahl ($Bi = R_{\text{int}}/R_{\text{ext}}$) dabei das Verhältnis des internen Wärmeleitwiderstands zum äußeren Wärmeübergangswiderstand an. Mit $Bi_{K1} \approx 1,88$ bzw. $Bi_{K2} \approx 11,7$ ist das Kriterium $Bi > 0,1$ deutlich erfüllt, was den Körper als „thermisch dick“ klassifiziert und die räumlich aufgelöste Modellierung zwingend macht. Zur Abschätzung der thermischen Trägheit wird die Fourier-Zahl ($Fo = a\Delta t/L^2$) herangezogen, die das Verhältnis der transienten Zeit zur charakteristischen Diffusionszeit beschreibt. Für eine Dauer der Spitzenlast von $\Delta t = 365$ s (Zeitintervall mit $\dot{Q} > 0,9\dot{Q}_{\text{max}}$, s. Kap. 2.2.2) ergeben sich $Fo_{\text{rad}} \approx 1,76$ und $Fo_{\text{ax}} \approx 1,89$. Da $Fo > 1$ gilt, erreicht das System während dieser Lastphase einen quasistationären Zustand. Dies rechtfertigt die analytische Dimensionierung des Kühlmittelmassenstroms auf Basis eines stationären thermischen Gleichgewichts beim maximalen Lastpunkt (Details s. Kap. E.1 im Anhang).

Aufgrund der Vernachlässigung der konvektiven Verluste und des durch $Fo > 1$ belegten quasistationären Zustands wird für die Auslegung des Kühlkreislaufs die konservative Annahme getroffen, dass der gesamte generierte Wärmestrom $\dot{Q}_{\text{LIB}}$ durch den Massenstrom $\dot{m}$ abgeführt wird.

Dimensionierung des Massenstroms

Basierend auf einer quasistationären Annahme wird der erforderliche Massenstrom $\dot{m}$ für den Zeitpunkt der Spitzenlast bestimmt ($t = 42,19$ min, s. Kap. 2.1). Unter der Bedingung einer adiabaten Gehäusewand muss die im Modul freigesetzte thermische Leistung vollständig von der Kühlflüssigkeit aufgenommen werden. Mit einer definierten Temperaturspreizung von $\Delta T_{\text{fluid}} = 5$ K folgt der Massenstrom aus der kalorischen Zustandsgleichung:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_{\text{modul,max}}}{c_{p,\text{fluid}}\Delta T_{\text{fluid}}} \quad (3.1)$$

Die Strömungscharakteristik wird nach Nirschl [53, Kap. L1.2] durch die Reynolds-Zahl definiert:

$$Re = \frac{4\dot{m}}{\pi d_i \mu} \quad (3.2)$$

Hier bezeichnet d_i den inneren Durchmesser des Kühlrohrs.

Für den NB resultiert eine Reynolds-Zahl im Bereich von $Re \approx 100 - 150$, was einer stabilen, laminaren Rohrströmung entspricht. Die detaillierte Berechnung für den konservativen Grenzlastfall (Thermal Runaway) ist in Anhang E.2 dokumentiert, wobei dort eine Strömung im hochturbulenten Bereich ($Re > 4000$) festgestellt wird. Da der Massenstrom als Randbedingung am Eintritt des Moduls vorgegeben ist, bestimmt er direkt den Strömungszustand im Bereich des Kanaleintritts.

Um im Grenzlastfall (TR) den Siedepunkt der Kühlflüssigkeit ($T_{\text{Sdp}} \approx 105,5^\circ\text{C}$) nicht zu überschreiten, wäre theoretisch ein $\Delta T_{\text{fluid}} = 19\text{ K}$ bei einem Massenstrom von $\dot{m}_{\text{TR}} = 0,4388\text{ kg s}^{-1}$ erforderlich. Ein derart hoher Massenstrom würde jedoch einen Druckverlust von $\Delta p \approx 2,75\text{ bar}$ induzieren und damit die Systemkomplexität sowie die benötigte Pumpenleistung unverhältnismäßig steigern. Eine detaillierte Dokumentation ist in Kap. E.2 im Anhang zu finden.

Infolgedessen wird ein reduzierter Massenstrom von $\dot{m} = 0,1216\text{ kg s}^{-1}$ gewählt, um das Design-Constraint des DLR von $\Delta p \leq 0,25\text{ bar}$ zu erfüllen. Die hierbei entstehende Differenz zur benötigten Kühlleistung wird durch die Schmelzenthalpie des PCM kompensiert. Das PCM fungiert als thermischer Puffer, der die transienten Lastspitzen des TR dämpft und somit die Anforderungen an das aktive Kühlsystem auf ein realisierbares Maß reduziert.

3.5.2. Analytisches Modell zur Propagationsanalyse

Um die thermische Kaskadierung auf benachbarte Module ohne rechenintensive 3D-CFD-Vernetzung des gesamten Batteriepacks zu untersuchen, wird ein gekoppeltes transientes 1D-Multilayer-Post-Processing-Modell verwendet. Hierzu wird der Schichtaufbau zwischen den Modulen lokal als unendliche, ebene Verbundwand betrachtet. Dieser umfasst sequenziell die primärseitige Gehäusewände (Titan und Aluminium), den Luftspalt, sowie die Gehäusewände und die PCM-Schicht des passiven Nachbarmoduls, abgeschlossen durch die betroffenen Batteriezellen selbst.

Die transiente Wärmeleitung innerhalb dieses heterogenen Materialstapels wird durch die eindimensionale Wärmeleitungsgleichung beschrieben:

$$\rho(x)c_p(x)\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda(x)\frac{\partial T}{\partial x} \right) \quad (3.3)$$

Zur numerischen Lösung wird das Gesamtsystem räumlich diskretisiert. Die Gehäuseschichten werden mit jeweils $n = 5$ Knoten aufgelöst, während die thermisch dicke Batteriezelle mit $n_{\text{LIB}} = 20$ Knoten feiner diskretisiert wird, woraus eine Gesamtknotenanzahl von $N_{\text{total}} = 45$ resultiert. Die örtliche Schrittweite Δx_m ist dabei spezifisch für jede Materialschicht m definiert. Die Diskretisierung erfolgt über das explizite Finite-Differenzen-Verfahren (FTCS-Schema) in Anlehnung an Martin et al. [37, Kap. E2] mittels zentraler Differenzen im Raum und eines Vorwärtsdifferenzenquotienten in der Zeit. Für einen inneren Knoten k zum diskreten Zeitschritt i

(Schrittweite Δt) ergibt sich das Update der Temperaturoberfläche zu:

$$T_{i+1,k} = T_{i,k} + \frac{\Delta t}{\rho_k c_{p,k} \Delta x_k} \left[\lambda_{k+\frac{1}{2}} \frac{T_{i,k+1} - T_{i,k}}{\Delta x_k} - \lambda_{k-\frac{1}{2}} \frac{T_{i,k} - T_{i,k-1}}{\Delta x_k} \right] \quad (3.4)$$

An den Materialgrenzen ($k \pm \frac{1}{2}$) wird die sprunghafte Änderung der Wärmeleitfähigkeit über das harmonische Mittel der angrenzenden Schichten abgebildet:

$$\lambda_{k+\frac{1}{2}} = \frac{2\lambda_k \lambda_{k+1}}{\lambda_k + \lambda_{k+1}} \quad (3.5)$$

Als thermische Randbedingung am Eintrittsknoten ($k = 0$) wird eine zeitabhängige Dirichlet-Randbedingung direkt aus den transienten CFD-Simulationsdaten der primärseitigen PCM-Rückwand aufgeprägt. Der letzte Knoten im Zellkern ($k = N_{\text{total}} - 1$) wird als adiabat definiert, was den physikalischen Wärmestau im Zentrum der zylindrischen Zelle konservativ abbildet:

$$T_{i+1,N_{\text{total}}-1} = T_{i,N_{\text{total}}-1} + \frac{2\Delta t \lambda_{N_{\text{total}}-1}}{\rho_{N_{\text{total}}-1} c_{p,N_{\text{total}}-1} \Delta x_{N_{\text{total}}-1}^2} (T_{i,N_{\text{total}}-2} - T_{i,N_{\text{total}}-1}) \quad (3.6)$$

Die zeitliche Schrittweite Δt wird dynamisch so angepasst, dass die lokale Gitter-Fourier-Zahl in jeder Schicht das kritische explizite Stabilitätslimit unterschreitet ($\text{Fo}_{\Delta x} = \frac{a\Delta t}{\Delta x^2} \leq 0,50$).

Innerhalb des 5 mm breiten Luftspalts wird zunächst näherungsweise eine rein molekulare Wärmeleitung angenommen. Da freie Konvektion aufgrund hoher geometrischer Scherkräfte in engen Spalten oft unterdrückt bleibt, wird diese Idealisierung ($\text{Nu} \approx 1$) im Post-Processing kontinuierlich über die instationäre Rayleigh-Zahl überprüft. Die mathematische Validierung dieser Annahme anhand der finalen Simulationsergebnisse erfolgt im nachfolgenden Kapitel 5.2.2. Die modulübergreifende Propagation gilt als initiiert, sofern die berechnete Zelltemperatur des Oberflächen- oder Kernknotens der Nachbarzelle die kritische, SOC-abhängige Zündtemperatur $T_{\text{zünd}}$ überschreitet (s. Kap. 3.2.1).

4. Numerische Modellierung und Validierung

In diesem Kapitel wird die methodische Umsetzung der hybriden Kühlkonzepte in eine numerische Umgebung beschrieben. Um die Verlässlichkeit der Simulationsergebnisse zu gewährleisten, erfolgt zunächst die Definition und Validierung des CFD-Setups sowie die Validierung des entwickelten empirischen TR-Modells. Darauf aufbauend werden umfassende Diskretisierungsstudien für beide Kühlkonzepte durchgeführt, um den Einfluss der räumlichen und zeitlichen Auflösung auf die Ergebnisgenauigkeit zu quantifizieren.

4.1. CFD-Setup und Solver-Konfiguration

Die numerische Lösung der Erhaltungsgleichungen erfolgt mit dem druckbasierten Solver in Ansys Fluent.

4.1.1. Numerische Implementierung und Preprocessing

Zur Steigerung der numerischen Effizienz wurden die Geometrien aus Kap. 3.4 im Preprocessing gezielt idealisiert. Hierzu wurden strömungs- und wärmetechnisch irrelevante Bauteile (z. B. Gehäuse, Stromschienen, Zu- und Ablaufplatten) entfernt. Bei K2 wurde zudem eine Symmetrieebene genutzt, um die Geometrie zu halbieren und den Rechenaufwand bei gespiegelten Randbedingungen signifikant zu reduzieren.

Zur weiteren Reduktion der Elementanzahl wurden TIM nicht explizit modelliert, sondern als virtuelle Kontaktwiderstände modelliert. Die Aufbereitung erfolgte in Ansys Discovery und Design Modeler unter Verwendung von Named Selections für die effiziente Zuweisung der Randbedingungen. Das finale polyedrische Gitter wurde über den Watertight Geometry Workflow in Ansys Fluent Meshing erzeugt.

4.1.2. Diskretisierung und Solver-Einstellungen

Räumliche Diskretisierung und Turbulenzmodellierung

Für die räumliche Diskretisierung des Drucks wird das PRESTO!-Verfahren angewendet. Die Impuls- und Energiegleichungen werden mit einem Upwind-Schema erster

Ordnung diskretisiert, während für die turbulenzspezifischen Größen (k und ω) ein Upwind-Schema zweiter Ordnung zum Einsatz kommt.

- **Normalbetrieb (NB):** Die charakteristischen Reynolds-Zahl ($Re \approx 100\text{--}150$) liegt deutlich unter der kritischen Grenze für den laminar-turbulenten Übergang. Somit ist eine laminare Modellierung physikalisch gerechtfertigt.
- **Thermal Runaway (TR):** Zur Abbildung lokaler Instabilitäten wird das k - ω -SST-Modell verwendet.

Zeitliche Diskretisierung und Kopplungsalgorithmus

Als Druck-Geschwindigkeits-Kopplungsverfahren wird der PISO-Algorithmus gewählt. Gemäß dem Ansys Theorie-Guide [41, Sec. 23.4.3.] eignet sich dieser besonders für transiente Berechnungen, da er durch die Neighbor- und Skewness-Correction eine schnellere Konvergenz pro Zeitschritt ermöglicht als der SIMPLE-Algorithmus.

Modellierung des Phasenwechsels

Zur Abbildung des Phasenwechsels des PCM wird die in Kap. 2.4.3 eingeführte Enthalpy-Porosity-Methode angewendet. Für die Mushy-Zone-Konstante A_{mush} wurde ein Wert von $5 \cdot 10^5 \text{ kg m}^{-3} \text{ s}^{-1}$ gewählt. Der von Ye und Arıcı [54] empfohlene Bereich von $7,5 \cdot 10^5 \text{ kg m}^{-3} \text{ s}^{-1}$ bis $3,8 \cdot 10^6 \text{ kg m}^{-3} \text{ s}^{-1}$ führte in den vorliegenden transienten Simulationen zu numerischer Instabilität und Divergenz, selbst bei stark reduzierten Unterrelaxationsfaktoren und minimierten Zeitschrittweiten. Der gewählte Wert stellt somit einen Kompromiss zwischen der physikalischen Schärfe der Schmelzfront und der numerischen Robustheit der transienten Gesamtkopplung dar.

4.1.3. Numerische Implementierung und Kopplung des TR-Modells

Initialisierung und Rechenstrategie

Die Initialisierung erfolgt hybrid mit anschließendem Patching der Systemtemperatur auf $T_{\text{init}} = 293,15 \text{ K}$, was der in Kap. 3.1.2 definierten Referenz-Umgebungstemperatur entspricht. An den Auslassöffnungen der Kühlkreisläufe wird ein statischer Druck von $p_{\text{stat}} = 1 \text{ bar}$ als Randbedingung vorgegeben.

- **NB-Simulation:** Einsatz eines festen Zeitschritts.
- **TR-Simulation:** Initial erfolgt die Berechnung mit adaptivem Zeitschritt bis zur Stabilisierung des Austrittsdrucks. Daraufhin wird der TR gestartet und die Strömung eingefroren, indem die Strömungs- und Turbulenzgleichungen deaktiviert werden (in Ansys Fluent über die Befehle `/solve/set/equations/flow`

no und /solve/set/equations/kw no). Dies ist zwingend erforderlich um die Rechenzeit auf CARA, dem Hochleistungsrechner (High-Performance Computer, HPC) des DLR, zu optimieren. Dadurch kann mit einem festen Zeitschritt $\Delta t = 0,1 \text{ s}$ gerechnet werden (s. Kap. 4.3.2).

Eine gekoppelte Simulation mit hochturbulenter Strömung und hochenergetischen Quelltermen erfordert für eine simulierte Strömungszeit von 1 s eine Rechenzeit von ca. 24 h. Im Gegenzug ermöglicht das entkoppelte Verfahren mit eingefrorener Strömung die Berechnung einer physikalischen Strömungszeit von 392 s innerhalb desselben Rechenzeitfensters. Diese Angaben beziehen sich auf die Nutzung eines einzelnen Rechenknotens mit 64 Prozessoren (AMD EPYC der fünften Generation, Turin-Architektur).

Umsetzung des Thermal Runaway in Fluent

Die numerische Umsetzung erfolgt über eine C-basierte UDF (s. Anhang F), welche die Quellterme für jede Zelle SOC-abhängig berechnet. Dabei wird der TR-Quellterm über eine Ramp-Funktion (lineares Ansteigen über 1 s) eingekoppelt, um die numerische Stabilität des Druck-Geschwindigkeits-Kopplers in Fluent zu gewährleisten. Die Initiierung des TR in der ersten Batteriezelle (Zelle 58, s. Abb. 3.1) erfolgt durch eine gezielte Erhitzung im geometrischen Zentrum der Zelle über die Zündtemperatur hinaus, um die exotherme Zersetzungsreaktion auszulösen.

Konvektive Randbedingungen und transiente Modulkopplung

Für die Koppelung mit dem analytischen 1D-Nachbarmodell (s. Kap. 3.5.2) werden die Außenwände des primären PCM-Blocks mit einer konvektiven Randbedingung ('Convection') belegt, wobei die stationäre Bezugstemperatur auf $T_{\text{init}} = 293,15 \text{ K}$ gesetzt wird. Die Berechnung des transienten, lokalen Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha_{\text{konvektion}}$ infolge freier Konvektion im 5 mm breiten Luftspalt basiert auf den Gleichungen des VDI-Wärmeatlas für vertikale Oberflächen, welche analog zur Auslegung der Außenwände in Abschnitt E.1 im Anhang definiert sind.

Der in Fluent applizierte, effektive Wärmeübergangskoeffizient α_{eff} integriert neben der Konvektion die analytischen Wärmeleitwiderstände R_i der zwischengelagerten Festkörperschichten (Titan- und Aluminiumgehäuse sowie die passive PCM-Schicht des Sekundärmoduls):

$$\alpha_{\text{eff}} = \left(\sum R_i + \frac{1}{\alpha_{\text{konvektion}}} \right)^{-1} \quad (4.1)$$

Die Summe der leitungsbasierten Restwiderstände der Gehäusekomponenten wird im Post-Processing auf Basis der Materialdaten aus Tab. E.2 konstant mit $\sum R_i = 3,494 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \text{ K W}^{-1}$ quantifiziert. Die transiente Temperatur sowie die Wärmestromdichte an den Wänden werden in Fluent über Flächenmittelwerte ('Area-Weighted Average') bestimmt, zyklisch in ein externes Report-File exportiert und

dienen als direkte Eingangskenngrößen für das raum-zeitliche Finite-Differenzen-Verfahren in Python.

4.2. Validierung der numerischen Modelle

4.2.1. Validierung des CFD-Setups

Zur Validierung der Kopplung von Wärmeleitung und Konvektion wird das Experiment von Hassan et al. [55] nachgebildet. Die Autoren untersuchten darin ein hybrides BTMS für neun 18650-NMC-Zellen, welches eine aktive Wasserkühlung im laminaren Strömungsbereich ($Re \approx 660,4$) mit dem PCM Rubitherm-RT47 kombiniert. Die Autoren brachten Thermoelemente (TE) an fünf der neun Batteriezellen an, welche im Modell an denselben Positionen platziert wurden. Aufgrund der vollständigen Benetzung im Experiment wird bei den PCM-Schnittstellen von idealen Übergängen ausgegangen.

Die methodische Durchführung der Validierung sowie die Bewertung der numerischen Unsicherheiten orientieren sich an den Richtlinien von Celik et al. [56] sowie den Standards der NPARC Alliance CFD Verification and Validation der NASA [57].

Verifikation der numerischen Genauigkeit

Im Vorfeld des Abgleichs mit den Messdaten wurde das Diskretisierungsverhalten des numerischen Setups systematisch untersucht und der Diskretisierungsfehler quantifiziert (für Details s. Anhang G.1). Der Wärmestrom über die Thermoelemente $\dot{Q}_{TE}$ zum Zeitpunkt $t = 0,1$ s diente als Zielgröße für die Diskretisierungsstudien.

Iterative Konvergenz: Alle Energieresiduen erreichten Maschinenpräzision (10^{-16}), während Impuls- und Kontinuitätsresiduen ebenfalls auf einem niedrigen Niveau sind, s. Abb. G.1 im Anhang.

Räumliche Konvergenz: Für die systematische Gitterstudie wurden drei numerische Netze mit Elementzahlen von 3,99 Mio., 9,02 Mio. sowie 24,39 Mio. generiert, welche ein Verfeinerungsverhältnis von $r > 1,3$ einhalten. Die Auflösung der Grenzschicht wurde dabei schrittweise auf 3, 5 bzw. 8 Prismenschichten erhöht. Die minimale durchschnittliche orthogonale Qualität liegt über alle Netze hinweg bei 0,9508, während die maximale durchschnittliche Skewness 0,048 und die maximale durchschnittliche Size Change 469,6 betragen (ausführliche Qualitätsparameter s. Tab. G.1 im Anhang).

Die anschließende Analyse nach Celik et al. [56] liefert ein oszillierendes Konvergenzverhalten mit einem Konvergenzverhältnis von $R_{GCI} \approx -0,81$, einer formalen Ordnung von $p_{GCI} \approx 0,70$ und einem resultierenden Grid Convergence Index für

das feinste Gitter von $GCI_{\text{fine}} \approx 25,4\%$ (numerische Details s. Tab. G.2 im Anhang). Trotz des vergleichsweise hohen Werts für GCI_{fine} fiel die Entscheidung für die weiteren Validierungsrechnungen auf das mittlere Gitter (Gitter 2), da dieses eine stabilere durchschnittliche Size Change im Übergangsbereich der Netze vorweist. Zudem würde das feine Gitter 3 einen unverhältnismäßig hohen Rechenaufwand fordern, ohne einen signifikanten Gewinn an physikalisch relevanter Auflösung zu generieren. Die resultierende Oberflächen- und Volumenvernetzung dieses gewählten Gitter ist in Abb. 4.1 dargestellt. Eine detaillierte Darstellung der Auflösung der Grenzschicht ist in Abb. G.2 im Anhang vorzufinden.

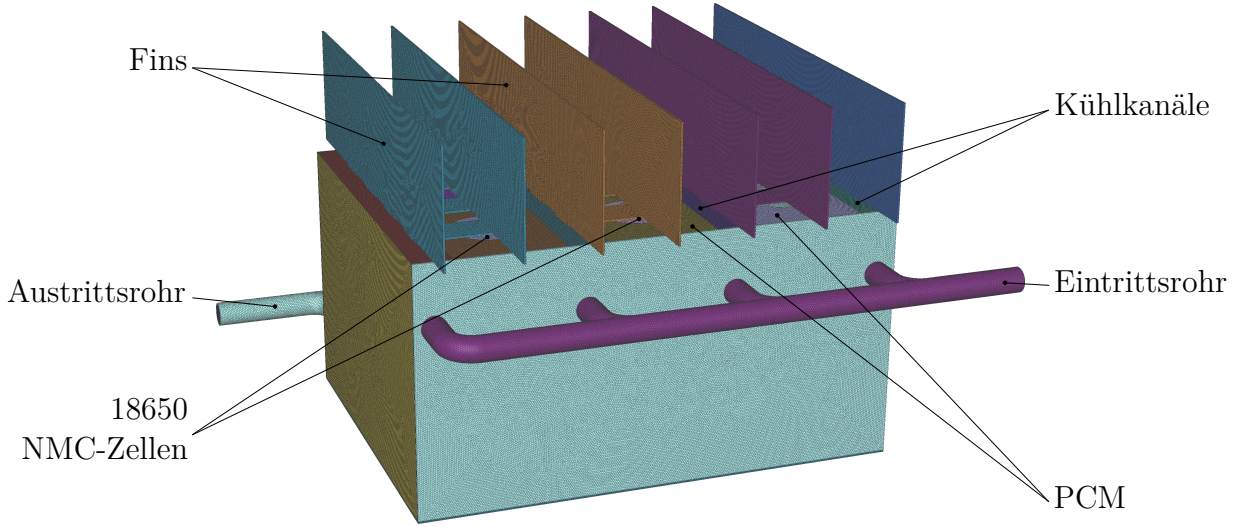


Abbildung 4.1.: Isometrische Gesamtansicht des konvergierten Gitter 2 des Validierungsmodells nach Hassan et al. [55].

Zeitliche Konvergenz: Die zeitliche Diskretisierung wurde zweistufig über eine asymptotische GCI-Studie und eine Sensitivitätsanalyse untersucht. Für Erstere wurden drei Zeitschrittweiten von $\Delta t = 2,5 \cdot 10^{-4} \text{ s}$ bis $1 \cdot 10^{-3} \text{ s}$ ($r = 2,0$) mit einem Bounded Second Order Implicit-Schema evaluiert (s. Tab. G.3 im Anhang). Die Analyse nach Celik et al. [56] zeigt ein monoton-konvergentes Verhalten ($R_{GCI} \approx 0,5003$, $p_{GCI} \approx 0,9992$) mit einem vernachlässigbaren Fehler von $GCI_{\text{fine}} < 0,1\%$, womit die Lösung in diesem Bereich zeitschrittunabhängig ist (s. Tab. G.4 im Anhang).

Da eine Auflösung mit $CFL \leq 1,467$ für die gesamte Simulationsdauer rechentechnisch zu aufwendig ist, wurde die Zeitschrittweite im Rahmen einer Sensitivitätsanalyse bis $\Delta t = 1 \cdot 10^{-1} \text{ s}$ schrittweise erhöht, wobei die CFL-Zahl gemäß Versteeg und Malalasekera [39] als Maß für die numerische Stabilität und die korrekte Erfassung der transienten Gradienten diene (s. Tab. G.5 im Anhang). Die überlappende GCI-Gruppenanalyse bestätigt bis $\Delta t = 2 \cdot 10^{-2} \text{ s}$ (Gruppe 2) ein monoton konvergentes Verhalten mit einem geringen Fehler von $GCI \approx 0,21\%$ (s. Tab. G.6 im Anhang).

Erst ab $\Delta t = 5 \cdot 10^{-2} \text{ s}$ wird die Stabilitätsgrenze erreicht. Für die Validierung wurde daher $\Delta t = 2 \cdot 10^{-2} \text{ s}$ gewählt, da die Abweichung innerhalb der 5 %-Toleranz liegt und die Rechenzeit auf ein Fünftel reduziert wird.

Abgleich mit experimentellen Daten

Die Validierung des Modells erfolgt durch die Nachbildung des Experiments von Hassan et al. [55]. Die gesamte Geometrie wurde nach hybrider Initialisierung auf $T = 35^\circ\text{C}$ gesetzt, um die Umgebungsbedingungen des Experiments nachzubilden. Abb. 4.2 zeigt den Vergleich an diesen Positionen über eine Strömungszeit von 691 s.

Dabei wurde eine über den Zeitraum gemittelte Abweichung von 4,135 % erreicht. Während die Differenz zu Beginn unter 0,5 % liegt, steigt sie zum Ende auf knapp unter 8 % an. Selbst zum Ende des gerechneten Zeitraums liegt die Abweichung deutlich unter dem GCI_{fine} . Die Abweichung zwischen Simulation und den experimentellen Daten von Hassan et al. [55] steigt zum Ende der Entladung auf knapp unter 8 % an, da jedoch der berechnete $GCI_{\text{fine}} \approx 25\%$ die beobachtete Abweichung signifikant übersteigt, ist die Übereinstimmung mit dem Experiment als günstiges Zusammentreffen von Diskretisierungs- und Modellierungsfehlern anstatt als Nachweis einer vollständigen Gitterunabhängigkeit zu interpretieren (detaillierte Fehleranalyse s. Anhang G.1)..

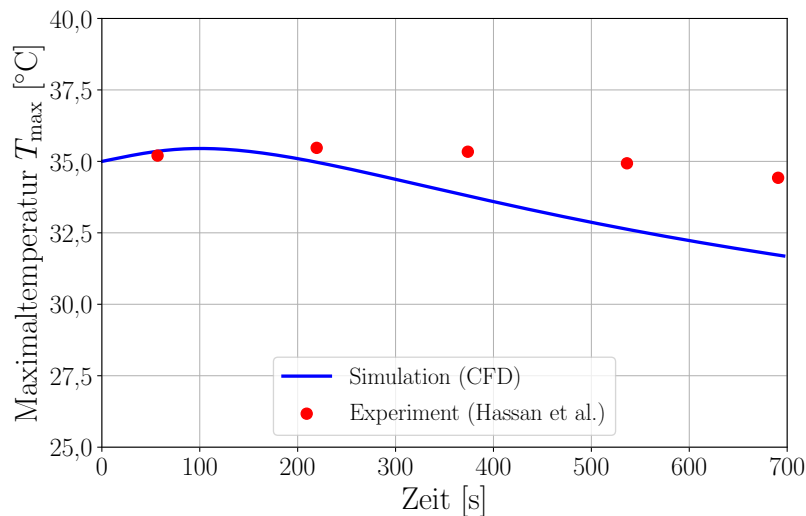


Abbildung 4.2.: Validierung des CFD-Setups durch Vergleich der Simulationsergebnisse mit den experimentellen Daten von Hassan et al. [55].

4.2.2. Validierung der Thermal-Runaway-Modellierung

Zur Absicherung der Modellgüte wurde das entwickelte semi-empirische TR-Modell gegen experimentelle Daten von Golubkov et al. [58] validiert. In dieser Referenzstudie wurde das thermische Verhalten einer 18650-NMC-Zelle während des TR untersucht, welcher durch externe Beheizung in einem Ofen ausgelöst wurde. Die Autoren

quantifizierten den zeitlichen Verlauf der Temperatur durch drei an die Batteriezelle angebrachte Thermoelemente und die Gasproduktion.

Geometrie und Diskretisierung Der interne Aufbau der Batteriezelle wurde basierend auf Computertomografie-Daten von Pfrang et al. [59] modelliert (Jelly-Roll-Radius 8,75 mm, Hohlkernradius 2,45 mm, Gehäusestärke 0,25 mm). Um den Einfluss der Diskretisierung zu minimieren, wurde eine Gitter- und Zeitschrittstudie durchgeführt (ausführliche Details s. Tab. G.8 bis Tab. G.11 im Anhang). Für die räumliche Konvergenz wurden drei Gitter von 18191 bis 70269 Elementen untersucht, welche ein Verfeinerungsverhältnis von $r \approx 1,25$ einhalten. Die zeitliche Diskretisierung wurde im Bereich von $\Delta t = 1,0\text{ s}$ bis $0,25\text{ s}$ betrachtet.

Daraus folgte, dass das mittlere Gitter 2 und eine Zeitschrittweite von $\Delta t = 0,5\text{ s}$ einen optimalen Kompromiss zwischen Recheneffizienz und numerischer Genauigkeit darstellen, da der resultierende GCI_{fine} für beide Diskretisierungen unter 0,05 % liegt und somit eine hinreichende Unabhängigkeit der Lösung garantiert. Ein monotoner Konvergenzverlauf bestätigt die mathematische Stabilität des numerischen Setups. Die geometrischen Teilbereiche des gewählten Gitter 2 sind in Abb. 4.3 dargestellt.

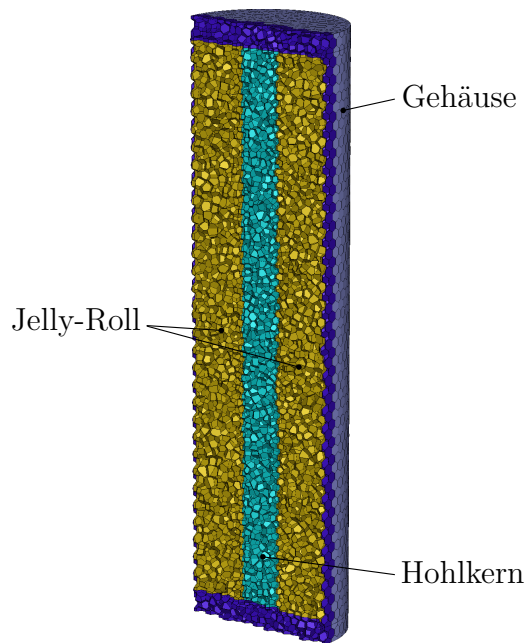


Abbildung 4.3.: Schnittansicht des diskretisierten TR-Validierungsmodells. Die Bereiche für Gehäuse, Jelly-Roll und Hohlkern in dieser Schnittansicht verdeutlichen die innere Struktur einer 18650-Zelle.

Da im Experiment der rapide Temperaturanstieg bei ca. 500 K einsetzt, wurde der TR im CFD-Modell durch Setzen der gesamten Batteriezelle auf 500 K getriggert. Dies ermöglicht die isolierte Betrachtung der Reaktionskinetik und der energetischen Freisetzung ohne die langsame Aufheizphase des Ofens.

Validierungsergebnisse Abb. 4.4 zeigt den Vergleich der Oberflächentemperatur der Batteriezelle zwischen Simulation und Experiment. Das Modell bildet die Kinetik der Hauptreaktion präzise ab und weist eine durchschnittliche Abweichung von 8,09 % auf. Im kritischen Bereich der Spitzentemperatur sinkt der Fehler auf unter 6,69 %, was die energetische Konsistenz des semi-empirischen Modells bestätigt.

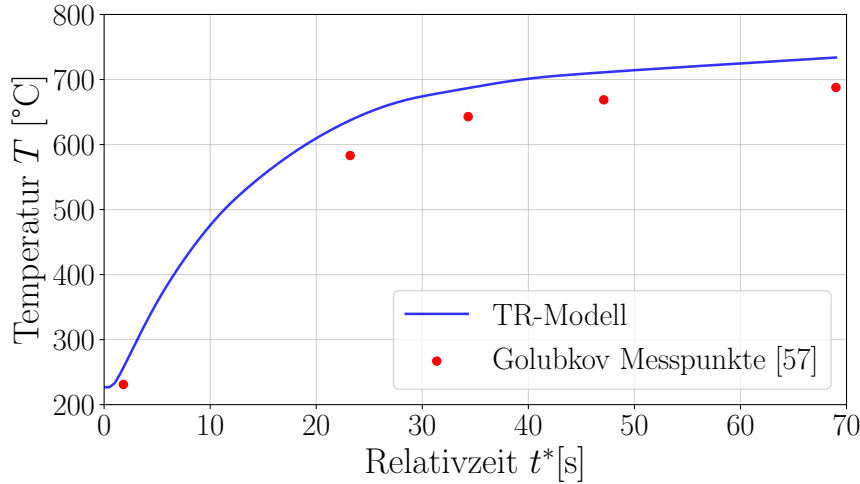


Abbildung 4.4.: Validierung des TR-Modells durch Vergleich mit experimentellen Daten. Der zeitliche Verlauf der Oberflächentemperatur der Batteriezelle zeigt eine durchschnittliche Abweichung zwischen den experimentellen Daten von Golubkov et al. [58] und den Simulationsergebnissen anhand des entwickelten semi-empirischen TR-Modells von weniger als 10 %. Dies belegt die Validierung des Modells.

4.3. Diskretisierungsstudie zu Kühlkonzept 1

Zur Minimierung numerischer Diskretisierungsfehler wird für die Referenzversion CP1 eine systematische Verifikationsstudie durchgeführt. Da das aktive Kühlsystem der Kühlkonzepte CP1 und CP2 konsistent ist, werden die Ergebnisse der Studie für die massereduzierte Version CP2 übernommen.

4.3.1. Gittererstellung und räumliche Konvergenz

Die Diskretisierung erfolgt mittels unstrukturierter Polyeder-Gitter. Ein Schwerpunkt liegt auf der physikalischen Auflösung der wandnahen Grenzschicht durch prismatische Schichten, um den konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten und die Strömungsmechanik präzise zu erfassen. Die Gittereigenschaften und Qualitätsmerkmale der drei unterschiedlich feinen Gitter sind in Tab. H.1 im Anhang aufgeführt.

Die räumliche Konvergenz wird bei einer realen Strömungszeit von $t = 0,1$ s für folgende Zielgrößen evaluiert:

- **Wärmestrom** $\dot{Q}_{\text{Boden}}$: Mittlerer Wärmestrom über die Zellböden in die Kühlflüssigkeit.
- **Druckverlust** Δp : Differenz des massenstromgemittelten statischen Drucks zwischen dem Kühlrohreinlass und -auslass.
- **Wandschubspannung** τ_w : Mittlere Schubspannung an der Grenzfläche zwischen der Kühlflüssigkeit und der Innenseite des Kühlrohres.

Auf die Konvergenz der Wandschubspannung τ_w wird ein besonderer Fokus gelegt, da dieser ein Indikator für die Auflösung der Grenzschicht ist.

Gemäß Abb. 4.5 zeigen alle untersuchten Zielgrößen eine hohe Netzunabhängigkeit. Die numerische Unsicherheit (GCI_{fine}) nach Celik et al. [56] beträgt für den Wärmestrom 0,62 % und für den Druckverlust und die Wandschubspannung $< 0,1$ %. Aufgrund der marginalen Abweichungen zwischen dem mittleren Gitter 2 und dem feinen Gitter 3 wird Gitter 2 als Referenz für alle weiteren Untersuchungen gewählt. Detaillierte Gitterparameter und Konvergenzkennwerte sind in Anhang H.1 dokumentiert.

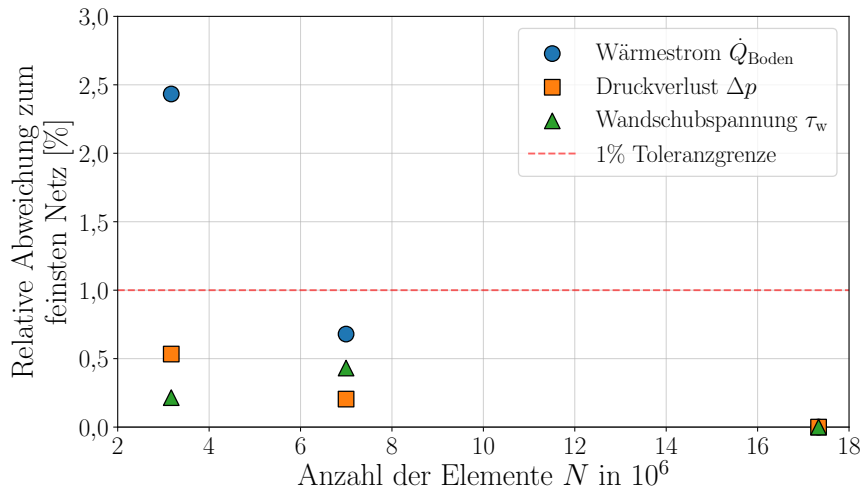


Abbildung 4.5.: Relative Abweichung der Zielgrößen bezogen auf das feinste Gitter für CP1.

Das gewählte Gitter (Gitter 2) ist in Abb. 4.6 dargestellt. Eine detaillierte Schnittansicht in der x - z -Ebene zur Verifikation der wandnahen Auflösung der Grenzschicht befindet sich in Abb. H.1 im Anhang.

CP2 wurde analog zu den Einstellungen für das konvergierte Gitter 2 von CP1 diskretisiert. Die resultierenden Gittereigenschaften und Qualitätsmerkmale für CP2 sind in Tab. H.3 im Anhang aufgeführt.

4.3.2. Zeitliche Konvergenz- und Sensitivitätsstudie

Zur Sicherstellung der numerischen Genauigkeit und zur Optimierung der Recheneffizienz wurde eine zweistufige Zeitdiskretisierungsstudie durchgeführt. Die detaillierten

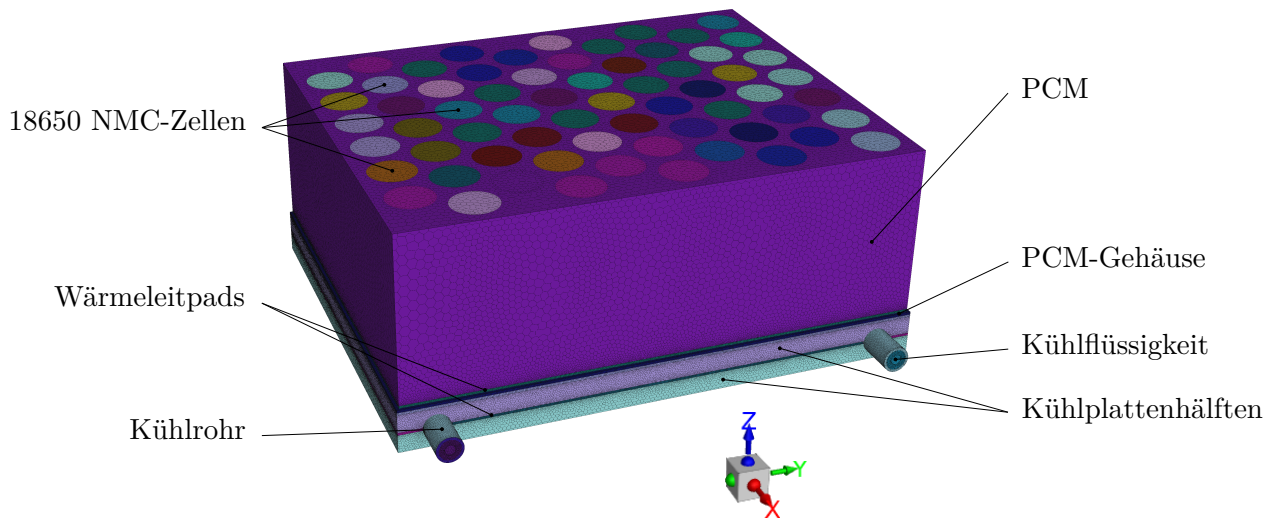


Abbildung 4.6.: Isometrische Gesamtansicht des konvergierten Gitter 2 der Referenzversion CP1.

tabellarischen Ergebnisse und die Berechnungsmethodik nach Celik et al. [56] sind in Anhang H.1 dokumentiert.

Zeitliche Konvergenz (NB)

Zunächst wurde die zeitliche Konvergenz während der transienten Anlaufphase zum Zeitpunkt $t = 0,1 \text{ s}$ betrachtet. Hierbei wurden drei systematisch verfeinerte Zeitschritte zwischen $5 \cdot 10^{-4} \text{ s}$ und $2 \cdot 10^{-3} \text{ s}$ untersucht. Die Analyse ergab für die Monitorgrößen Wärmestrom, Druckverlust und Wandschubspannung einen $\text{GCI} < 0,1 \%$. Dies belegt, dass die zeitabhängigen Gradienten der Entwicklung der Grenzschicht im frühen Simulationsstadium bereits bei konservativer Zeitschrittwahl präzise aufgelöst werden.

Zeitliche Sensitivität (Langzeitanalyse NB)

Für die Langzeitanalyse für den NB (thermisch aktive Phase der Batteriezelle von $t \approx 12,0 \text{ min} - 52,0 \text{ min}$, d. h. für eine Strömungszeit = 40 min, s. Abb. 2.1) wurde eine Sensitivitätsstudie durchgeführt, um das Potenzial zur Steigerung der Recheneffizienz durch größere Zeitschritte Δt zu quantifizieren. Dieser Zeitraum wurde gewählt, da er der thermisch aktiven Phase der Zellen im untersuchten Flugprofil entspricht. Die Ergebnisse bei $t = 2,0 \text{ s}$ zeigen:

- **Stabilität:** Bis zu einer Zeitschrittweite von $\Delta t = 0,5 \text{ s}$ bleibt die numerische Unsicherheit mit einem $\text{GCI} \approx 0,4 \%$ bezogen auf den Wärmestrom vernachlässigbar gering.
- **Grenzbereich:** Eine weitere Erhöhung auf $\Delta t = 1,0 \text{ s}$ führt zu einem sprunghaften Anstieg der Unsicherheit auf über $4,1 \%$, was auf eine unzureichende

zeitliche Auflösung der thermischen Dynamik hindeutet.

Auf Basis dieser Ergebnisse wurde für die Langzeitsimulation ein Zeitschritt von $\Delta t = 0,5 \text{ s}$ gewählt. Dieser stellt einen optimalen Kompromiss dar, der die Rechenzeit im Vergleich zum initialen transienten Setup massiv reduziert, während die numerische Unsicherheit deutlich unter der angestrebten Toleranzgrenze von 1 % verbleibt.

Zeitliche Sensitivität (TR)

Aufgrund des großen Quellterms und der extremen thermischen Gradienten während des TR-Lastfalls wurde die zeitliche Diskretisierung für dieses Szenario separat betrachtet. Die Untersuchung erfolgt an CP2, da dieses aufgrund der im folgenden Kapitel dargelegten Ergebnisse (s. Kap. 5.1) als vorteilhaft identifiziert wurde. Dabei wird für die hochtransiente Phase des TR der in dieser Studie bestimmte, kleine Zeitschritt verwendet, während nach Erreichen einer quasi-stationären Phase auf den Zeitschritt umgestellt wird, der bereits für den NB-Lastfall konvergent validiert wurde.

Nachdem 1500 Zeitschritte mit einer adaptiven Zeitsteuerung gerechnet wurden, stellte sich ein stationäres Strömungs- und Druckfeld ein. Die Überwachung der Residuen sowie der globalen Parameter (Druckverlust Δp und Auslasstemperatur T_{out}) ergab eine stationäre Lösung, bei der sich der Druckverlust auch in der 12. Nachkommastelle nicht mehr änderte. Anschließend wurden die Gleichungen für Impuls und Turbulenz deaktiviert.

Initiierung des TR Der TR wurde in der Zelle 58 durch das Aufbringen einer kugelförmigen Region (Radius $r = 3,5 \text{ mm}$, ca. 45 Elemente) auf eine Initialtemperatur von $T = 430 \text{ K}$ ausgelöst. Diese Temperatur liegt oberhalb der in der UDF implementierten Aktivierungstemperatur, wodurch die exotherme Kettenreaktion eingeleitet wurde.

Sensitivitätsanalyse Zur Evaluierung der zeitlichen Unabhängigkeit wurden Zeitschrittweiten im Bereich von $5 \cdot 10^{-3} \text{ s}$ bis $1 \cdot 10^{-1} \text{ s}$ untersucht. Als kritische Zielgröße diente dabei die Hotspot-Temperatur innerhalb der Initialisierungszelle zum Zeitpunkt $t = 12,93 \text{ s}$. Abb. 4.7 illustriert die asymptotische Annäherung der Ergebnisse an den theoretischen Grenzwert für $\Delta t = 0 \text{ s}$. Dieser Wert wurde mittels Richardson-Extrapolation als numerisch exakte Lösung bestimmt und ist als rot-gestrichelte Linie hervorgehoben. Die ausgeprägte Konvergenz spiegelt sich im GCI wider, welcher bei einer Verfeinerung von $1 \cdot 10^{-1} \text{ s}$ bis $5 \cdot 10^{-3} \text{ s}$ von 0,54 % auf 0,05 % sinkt.

Auf Basis dieser Analyse (Details s. Anhang H.1) wurde für die finalen Simulationsläufe eine Zeitschrittweite von $\Delta t = 0,1 \text{ s}$ gewählt. Mit einem GCI von 0,54 % und einer Abweichung zum extrapolierten Grenzwert von unter 1 % stellt dies an-

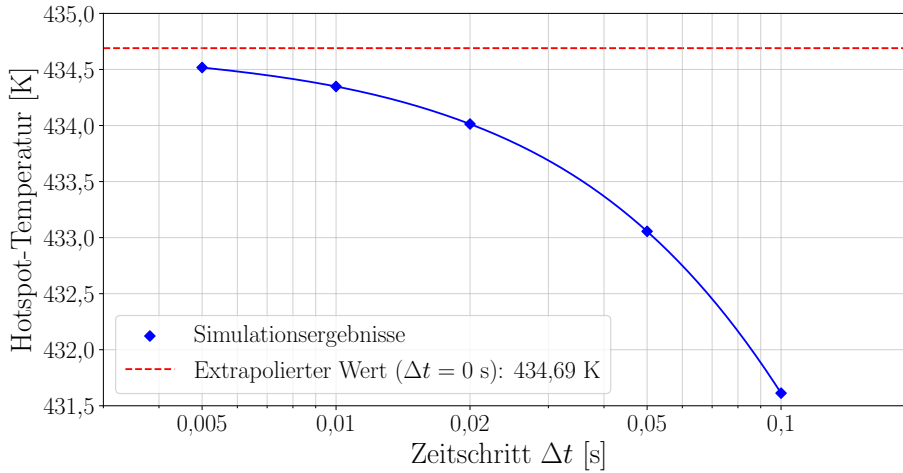


Abbildung 4.7.: Numerische Sensitivitätsanalyse der Zeitdiskretisierung für CP2 im TR ($t = 12,93$ s).

gesichts der hohen thermischen Dynamik und der Recheneffizienz für das gesamte Batteriemodul einen optimalen Kompromiss dar.

Ergänzend zur zeitlichen Konvergenz wurde für die durchgeführten Simulationen das iterative Konvergenzverhalten der Energiegleichung überwacht, um eine hinreichende Lösung der nichtlinearen Gleichungssysteme pro Zeitschritt sicherzustellen; ein beispielhafter Verlauf des Energieresiduums ist in Abb. H.2 im Anhang dargestellt.

4.4. Diskretisierungsstudie zu Kühlkonzept 2

Zur Sicherstellung der Ergebnisqualität für K2 wurde eine eigenständige Verifikationsstudie durchgeführt. Aufgrund der vorhandenen Symmetrieebene in der Geometrie von K2 konnte der Rechenaufwand durch Modellierung eines Halbmoduls signifikant reduziert werden, was eine höhere lokale Netzauflösung bei moderaten Gesamtelementanzahlen ermöglicht. Da in TCS1 und in TCS2 ein nahezu identisches aktives Kühlsystem implementiert ist, werden analog zum Vorgehen bei K1 die Ergebnisse der Diskretisierungsstudie von TCS1 auf TCS2 übertragen.

4.4.1. Gittergenerierung und räumliche Konvergenz

Die räumliche Diskretisierung erfolgt ebenfalls mit einem unstrukturierten Gitter und einer gezielten Auflösung der Grenzschicht durch prismatische Schichten. Die räumliche Konvergenz wird anhand von drei Verfeinerungsstufen (Gitter 1–3) evaluiert, wobei die Gitterparameter und Qualitätsmerkmale in Tab. H.10 im Anhang aufgeführt sind. Die Konvergenzstudie wird bei einer Strömungszeit von $t = 1$ s durchgeführt. Analog zum Vorgehen bei CP1 dienen die folgenden Zielgrößen als Monitore:

- **Wärmestrom** $\dot{Q}_{\text{TCS}}$: Mittlerer Wärmestrom von den TCS in die Kühlflüssigkeit.
- **Druckverlust** Δp : Differenz des statischen Drucks zwischen Kühlrohreinlass und -auslass.
- **Wandschubspannung** τ_w : Mittlere Schubspannung an der Grenzfläche zwischen der Kühlflüssigkeit und der Innenseite der TCS.

Wie in Abb. 4.8 dargestellt, konvergieren die Zielgrößen Druckverlust und Wandschubspannung monoton mit zunehmender Netzfeinheit. Für diese Größen liegt der numerische Unsicherheitsindex GCI_{fine} unter 0,5 % (s. Tab. H.11 im Anhang).

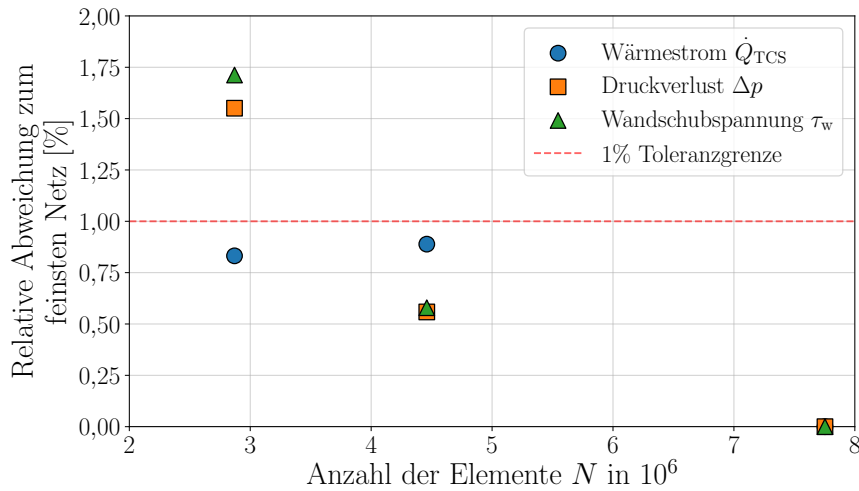


Abbildung 4.8.: Relative Abweichung der Zielgrößen bezogen auf das feinste Gitter für TCS1.

Eine Ausnahme bildet der Wärmestrom, für den aufgrund eines leicht divergenten Verhaltens zwischen den Stufen kein GCI-Wert sinnvoll berechnet werden kann. Da die maximale relative Abweichung der Rohwerte für den Wärmestrom jedoch über alle Gitter hinweg unter 1,0 % verbleibt, wird die numerische Genauigkeit dennoch als ausreichend für die weiteren Untersuchungen bewertet. Das zugehörige Gitter der Referenzversion (TCS1) ist in Abb. 4.9 dargestellt, wobei die genutzte Symmetriebedingung zur Reduktion des Rechenaufwands visuell hervorgehoben ist. Eine detaillierte Schnittansicht zur Verifikation der wandnahen Auflösung der Grenzschicht innerhalb der TCS befindet sich in Abb. H.3 im Anhang.

In Abwägung zwischen Rechenzeit und Genauigkeit wird für alle folgenden Simulationen von K2 das Gitter 2 mit ca. 4,46 Mio. Elementen gewählt.

Die Eigenschaften und Qualitätsmerkmale des Gitters der massereduzierten Version TCS2 sind in Tab. H.12 im Anhang aufgeführt.

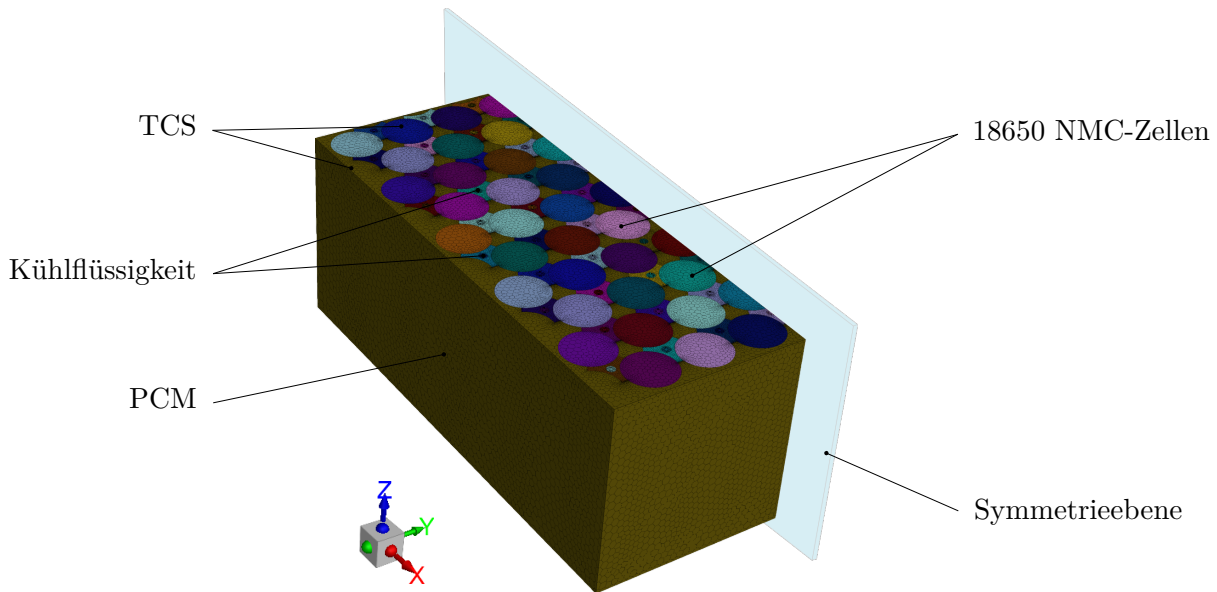


Abbildung 4.9.: Isometrische Gesamtansicht des konvergierten Gitter 2 von TCS1 unter Ausnutzung der Symmetrieebene.

4.4.2. Zeitliche Konvergenz- und Sensitivitätsstudie

Die detaillierte Bestimmung der numerischen Unsicherheit erfolgte auf Basis einer Konvergenzstudie mit den Zeitschritten $2 \cdot 10^{-3} \text{ s}$, $1 \cdot 10^{-2} \text{ s}$ und $5 \cdot 10^{-2} \text{ s}$. Als optimaler Kompromiss zwischen numerischer Genauigkeit und Recheneffizienz wurde für alle Simulationen eine Zeitschrittweite von $\Delta t = 0,05 \text{ s}$ festgelegt. Zwar resultiert daraus eine relative Abweichung des Wärmestroms von ca. 4,5 % im Vergleich zum Referenzfall mit dem feinsten Gitter, jedoch bleiben die physikalischen Trends stabil. Eine weitere Erhöhung der Schrittweite auf $1 \cdot 10^{-2} \text{ s}$ ($\text{CFL} \approx 13,39$) für die Langzeitanalyse wurde verworfen, da die Abweichung des Wärmestroms hierbei progressiv auf ca. 9,25 % ansteigt und die geforderte Präzision unterschreitet. Die detaillierte Zeitschrittstudie ist in Kap. H.2 im Anhang dokumentiert.

5. Analyse und Bewertung der hybriden Kühlkonzepte

In diesem Kapitel werden die Simulationsergebnisse präsentiert und im Hinblick auf die Anforderungen der Regionalluftfahrt diskutiert. Der Fokus liegt zunächst auf dem Vergleich der Kühlkonzepte im NB, gefolgt von einer detaillierten Untersuchung des TR-Szenarios für das gewählte Vorzugskonzept.

5.1. Thermisches Verhalten im Normalbetrieb

Im NB müssen die Kühlkonzepte sicherstellen, dass die Zelltemperaturen innerhalb des optimalen Fensters bleiben und die Temperaturunterschiede minimiert werden.

5.1.1. Vergleichende Bewertung der Kühlkonzepte

Einen ersten qualitativen Überblick der untersuchten Kühlkonzepte liefert die räumliche Temperaturverteilung der Zellen. Abb. 5.1 illustriert die Oberflächentemperaturen zum Ende der Lastphase ($t = 52 \text{ min}$) in einer einheitlichen Skalierung.

In dieser vergleichenden Darstellung wird der Vorteil der TCS-Kühlung visuell deutlich: Während die CP-basierten Kühlkonzepte (a, b) großflächig Temperaturen im Bereich von 28°C aufweisen, verbleibt die gesamte Zellmatrix der TCS-Varianten (c, d) signifikant kühler.

Zur detaillierten quantitativen Analyse der vier untersuchten hybriden Kühl designs werden im Folgenden die zeitlichen Verläufe der modulweiten Spitzentemperatur, der modulweiten Durchschnittstemperatur, des maximalen Temperaturunterschieds zwischen den Batteriezellen sowie der massenstromgemittelten Austrittstemperatur der Kühlflüssigkeit herangezogen, welche in Abb. 5.2 dargestellt sind. Da die exotherme Wärmefreisetzung der Batteriezellen im NB erst ab $t_{\text{init}} = 11,95 \text{ min}$ einsetzt (s. Abb. 2.1), wird im Folgenden auf die Darstellung des thermischen Verhaltens vor diesem Zeitpunkt verzichtet. Daher wird für die nachfolgenden Betrachtungen eine relative Zeitachse $t^* = t - t_{\text{init}}$ eingeführt. Der Nullpunkt ($t^* = 0 \text{ s}$) entspricht dabei dem exakten Zeitpunkt bei der die Wärmefreisetzung beginnt.

Wie in Abb. 5.2a und 5.2b erkennbar, erfüllen sämtliche Kühlkonzepte die Anforderung, die Zelltemperaturen über den gesamten Missionsverlauf innerhalb des laut Pesaran et al. [7] optimalen Betriebsbereichs von 15°C bis 35°C zu halten.

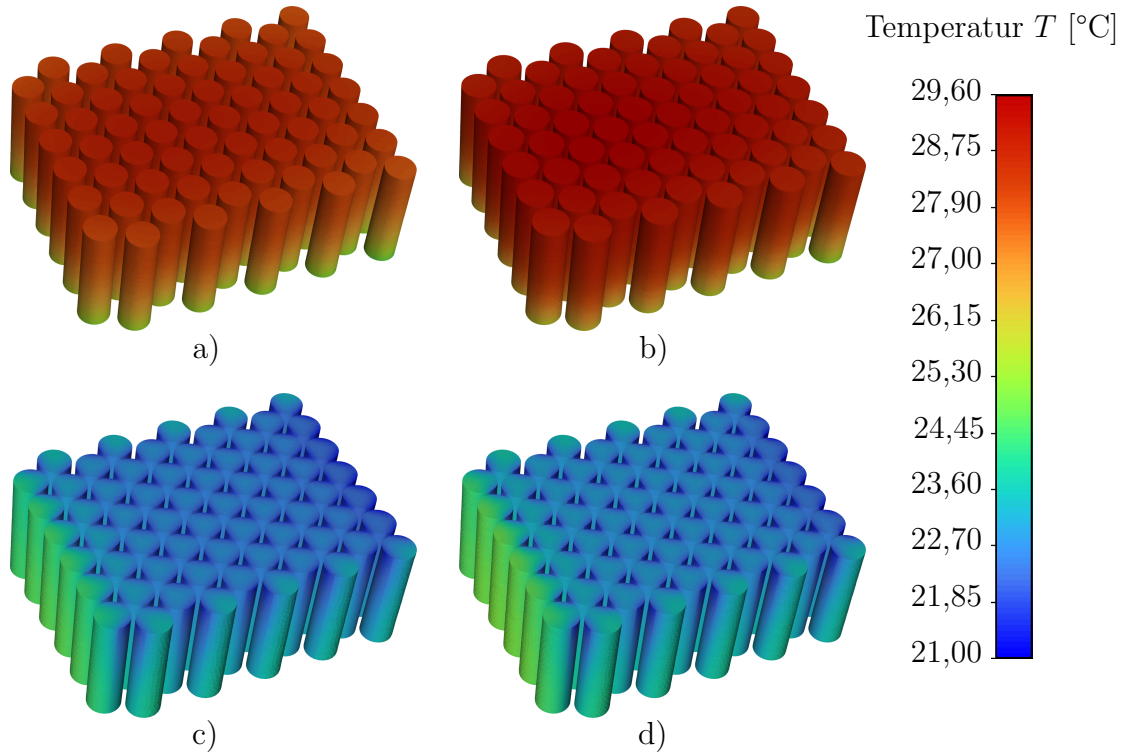


Abbildung 5.1.: Oberflächen Temperaturen der Batteriezellen am Ende des transienten Lastprofils (Normalbetrieb, $t^* = 40$ min). a) CP1, b) CP2, c) TCS1, d) TCS2.

Auffällig ist jedoch die deutlich höhere thermische Reserve der TCS-basierten Konzepte TCS1 und TCS2. Während die Spitzentemperatur von CP2 zum Zeitpunkt der Spitzenlast bei $t^* \approx 30$ min die 30°C -Marke überschreitet, stabilisiert sich das Temperaturniveau der Gruppe K2 bei etwa 25°C . Dies resultiert aus einer effektiveren Wärmeabfuhr durch die TCS, welche durch die direkte und großflächige Umhüllung der Zellmantelflächen den thermischen Widerstand signifikant reduziert.

Dass die Spitzen- und mittleren Zelltemperaturen ab dem Spitzenlastpunkt bei $t^* \approx 30$ min sogar leicht sinken, ist auf die abnehmende Wärmefreisetzung der Zellen nach Abschluss des Steigflugs zurückzuführen (s. Abb. A.1). Die aktive Kühlleistung übersteigt ab diesem Zeitpunkt die freigesetzte Wärmeleistung, wodurch die gespeicherte thermische Energie effektiv abgeführt wird und das System eine hohe thermische Dynamik aufweist.

Ein gegenteiliger Trend zeigt sich bei der Homogenität der Temperaturverteilung (s. Abb. 5.2c). Die TCS-Konzepte weisen mit bis zu 1,94 K bzw. 2,25 K höhere Gradienten auf als die Kühlkonzepte mit bodenseitiger CP ($\approx 1,3\text{ K} - 1,4\text{ K}$). Diese großen Temperaturgradienten treten auf zwischen den Batteriezellen an der Modulhinterseite, die nur an einer Seite an Nachbarzellen angrenzen aber beidseitig von TCS umgeben sind, und den Zellen an der Modulvorderseite, welche nur einseitig von TCS gekühlt werden, s. Abb. 3.4. Dies ist deutlich erkennbar in den Abb. I.1c und I.1d im Anhang, in denen die modulinternen Temperaturgradienten und lokalen Temperaturspitzen für jedes Kühlkonzept separat und in individueller Skalierung dargestellt sind.

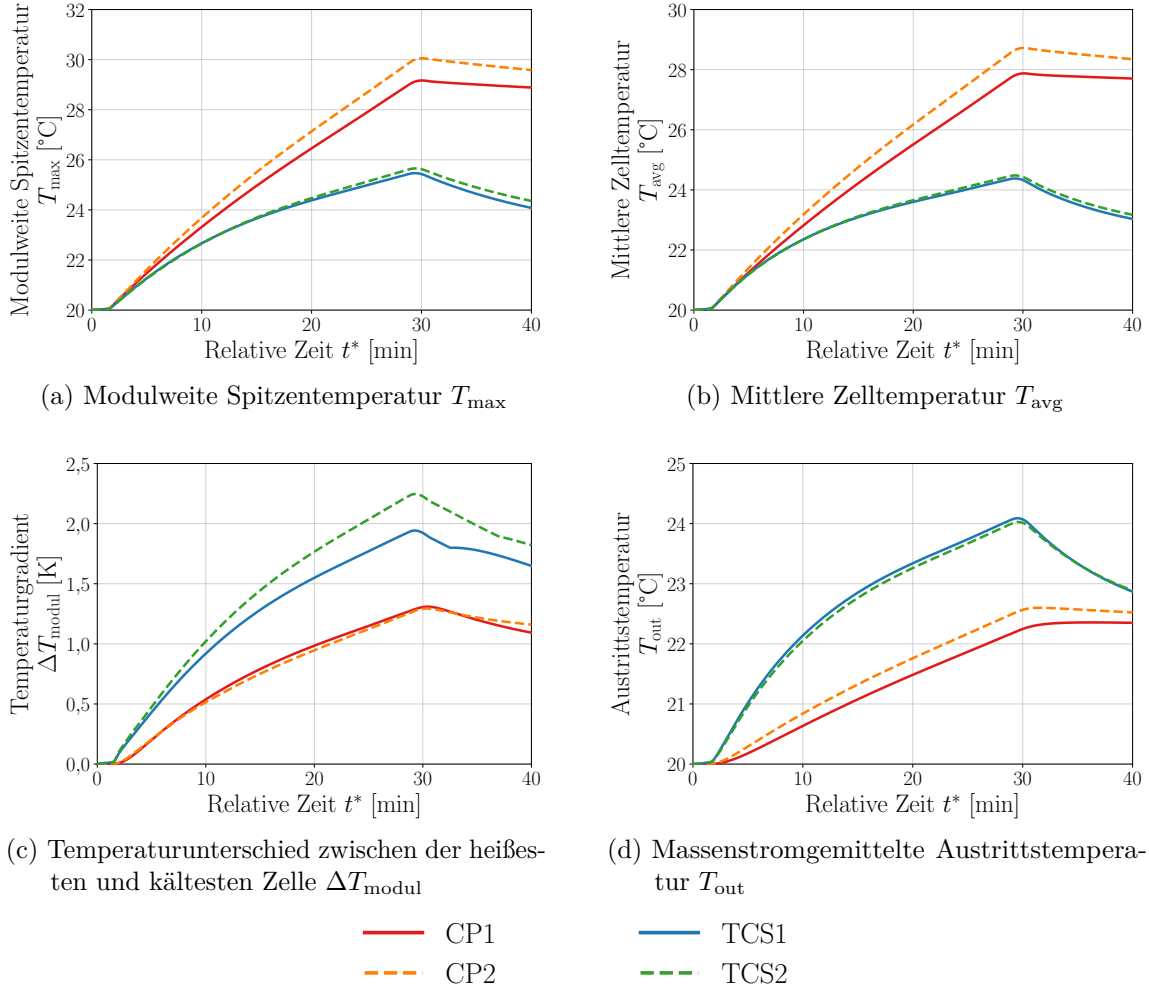


Abbildung 5.2.: Thermische Profile aller Kühlkonzepte über den relevanten Zeitraum des gesamten Missionsprofils ($t^* = 0$ min bis 40 min).

Die in Abb. 5.2d dargestellte höhere Austrittstemperatur der K2-Designs korreliert konsistent mit der effizienteren Wärmeabfuhr der TCS-basierten Kühlsysteme. Während bei den CP-basierten Konzepten (K1) trotz höherer Zelltemperaturen eine geringere Aufwärmung des Fluids verzeichnet wird, verdeutlicht das höhere Temperaturniveau am Austritt von K2 den verbesserten thermischen Kontakt und den damit einhergehenden höheren Gesamtwärmestrom.

Des weiteren ist in Abb. 5.2a zu erkennen, dass die Verkleinerung vom TCS-Öffnungswinkel γ_{TCS} von 75° bei der Referenzversion TCS1 auf 45° bei der massereduzierten Version TCS2 die modulweite Spitztemperatur und die mittlere Temperatur der Batteriezellen nicht beeinträchtigt. Dies lässt darauf schließen, dass diese Gewichtoptimierung keinen signifikanten Verlust in der Kühlleistung verursacht.

Allerdings impliziert die Verkleinerung von γ_{TCS} eine Erhöhung im Temperaturgradienten von 1,94 K auf 2,25 K. Dies lässt sich darauf zurückführen, dass mit

reduziertem TCS-Öffnungswinkel die Kühlung der Batteriezellen an der Modulvorderseite noch schlechter ausfällt und somit der Temperaturunterschied zu den Zellen an der Modulhinterseite noch weiter ansteigt.

Darüberhinaus ist zu erkennen, dass die Kurven der Temperaturgradienten der Referenzversion CP1 und der massereduzierten Version CP2 für den Großteil der simulierten Zeit deckungsgleich sind. Erst ab $t^* \approx 33$ min sinkt der Temperaturgradient im Modul von CP1 rapider als bei CP2. Dies legt die Vermutung nahe, dass der größere Abstand zwischen den Batteriezellen bei CP1 eine homogenere Abkühlung nach dem Zeitpunkt der Spitzenlast bei $t^* \approx 33$ min ermöglicht, während bei CP2 die äußeren Batteriezellen schneller abkühlen als der Zentrum.

Die erhöhte Spitzen- und mittlere Zelltemperatur der massenoptimierten Version CP2 gegenüber der Referenzversion CP1 sowie das Auseinanderdriften der Gradienten ab $t^* \approx 33$ min sind auf die geringere thermische Masse und die erhöhte Packungsdichte von CP2 zurückzuführen. Während die massive bodenseitige CP von CP1 durch ihre hohe Wärmekapazität und ausgeprägte Querleitfähigkeit ausgleichend wirkt und der Gradient infolgedessen sinkt, führt die reduzierte Materialstärke in Kombination mit dem geringeren Zellabstand (2 mm statt 4 mm) bei CP2 zu einem Wärmestau im Modulzentrum, der den Temperaturgradienten etwas langsamer sinken lässt.

Tab. 5.1 fasst die charakteristischen Kennwerte zum Ende der Simulation zusammen.

Tabelle 5.1.: Vergleich der thermischen Kennwerte zum Zeitpunkt der Spitzenlast ($t^* \approx 30$ min).

Parameter	CP1	CP2	TCS1	TCS2
$T_{\max}$ [°C]	29,17	30,06	25,47	25,66
T_{avg} [°C]	27,88	28,72	24,38	24,48
ΔT_{modul} [K]	1,31	1,29	1,94	2,25
αA^a [W K ⁻¹]	12,72	11,72	37,87	39,00

^a Quasistationärer Wärmeübergangskoeffizient α nach Abschluss der thermischen Anlaufphase.

Da der Vergleich der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten α allein irreführend ist, da diese die geometrische Ausgestaltung der Kühlpfade unberücksichtigt lassen ist als maßgebliche Kenngröße für die Leistungsfähigkeit des Kühlsystems das Produkt aus Wärmeübergangskoeffizient und effektiver Kühlfläche, αA , heranzuziehen. Wie in Tab. 5.1 ersichtlich, erreichen die TCS-Konzepte ein αA von ca. 38 W K⁻¹, während die CP-Varianten lediglich Werte um 12 W K⁻¹ erzielen. Dies belegt quantitativ, dass die TCS-Konzepte den thermischen Widerstand durch eine drastische Vergrößerung der effektiven Austauschfläche reduzieren, was die signifikant niedrigeren Zelltemperaturen physikalisch begründet.

5.1.2. Diskussion der Masseneffizienz und Systemkomplexität

Der Vergleich der untersuchten Konzepte in Bezug auf Leichtbaupotenzial und energetischer Effizienz im NB ist in Tab. 5.2 zusammengefasst. Da die Geometrie des K2-Designs in der numerischen Simulation auf die TCS reduziert wurde, findet sich eine detaillierte analytische Druckverlustberechnung für den gesamten Strömungspfad vom Einlass bis zum Auslass des Batteriemoduls in Anhang J.

Tabelle 5.2.: Vergleich der mechanischen und strömungstechnischen Kennwerte.

Parameter	CP1	CP2	TCS1	TCS2
Trockenmasse Modul [kg]	6,593	5,036	5,055	4,958
Masse Kühlflüssigkeit [kg]	0,0374	0,0193	0,6308	0,6308
Masseanteil Zellen (trocken) [%]	46,44	60,79	60,56	61,75
Masseanteil Zellen (befüllt) [%]	46,17	60,56	53,84	54,78
Totaler Druckverlust Δp_{tot} ^a [Pa]	40,91	119,92	108,63	108,56

^a Referenzwert zu Simulationsbeginn ($T = 20^\circ\text{C}$); sinkt im Missionsverlauf infolge abnehmender Viskosität geringfügig ab.

Der drastische Anstieg des Druckverlusts von CP1 zu CP2 (ca. Faktor 3) verdeutlicht die Sensitivität des Druckverlusts gegenüber der Reduktion des Querschnitts von 8 mm auf 6 mm. Während die Masse der bodenseitigen CP reduziert wurde, ist dieser Vorteil nur durch einen signifikant höheren Leistungsbedarf des Pumpsystems zu erlangen.

In der Gesamtbetrachtung stellt das Kühlkonzept CP2 den optimalen Kompromiss für das betrachtete Missionsprofil dar. Die Überlegenheit von CP2 offenbart sich primär in der baulichen Einfachheit und der Masseneffizienz:

- **Masseanteil:** Mit einem gravimetrischen Nutzeffekt (Masseanteil der Zellen) von 60,56 % im befüllten Zustand ist CP2 das leichteste Konzept. Da K1 mit nur 19 g im Vergleich zu K2 mit 631 g lediglich eine minimale Menge an Kühlflüssigkeit benötigt, bleibt dieser Vorsprung auch im befüllten Zustand mit einem Masseanteil von 60,56 % nahezu vollständig erhalten. Im Gegensatz dazu sinkt der Nutzeffekt bei K2 im Betriebszustand auf ca. 54 % ab.
- **Fertigungsaufwand:** Die Komplexität von K2 ist mit 265 Einzelteilen fast doppelt so hoch wie die von K1 mit 139 Teilen, vgl. Tab. D.2 und D.4 im Anhang. Das konventionelle Design von CP2 reduziert nicht nur die Anzahl der potenziellen Leckagepunkte des PCM an den Schnittstellen zwischen den TCS und dem PCM-Gehäuse sowie der Kühlflüssigkeit bei der Verbindung mit der Verteiler- und Sammelplatte, sondern minimiert auch die Anforderungen an Fertigungstoleranzen und Montageprozesse signifikant.

- **Druckverlust:** Der absolute Druckverlust von 119,92 Pa ist zwar im Vergleich mit den anderen Designs der höchste, resultiert jedoch in einer hydraulischen Pumpleistung im vernachlässigbaren Milliwatt-Bereich, weshalb dies die energetische Gesamteffizienz des Flugzeugs nicht beeinträchtigt.

Des Weiteren zeigt sich, dass die Spitzentemperaturen im NB bei dem untersuchten Lastprofil deutlich unterhalb der für die PCM-Auswahl definierten Untergrenze der Phasenwechseltemperatur liegen. Folglich sollten in zukünftigen Untersuchungen alternative PCM mit niedrigerer Schmelztemperatur, wie etwa bestimmte Paraffine oder Kompositmaterialien, in Betracht gezogen werden.

Thermische Robustheit und Systemeffizienz

Obwohl die TCS-basierten K2-Designs die höchsten thermischen Reserven bieten, erfüllt CP2 die Anforderungen vollumfänglich. Selbst am Zeitpunkt der Spitzenlast verbleibt die Spitzentemperatur mit ca. 30 °C deutlich unter der kritischen Grenze von 35 °C. Eine zusätzliche durchgeführte Sensitivitätsstudie mit einem auf 13 % reduzierten Massenstrom (basierend auf einer weniger konservativen Auslegung) resultierte in einem Temperaturanstieg von lediglich 2 K. Dies unterstreicht, dass CP2 trotz der geringeren benetzten Oberfläche über ausreichende Reserven für den NB verfügt. Zudem weist CP2 mit maximal 1,29 K den geringsten Temperaturgradienten zwischen den Zellen auf, was nach Saw et al. [36] ein entscheidender Faktor ist, um eine ungleichmäßige elektrochemische Zellalterung effektiv zu vermeiden.

Einfluss der Umgebungs- und Lastrandbedingungen

Dass die berechneten Spitzentemperaturen unter den gewählten Lastprofilen signifikant unterhalb des Grenzwerts von 35 °C liegen, ist maßgeblich auf die konservative Festlegung der Referenz-Umgebungstemperatur von $T_{\text{init}} = 20\text{ °C}$ zurückzuführen (vgl. Kap. 3.1.2). Diese Annahme bildet ein moderates Klimaszenario ab und repräsentiert eine Untergrenze hinsichtlich der thermischen Belastung.

Für den Betrieb eines regionalen Passagierflugzeugs, das vielfältige Einsatzszenarien abdecken soll, wie bspw. heißere Umgebungsbedingungen in südeuropäischen Regionen, ist eine Validierung unter erweiterten Umgebungsbedingungen zwingend erforderlich. Ein Anstieg der Umgebungstemperatur reduziert die thermische Kühlleistung des aktiven Kühlsystems, was bei konstanter Wärmefreisetzung zu einer Anhebung des gesamten Temperaturniveaus führt. Um in solchen Umgebungsbedingungen Leistungseinbußen sowie eine beschleunigte Zellalterung zu vermeiden, stellt das Vor-Kühlen der Batteriepacks auf eine definierte Starttemperatur vor dem Flug eine effektive betriebsstrategische Option dar.

Ergänzend hierzu sollte das BTMS in zukünftigen Untersuchungen auch unter erhöhten Entladeraten geprüft werden. Gemäß Warner [11] führen höhere Entlade-

ströme zu einem überproportionalen Anstieg der ohmschen Wärmeverluste innerhalb der Batteriezellen, wodurch die thermische Dynamik und die lokale Wärmeerzeugung im Modul signifikant zunehmen. Die in dieser Arbeit nachgewiesene Pufferkapazität des PCM sowie die thermische Reserve der untersuchten aktiven Kühlsysteme bieten zwar eine solide Basis, müssen jedoch in einer erweiterten Sensitivitätsanalyse gegenüber gesteigerten Last- und Umgebungsanforderungen quantifiziert werden, um die Robustheit des Gesamtsystems über den gesamten Betriebsbereich sicherzustellen.

5.2. Analyse des Thermal Runaway und der Eindämmung

Diese Simulation untersucht, ob das hybride System CP2 die Ausbreitung des TR auf benachbarte Zellen und benachbarte Module verhindern kann.

5.2.1. Temperaturverlauf und Phasenwechsel im Thermal Runaway

Die Untersuchung des TR folgt dem Worst-Case-Szenario einer massiven energetischen Entladung. Um die regulatorischen Anforderungen der CMT (20 % der Zellen innerhalb von 60 s) zu erfüllen, wurde ein gestaffeltes Initiierungsschema gewählt. Die Initiierung der ersten Batteriezelle erfolgt zu dem Zeitpunkt, an dem die exotherme Wärmefreisetzung der Batteriezellen beginnt ($t = 11,95 \text{ min}$).

Methodik der TR-Initiierung und thermische Trägheit

Die zeitliche Abfolge der TR-Ereignisse ist in Abb. 5.3 dargestellt. Obwohl die Trigger-Zelle (Zelle 58) unmittelbar hochenergetische Quellterme freisetzt, zeigt die Analyse der Nachbarzellen eine massive thermische Dämpfung durch das hybride Kühlsystem. Um die hochdynamischen, im Sekundenbereich ablaufenden TR-Ereignisse präzise aufzulösen und optisch nicht durch die vorangegangene Flugphase zu stauchen, wird auch bei der Untersuchung der Ergebnisse der TR-Simulation die relative Zeitachse t^* eingesetzt, die dem exakten Initiierungszeitpunkt der ersten Zelle bei $t_{\text{init}} = 11,95 \text{ min}$ entspricht.

Ausgehend von der initiierten Zelle 58 lässt sich die Fortschreitung in mehrere Wellen gliedern. Die als erste Welle bezeichneten direkten Nachbarn, namentlich die Zellen 47, 48, 57, 59, 60 und 61, erfahren in den ersten 30 s kaum einen Temperaturanstieg. Auch für die als zweite Welle definierten Zellen 44, 45, 46, 49, 56 und 62 zeigt sich trotz einer 60 s andauernden thermischen Belastung durch Wärmeleitung lediglich eine moderate Temperaturerhöhung von maximal 39,8 K.

Da die erforderliche Zündtemperatur für eine autonome Zündung bei einem SOC

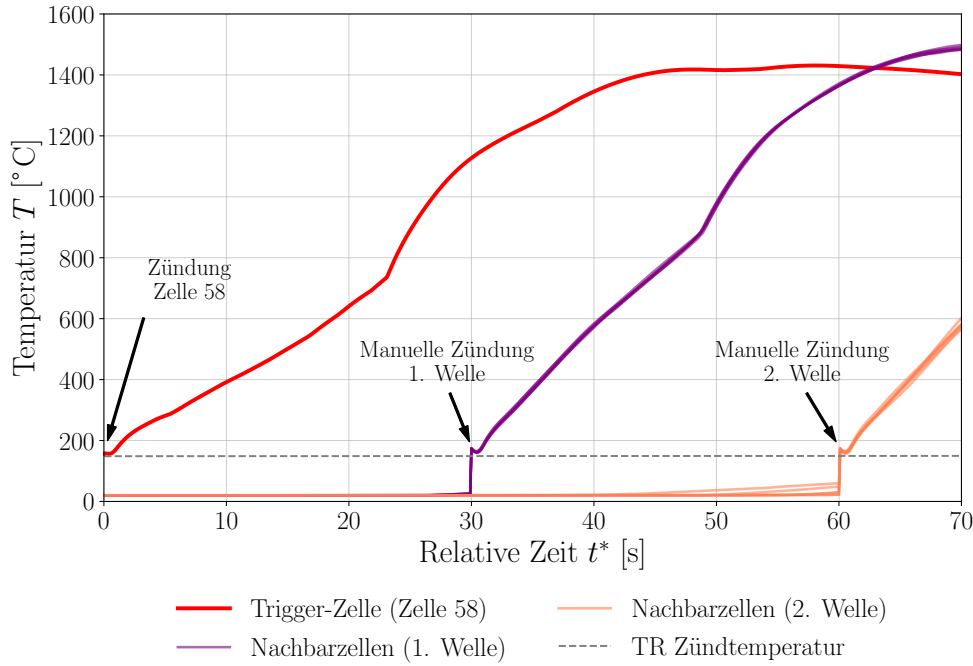


Abbildung 5.3.: Zeitlicher Verlauf der lokalen Spitzentemperaturen während der Initiierungsphase ($t^* < 70$ s). Die geringfügige Erwärmung der Nachbarzellen verdeutlicht die hohe thermische Trägheit des PCM. Der kurzzeitige Temperaturabfall unmittelbar nach den Zündzeitpunkten ($t^* = 0$ s, 29,99 s und 59,99 s) ist ein numerisches Artefakt, das aus der schlagartigen Aktivierung des Quellterms innerhalb eines diskreten Zeitschritts resultiert und durch den numerischen Ausgleich hoher lokaler Gradienten in den ersten Iterationen nach dem Patch-Zeitpunkt entsteht.

von 95 % bei ca. 146 °C liegt, verdeutlicht dies, dass das BTMS eine thermische Ausbreitung durch reines Überheizen innerhalb dieser kurzen Zeit effektiv unterbindet. Innerhalb des untersuchten Zeitfensters von 30 s verbleiben die sechs angrenzenden Zellen somit basierend auf den numerischen Ergebnissen weit unterhalb der kritischen Zündschwelle. Da sich die Wärme der einzelnen Triggerzelle auf das sechsfache Volumen der Nachbarstruktur verteilt und simultan über das hybride BTMS dissipiert wird, liefert dies eine solide Grundlage für zukünftige Untersuchungen zur Frage, ob das System rein passiv überhaupt eine autonome Propagationsgrenze erreichen kann.

Um die CMT-Konformität zu gewährleisten und die strukturelle Integrität unter Extrembelastung zu prüfen, wurde die Zündtemperatur daher zu den Zeitpunkten $t^* = 29,99$ s und $t^* = 59,99$ s manuell aufgeprägt.

Phasenwechselkinetik in der Initiierungsphase

Der Einfluss dieser thermischen Last auf den Modulzustand wird durch die räumliche Auswertung visualisiert. Abb. 5.4a illustriert die Oberflächentemperaturverteilung innerhalb des Batteriemoduls zum Zeitpunkt $t^* = 60$ s, welcher exakt mit dem ersten kumulierten Leistungsscheitel korrespondiert (vgl. Kap. 5.2.3).

Die ausgeprägte Anisotropie der zellinternen Wärmeleitfähigkeit wird hierbei durch die lokal begrenzten thermischen Temperaturspitzen an den Zellpolen (Deckel und Böden) visuell deutlich, während die Mantelflächen der betroffenen Batteriezellen eine um mehrere hundert Kelvin geringere Temperaturen aufweisen.

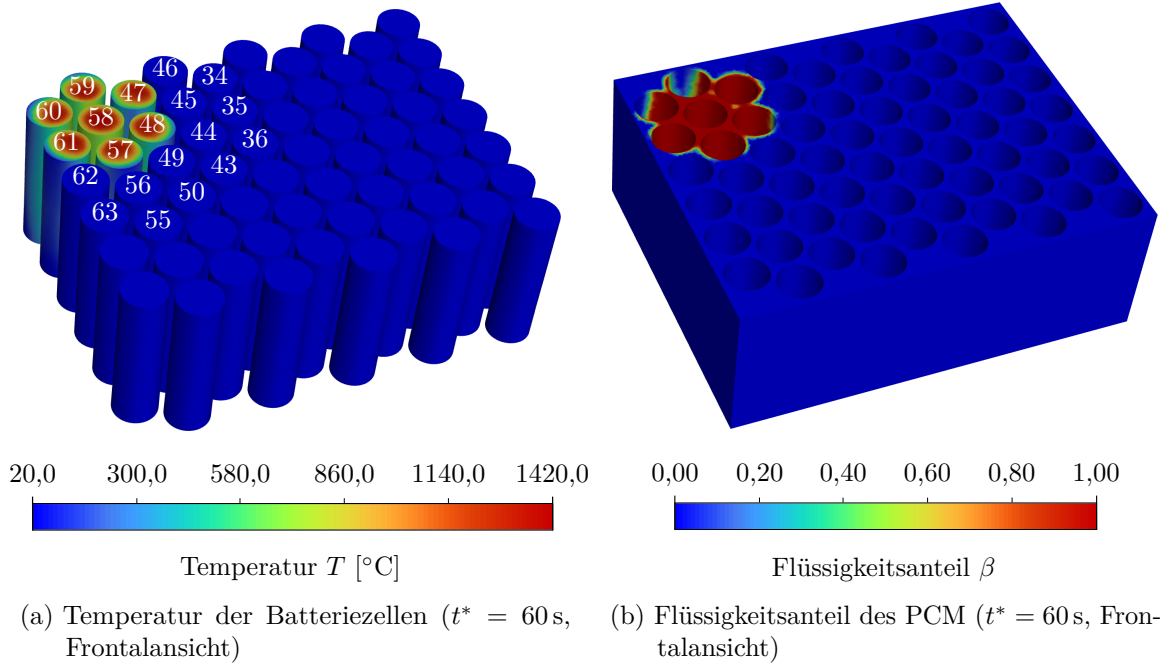


Abbildung 5.4.: Thermophysikalischer Zustand des Moduls während der TR-Initiierungsphase ($t^* = 60$ s). Der direkte Vergleich zeigt die effektive Lokalisierung der thermischen Energie im Bereich der hinteren linken Modulecke durch den einsetzenden Phasenwechsel des PCM.

Ergänzend hierzu verdeutlicht Abb. 5.4b den korrespondierenden Flüssigkeitsanteil β der PCM-Matrix bei $t^* = 60$ s. Trotz der sukzessiven, erzwungenen TR-Initiierung der ersten sieben Batteriezellen (Zellen 47, 48, 57, 58, 59, 60 und 61) bis $t^* = 29,5$ s befindet sich ein Großteil des PCM in der unmittelbaren Peripherie dieser Zellen noch in fester Form ($\beta = 0$). Nur das PCM in direktem Kontakt und in unmittelbarer Nähe zu den Batteriezellen im TR hat sich verflüssigt. Diese thermische Trägheit belegt die hohe Schmelzenthalpie des Materials: Die anfangs freigesetzte Wärmemenge wird primär für die isotherme Phasenumwandlung aufgewendet. Dies erklärt die im transienten Temperaturverlauf (Abb. 5.3) nachgewiesene signifikante Verzögerung des Temperaturanstiegs zu den noch passiven Nachbarzellen.

Theoretische modulinterne Propagationsanalyse (3. Welle)

Um die Grenzen der passiven Sicherheit zu identifizieren, wurden die lokalen Spitzentemperaturen der sieben Zellen analysiert, welche die theoretische dritte Propagationswelle bilden: Zellen 34, 35, 36, 43, 50, 55 und 63.

Wie in Abb. 5.5 ersichtlich, überschreitet die erste dieser Batteriezellen trotz

der intensiven Kühlung lokalisiert bei $t^* = 112,8\text{ s}$ die Zündtemperatur, welche mit sinkendem SOC steigt und zu diesem Zeitpunkt bei $T_{\text{onset}} = 150,15^\circ\text{C}$ liegt. In einer realen Anwendung würde an diesem Punkt die autonome chemische Reaktion dieser Zellen einsetzen, was eine Kaskadierung auf das gesamte Modul zur Folge hätte. Da diesen Batteriezellen in der Simulation nur ein thermischer Quellterm für den NB zugewiesen wurde, zeigt der weitere Kurvenverlauf eine rein passive Abkühlung nach Erreichen eines Peaks von $427,7^\circ\text{C}$ bei $t^* = 289,0\text{ s}$.

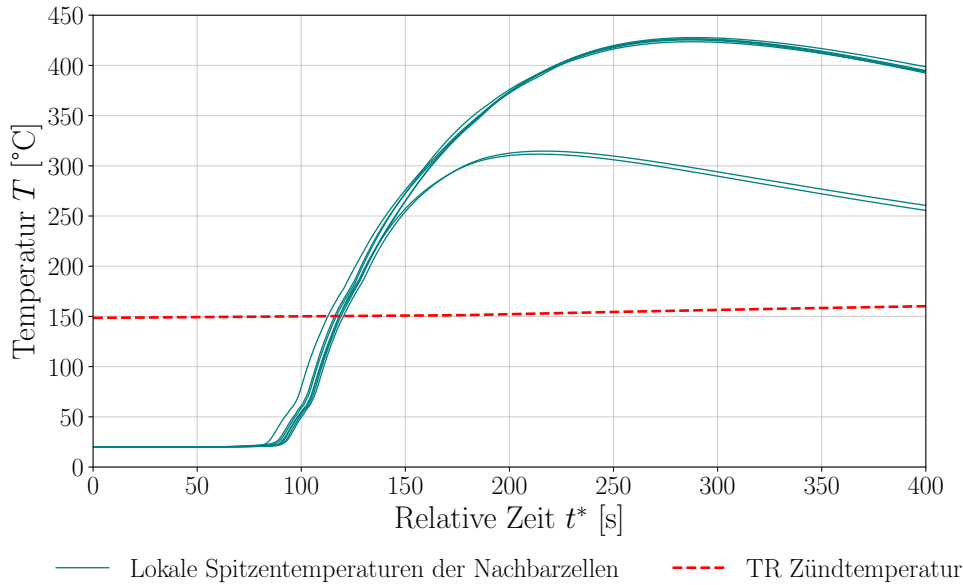


Abbildung 5.5.: Der zeitliche Verlauf der lokalen Spitzentemperaturen der Batteriezellen 34, 35, 36, 43, 50, 55 und 63, welche die theoretische dritte Propagationswelle bilden würden, belegt, dass das hybride BTMS die modulinterne Ausbreitung des TR nicht verhindern kann.

Die fortschreitende thermische Belastung und das Risiko einer unkontrollierten Kaskadierung werden in den Konturplots zum Zeitpunkt $t^* = 112,8\text{ s}$ analysiert. Wie in Abb. 5.6 dargestellt, erreichen die noch passiven Zellen der theoretischen dritten Propagationswelle an ihren der TR-Zone zugewandten Mantelflächen lokale Spitzentemperaturen von bis zu $150,35^\circ\text{C}$. In dieser Rückansicht, bei welcher die bereits thermisch durchgegangenen Batteriezellen zur präzisen visuellen Gradientenanalyse ausgeblendet wurden (Clipped Range: 20°C bis $150,35^\circ\text{C}$), ist die scharfe thermische Grenzzone exakt lokalisierbar.

Die physikalische Ursache für das Überschreiten der Zündschwelle in dieser Zone wird durch den korrespondierenden Flüssigkeitsanteil des PCM in Abb. 5.6b quantifiziert. Das PCM innerhalb des kritischen Eckbereichs ist zu diesem Zeitpunkt bereits vollständig verflüssigt ($\beta = 1,0$). Nach dem vollständigen Aufzehren der Schmelzenthalpie verliert das PCM in diesem Bereich seine thermische Pufferwirkung, sodass der Wärmetransport in das Modulinnere fortan durch rein sensible Erwärmung und die deutlich ansteigende Wärmeleitfähigkeit der flüssigen Phase dominiert wird.

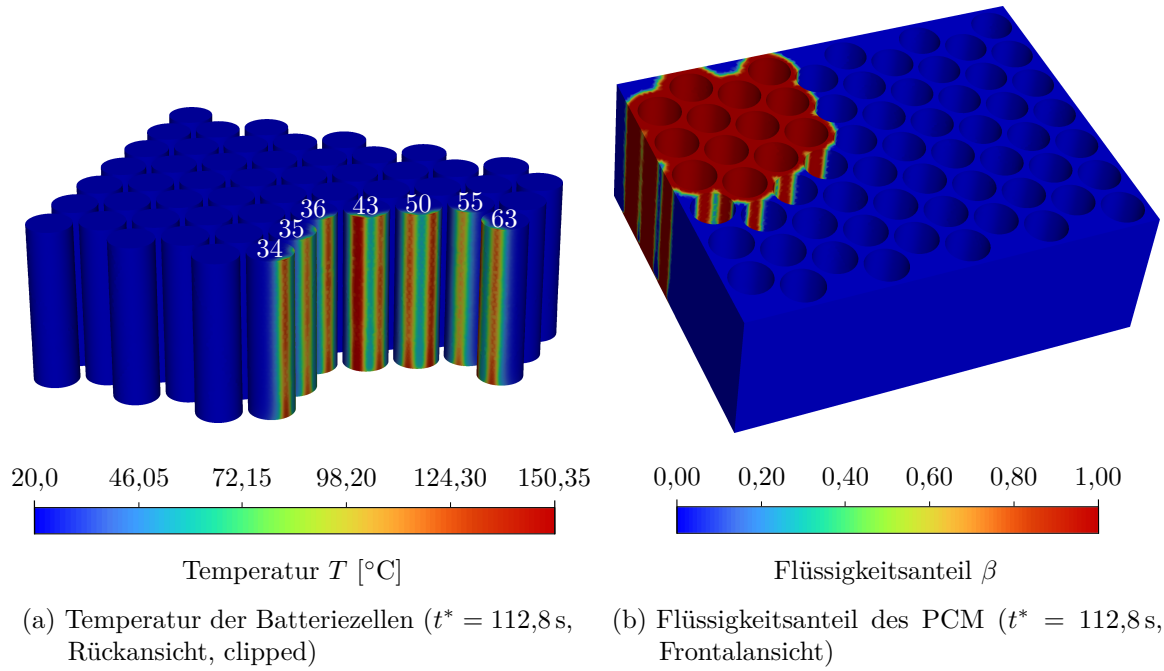


Abbildung 5.6.: Thermophysikalischer Zustand des Moduls in der fortgeschrittenen Propagationsphase ($t^* = 112,8 \text{ s}$). Die gezielte Rückansicht der Zelltemperaturen (a) verdeutlicht die kritische Erwärmung der Mantelflächen der 3. Welle nach vollständiger Verflüssigung der umgebenden PCM-Struktur (b).

Diese Analyse verdeutlicht, dass das hybride Kühlsystem unter den extremen Bedingungen des gewählten Initiierungsszenarios eine theoretische Propagation auf die dritte Zellwelle nach 112 s nicht verhindern kann. Es ist jedoch kritisch anzumerken, dass die forcierte Zündung von 13 Zellen innerhalb $t^* = 0 \text{ s}$ bis 59,99 s ein hochenergetisches Extremszenario darstellt, welches primär zur Prüfung der CMT-Konformität sowie der strukturellen Integrität des entwickelten BTMS gewählt wurde.

Da die thermische Dämpfung des Systems bereits die autonome Propagation der ersten Batteriezelle (s. Abb. 5.3) signifikant verzögert, würde die reale Energiefreisetzung in einem natürlichen Versagensverlauf deutlich langsamer und weniger gebündelt erfolgen. Zudem ist zu berücksichtigen, dass durch die numerische Unterdrückung der Konvektion im verflüssigten PCM eine potenzielle, konvektionsbedingte Wärmeverteilung in Richtung der Nachbarzellen vernachlässigt wurde. In einem realen Szenario könnte dieser Effekt zu einer beschleunigten Aufheizung der angrenzenden Zellen führen, weshalb das vorliegende Modell in diesem Aspekt eine konservative Abbildung liefert. Dennoch ist davon auszugehen, dass die Zeitspanne bis zum Erreichen der Zündtemperatur in benachbarten Zellreihen unter realen Bedingungen wesentlich länger ausfällt oder eine Kaskadierung durch die effektive Wärmeabfuhr des hybriden Systems sogar vollständig unterbunden wird. Die vorliegende Untersuchung liefert somit eine fundierte, konservative untere Grenze der Sicherheitsreserven des Moduldesigns.

Konvektive Wärmeabfuhr und thermische Reserven des Fluids

Um die finale Senkenwirkung des BTMS nach dem lokalen Zusammenbruch der latenten PCM-Pufferwirkung zu quantifizieren, illustriert Abb. 5.7 den Verlauf der flächengemittelten Rohrwandtemperatur (T_w) sowie die massenstromgemittelte Rohraustrittstemperatur (T_{out}).

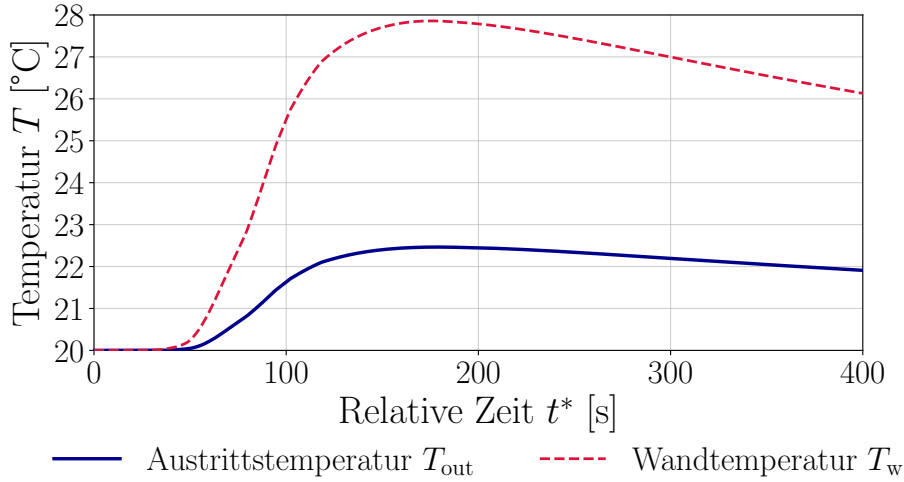


Abbildung 5.7.: Transienter Temperaturverlauf innerhalb des Kühlkanals während der TR-Kaskadierung: Der Verlauf der flächengemittelten Wand- und massenstromgemittelten Austrittstemperatur der Kühlflüssigkeit belegt die effektive Wärmeabfuhr ohne das Risiko eines lokalen Siedeverzugs.

Trotz der massiven, kumulierten transienten Wärmeeinspeisung von über 16 kW stagniert die Wandtemperatur der Kühlrohre über den gesamten Kaskadenverlauf bei einem transienten Peak von lediglich 27,9 $^{\circ}\text{C}$, während sich die makroskopische Austrittstemperatur der Kühlflüssigkeit nur minimal um rund 2,5 K auf knapp 22,5 $^{\circ}\text{C}$ erhöht. Diese hohe thermische Stabilität resultiert direkt aus der strömungsmechanischen Auslegung: Der gewählte Massenstrom von $\dot{m} = 0,1216 \text{ kg s}^{-1}$ resultiert nach dem schlagartigen Einsetzen der Strömung bis zum Ende der Phase der höchsten Wärmeeinspeisung ($t^* = 55 \text{ s}$ bis 200 s) einen mittleren Wärmeübergangskoeffizienten von $\alpha \approx 12449 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$.

Eine detaillierte Betrachtung des TR-Falls zeigt jedoch, dass die thermische Stabilität primär durch die Pufferwirkung des PCM dominiert wird, während der thermische Widerstand zwischen Zelle und Kühlfluid die limitierende Größe darstellt. Der hohe Wärmeübergangskoeffizient resultiert in einem hohen Druckverlust, dessen Beitrag zur tatsächlichen Senkenwirkung aufgrund des begrenzten Wärmeflusses aus dem Modul überproportional gering ausfällt. Eine Reduktion des Massenstroms zur Senkung des Druckverlusts erscheint daher technisch sinnvoll, da die Kühlflüssigkeit die durch den limitierenden thermischen Widerstand zur Verfügung gestellte Wärmemenge auch bei niedrigeren Strömungsgeschwindigkeiten effizient abführen kann. Der vorliegende Auslegungspunkt ist folglich als konservative Obergrenze zu verstehen, wobei eine

iterative Optimierung des Massenstroms ein höheres Potenzial zur Effizienzsteigerung bietet, ohne die thermische Sicherheit des Systems signifikant zu beeinträchtigen.

Daraus ergeben sich zwei zentrale thermodynamische Erkenntnisse für das Modul-design:

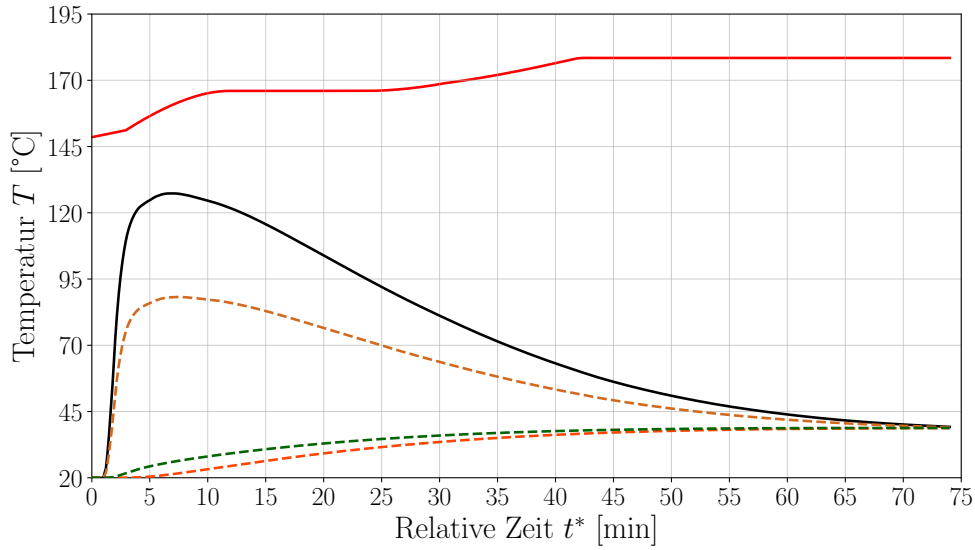
1. **Sicherheitsmarge gegenüber Sieden:** Da sowohl die Wand- als auch die Fluid-Austrittstemperatur weit unterhalb der kritischen Siedegrenze des WEG ($T_{\text{Sdp}} = 105,5^\circ\text{C}$) verbleiben, ist das Risiko eines lokalen Siedeverzugs (Dampfbildung und konvektiver Kühlungsverlust) physikalisch vollständig ausgeschlossen. Das fluide System operiert somit in einem thermodynamisch extrem sicheren Bereich mit massiven Reserven.
2. **Potenzial zur Druckverlustoptimierung:** Die Tatsache, dass das Fluid die enorme thermische Last ohne nennenswerte makroskopische Überhitzung abführt, belegt, dass der Massenstrom zu konservativ gesetzt worden ist. Im Hinblick auf den in der Simulation ermittelten Gesamtdruckverlust von $\Delta p = 43,337\text{ kPa}$ ($\approx 0,433\text{ bar}$) offenbart dies signifikantes Optimierungspotenzial: Eine moderate Absenkung des Massenstroms im TR-Fall würde den Pumpaufwand drastisch reduzieren, ohne die thermische Sicherheit des Gesamtsystems zu gefährden.

Der numerisch ermittelte Druckverlust von $0,433\text{ bar}$ überschreitet die restriktive Design-Vorgabe von $0,25\text{ bar}$ (vgl. Kap. 3.1.2) um rund 73% . Diese Diskrepanz lässt sich geometrisch klar begründen: Die analytische Vorauslegung basierte auf der idealisierten Annahme eines rein geraden Rohrabschnitts der Länge $L = 0,652\text{ m}$. Im dreidimensionalen CFD-Modell hingegen ist das Kühlrohr als meanderförmiger Wärmeübertrager ausgeführt, welches insgesamt drei scharfe Rohrkrümmen (U-Turns) aufweist. Gemäß Nirschl [53, Kap. L1.3] induzieren diese Umlenkungen zusätzliche lokale Druckverluste durch Strömungsablösungen, Querströmungen und die Trägheit bei der Impulsänderung, welche analytisch über die reine Rohrreibungszahl gerader Leitungen nicht erfasst wurden. Die daraus resultierende gegenseitige Beeinflussung der Umlenkungen führt zu hochgradig komplexen, dreidimensionalen Strömungsbildern, welche im numerischen 3D-CFD-Modell vollständig aufgelöst werden und die Erhöhung des Gesamtwiderstands auf $0,433\text{ bar}$ maßgeblich begründen.

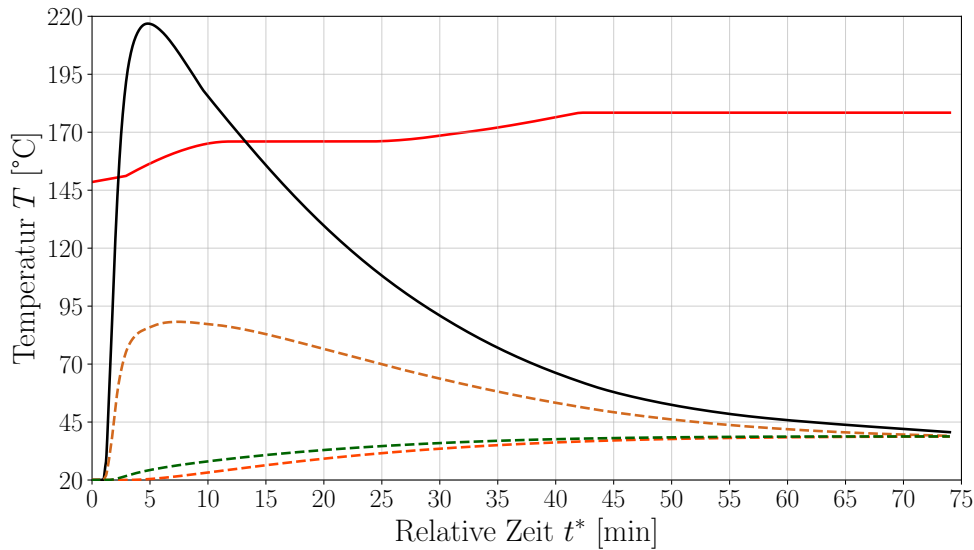
5.2.2. Analytische Bewertung der modulübergreifenden Propagation

Da die CFD-Modellierung an der PCM-Außenseite endet, wurde gemäß Kap. 3.5.2 eine analytische Wärmeübertragungskette implementiert, um das Risiko eines thermischen Übergangs auf benachbarte Module zu bewerten. Unter expliziter Berücksichtigung der thermischen Widerstände des Gehäuseaufbaus sowie der thermischen Trägheit

der angrenzenden Batteriezellen wird der transiente Temperaturverlauf bis zum Missionsende bei $t^* = 74$ min für die Modulrückseite in Abb. 5.8a und die linke Modulflanke in Abb. 5.8b dargestellt.



(a) Modulrückseite



(b) Linke Modulflanke

Abbildung 5.8.: Transienter Temperaturverlauf der modulübergreifenden Propagationsanalyse. Dargestellt ist die thermische Kette von der PCM-Wand über den Gehäuseaufbau und Luftspalt bis hin in den Kern der ersten Batteriezellen des Nachbarmoduls, referenziert zur SOC-abhängigen Zündtemperatur T_{onset} nach Amano et al. [43].

Die Ergebnisse unterstreichen die ausgeprägte Schutzwirkung des hybriden Kühlsystems. Während die Rückwand des getriggerten Batteriemoduls in der Spitze bis zu $127,3^\circ\text{C}$ erreicht, erfolgt eine massive Dämpfung des Wärmeeintrags durch die 5 mm dicke Luftschicht. Die thermische Antwort der Zellen im Nachbarmodul ist dabei über den gesamten Untersuchungszeitraum von 75 min so gering, dass die

Kerntemperaturen weit unterhalb der kritischen Sicherheitsgrenzwerte verbleiben. Über den gesamten transienten Verlauf hinweg zeigt sich eine minimale thermische Sicherheitsmarge zur Zündtemperatur von mehr als 128 K. Damit ist rechnerisch gezeigt, dass die Temperatur der Nachbarzellen niemals auch nur annähernd kritische Bereiche erreicht, womit eine modulübergreifende thermische Propagation zuverlässig unterbunden wird.

Die physikalische Annahme einer vernachlässigbaren freien Konvektion im Modulsplatt lässt sich anhand der quantitativen Simulationsergebnisse validieren. Unter Verwendung der thermo-fluidmechanischen Peak-Zustände ergeben sich folgende Spalt-Rayleigh-Zahlen Ra_I :

- **Modulrückseite:** Am thermischen Peak resultiert eine maximale Spalt-Rayleigh-Zahl von $Ra_{I,back} \approx 4282$.
- **Linke Modulflanke:** Analog dazu ergibt sich für die linke Flanke ein Maximalwert von $Ra_{I,left} \approx 5342$.

Da beide Werte über den gesamten transienten Verlauf hinweg signifikant unterhalb der von Thess und Kaiser [60, Kap. F3.4] definierten Grenze von 10^4 für ausgeprägte Konvektionsströmungen verbleiben, ist die Nußelt-Zahl im Spalt konsistent mit $Nu \approx 1$ anzusetzen. Die Auswertung deutet somit darauf hin, dass der konvektive Wärmetransport in der Luftschicht über das gesamte Szenario hinweg vernachlässigbar ist und die Wärmeübertragung dominierend durch Wärmeleitung erfolgt.

Der Wärmetransport durch den Spalt wird folglich primär durch molekulare Wärmeleitung dominiert, womit die physikalische Integrität des 1D-Propagationsmodells für die konduktive Betrachtung bestätigt ist. Gleichwohl stellt diese Reduktion auf die Wärmeleitung eine physikalische Abstraktion dar. Insbesondere der radiative Wärmetransport, der bei den im TR auftretenden Wandtemperaturen von bis zu 220 °C signifikant zum Gesamtwärmestrom beitragen kann, wurde im vorliegenden 1D-Modell nicht explizit aufgelöst. Während diese Vernachlässigung im Sinne einer konservativen Betrachtung hinsichtlich der Barrierewirkung unkritisch ist, führt sie zu einer Unterschätzung des realen Wärmeeintrags in die angrenzenden Modulwände. Im Vergleich zu einer voll gekoppelten 3D-Simulation, welche die komplexen Sichtfaktoren und Strahlungsaustauschvorgänge zwischen den Oberflächen auflöst, stellt das 1D-Modell somit eine Vereinfachung dar. Zukünftige Modelliterationen sollten daher die Strahlungsterme mittels effektiver Emissionsgrade integrieren, um die prädiktive Genauigkeit bei extremen thermischen Lasten weiter zu erhöhen.

5.2.3. Energetische Bilanzierung der transienten Quellterme

Um die thermophysikalischen Zustände im Modul sowie die thermische Belastung kausal zu begründen, illustriert Abb. 5.9 den zeitlichen Verlauf der integrierten

volumetrischen Wärmefreisetzungsrates $\dot{Q}_{\text{TR},i}$ der Einzelzellen sowie die kumulierte Gesamtleistung des Moduls $\dot{Q}_{\text{TR},\text{modul}}$.

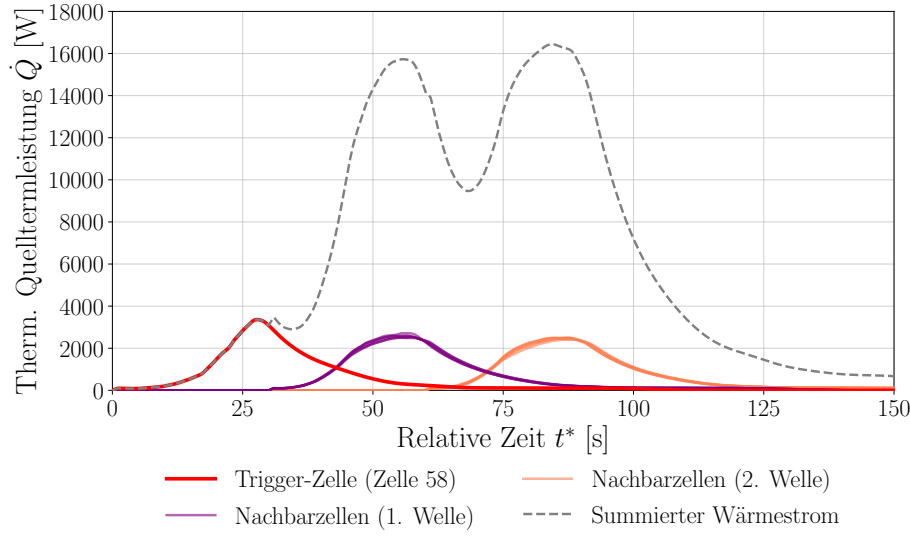


Abbildung 5.9.: Transienter Verlauf der thermischen Quellterm-Leistung während der TR-Kaskadierung. Die Überlagerung der gestaffelten Initiierungswellen verdeutlicht den zeitlichen Verlauf der thermischen Gesamtlast auf das hybride Kühlsystem.

Die quantitative Analyse der Leistungskurven spiegelt das hochenergetische Bedrohungsszenario des CMT-Prüfprofils wider. Unmittelbar nach der Initiierung der Triggerzelle erreicht die thermische Quellterm-Leistung bei $t^* = 27,8\text{ s}$ ihr erstes lokales Maximum von $\dot{Q}_{\text{TR},\text{modul}} = 3,36\text{ kW}$. Mit dem Einsetzen der zweiten Initiierungsphase bei $t^* = 29,99\text{ s}$, bei der sechs weitere Zellen simultan in den TR versetzt werden, erfährt das System eine sprunghafte Zunahme der thermischen Last. Die kumulierte Quellterm-Leistung schießt sprunghaft nach oben und erreicht ein weiteres lokales Maximum von $\dot{Q}_{\text{TR},\text{modul}} = 15,73\text{ kW}$ bei $t^* = 55,7\text{ s}$. Bei $t^* = 59,99\text{ s}$ folgt die gesteuerte Aktivierung der verbleibenden sechs Zellen. Das globale Maximum der kumulierten thermischen Quelltermleistung liegt bei $\dot{Q}_{\text{max,TR,modul}} = 16,43\text{ kW}$ und wird bei $t^* = 84,3\text{ s}$ registriert.

Der degressive Verlauf der maximalen Leistungsscheitel der aufeinanderfolgenden Wellen resultiert direkt aus dem entwickelten TR-Modell: Sowohl der THR als auch der transiente Verlauf des Wärmestroms sind als funktionale Abhängigkeit vom aktuellen SOC definiert. Die Reduktion von THR und PHRR bei fortschreitender Entladung führt dazu, dass die transiente Wärmestromkurve zu späteren Simulationszeitpunkten deutlich abgeflachter und zeitlich gestreckter verläuft, was exakt mit den zugrundeliegenden empirischen Daten von Xie et al. [42] korreliert.

Um die korrekte Umsetzung des TR-Modells durch die UDF numerisch zu verifizieren, wurde der THR der 13 aktivierten Batteriezellen durch eine Trapez-Integration

der transienten Quelltermleistungen ermittelt. Der Abgleich mit den hochskalierten empirischen Referenzwerten von Rappsilber et al. [12] ist in Tab. 5.3 zusammengefasst.

Tabelle 5.3.: Validierung der THR-Berechnung der UDF durch Vergleich des analytischen Werts aus Kap. 3.2.1 mit dem Zeitintegral der thermischen Quelltermleistungen.

Phase	Empirischer Wert [kJ]	UDF-Wert [kJ]	Abweichung [%]
Trigger-Zelle (58)	76,06	72,85	4,22
Durchschn. 1. Welle	75,89	72,73	4,17
Durchschn. 2. Welle	75,68	72,70	3,94

Hinsichtlich der absoluten Amplituden zeigt sich jedoch eine systematische Abweichung zur analytischen Vorauslegung. Während die theoretische Skalierung basierend auf den empirischen Daten von Xie et al. [42] für einen Ladezustand von 95 % einen Spitzenwert von 5,03 kW pro Einzelzelle (entspricht ca. 30 kW kumulierter Spitzenlast für sechs simultane Zellen) prognostizierte, verbleibt die PHRR der thermischen Quelltermleistung der Batteriezelle 58 im dreidimensionalen CFD-Modell mit 3,36 kW bei rund 66,8 % dieses Wertes. Diese Dämpfung war jedoch zu erwarten: Der ursprüngliche, analytische Spitzenwert von 5,03 kW resultierte aus einer idealisierten, nulldimensionalen Betrachtung der spezifischen empirischen Daten von Rappsilber et al. [12] ($\dot{q} = 0,1201 \text{ kW kg}^{-1}$). Da die Zündung in der dreidimensionalen Ansys Fluent-Simulation jedoch über eine lokalisierte, transiente Überhitzung eingeleitet wird, die sich erst per Wärmeleitung durch das gesamte Zellvolumen ausbreiten muss, kommt es zu einer zeitlichen Asynchronität der lokalen Quellterme innerhalb der Zelle. Dies glättet die makroskopische Peak-Amplitude der Zelle effektiv, während die fundamentale Energieerhaltung (THR) gewahrt bleibt.

Dies führt ebenfalls dazu, dass das globale Maximum der Quelltermleistungskurve deutlich geringer ausfällt, als in der analytischen Vorauslegung angenommen wurde. Mit $\dot{Q}_{\text{max,TR,module}} = 16,43 \text{ kW}$ ist die maximale thermische Quelltermleistung nahezu halb so groß wie vermutet.

5.2.4. Synthese: CMT-Konformität und luftfahrtspezifische Eignung

Abschließend lässt sich die Eignung des favorisierten hybriden Kühlkonzepts CP2 anhand der quantitativen Simulationsergebnisse gegenüber den restriktiven Luftfahrtanforderungen (CMT) wie folgt bilanzieren:

1. **Eindämmung der thermischen Propagation:** Das BTMS erfüllt die primäre Sicherheitsvorgabe vollumfänglich. Obwohl unter den konservativen Annahmen des CMT-Extremszenarios (forcierte Zündung von 13 Zellen innerhalb

von 60 s) eine modulinterne Kaskadierung auf die dritte Welle nach 112,8 s theoretisch initiiert wird, bleibt die strukturelle Barrierewirkung nach außen hin erhalten. Die analytisch bestimmten transienten Kern- und Oberflächentemperaturen der Nachbarmodule verbleiben selbst nach $t^* = 75$ min mit maximal $38,6^\circ\text{C}$ im absolut sicheren Bereich (Sicherheitsmarge $> 126,8\text{ K}$). Eine katastrophale, modulübergreifende Propagation ist somit physikalisch ausgeschlossen.

2. **Leichtbau und Systemkomplexität:** CP2 realisiert mit einem gravimetrischen Nutzeffekt von 60,56 % im befüllten Betriebszustand das leichteste Design und spart im Vergleich zu K2 erhebliche Mengen an Kühlflüssigkeit ein (19 g statt 631 g). Zudem reduziert die konventionelle bodenseitige CP die Bauteilanzahl auf 139 Einzelteile (ca. die Hälfte gegenüber K2), was die Leckageanfälligkeit minimiert und die CMT-Anforderungen an ein robustes, wartungsarmes Luftfahrtsystem erfüllt.
3. **Thermodynamische Betriebs- und Ausfallsicherheit:** Im NB hält das System die Zellen sicher unter der kritischen 35°C -Grenze. Im TR-Extremfall verhindert das hohe Niveau des Wärmeübergangskoeffizienten ($\approx 12449\text{ W m}^{-2}\text{ K}^{-1}$) ein Sieden der Kühlflüssigkeit zuverlässig. Während der im NB resultierende Druckverlust von 120 Pa die Anforderungen an die energetische Effizienz problemlos erfüllt, überschreitet der im TR-Fall auftretende Druckverlust von 0,433 bar die idealisierte Design-Vorgabe von 0,25 bar. Da dies jedoch auf die komplexen, nicht-idealen 3D-Umlenkungen zurückzuführen ist und die Pumpleistung im NB im Milliwatt-Bereich verbleibt, wird die Flugtauglichkeit des Systems hierdurch nicht beeinträchtigt.

Zusammenfassend beweist die numerische und analytische Berechnung, dass das hybride Kühlkonzept CP2 den inhärenten Zielkonflikt der Luftfahrt zwischen maximaler passiver Sicherheit bei einer TR-Initiierung und minimalem Systemgewicht erfolgreich auflöst. Dennoch zeigen die Untersuchungen, dass die regulatorischen CMT-Vorgaben in ihrer zeitlichen Taktung das Versagensverhalten moderner hybrider Systeme nur begrenzt abbilden.

6. Fazit und Ausblick

Die vorliegende Masterarbeit untersuchte hybride Kühlkonzepte für Batteriemodule, um den Zielkonflikt zwischen hoher Leistungsdichte im Normalbetrieb und passiver Sicherheit im Fall eines Thermal Runaways für die elektrische regionale Luftfahrt aufzulösen. Basierend auf einem detaillierten Stand der Technik, der die technologische Forschungslücke zwischen effizienter Kühlung und notwendiger thermischer Barrierewirkung aufzeigte, wurden vier hybride Konzepte unter Verwendung eines aktiven Kühlsystems mittels einem Wasser-Ethylenglykol-Gemisch sowie passiver Kühlung durch das Phasenwechselmaterial Natriumacetat-Trihydrat in jeweils zwei Varianten modelliert und mittels CFD-Simulation evaluiert. Das erste Design kombiniert hierbei eine bodenseitige Kühlplatte mit interzellulärem PCM, während das zweite Kühlkonzept interzelluläre Wärmeleitstrukturen mit bodenseitigem PCM verknüpft. Die numerische Auswertung umfasste ein transientes Lastprofil für einen Kurzstreckenflug als auch ein hochenergetisches Extremszenario gemäß CMT-Vorgaben.

Die Analyse der Simulationsdaten zeigte, dass alle vier untersuchten Kühlkonzepte die thermischen Anforderungen an den Normalbetrieb sicher erfüllen und die Zelltemperaturen unter dem Grenzwert von 35 °C halten. Unter Einbeziehung der weiteren luftfahrtspezifischen Anforderungen an die Wartungsarmut, die Fertigungskomplexität und das Gewicht erwies sich die massereduzierte Version des Kühlkonzepts mit Bodenkühlplatte (CP2) jedoch als die geeignetste Lösung. Im Fall des TR bewies das System durch die Kombination aus der thermischen Pufferkapazität des Phasenwechselmaterials und der hohen konvektiven Reserve der Flüssigkeitskühlung eine exzellente Schutzwirkung. Da zudem die modulübergreifende Propagation erfolgreich ausgeschlossen werden konnte, stellt CP2 einen robusten Kompromiss dar, der die Anforderungen an Wartungsarmut sowie eine gravimetrische Effizienz mit einem Masseanteil der Batteriezellen von über 60 Prozent optimal adressiert.

Die in dieser Arbeit gewonnenen Erkenntnisse eröffnen diverse Anknüpfungspunkte für weiterführende Untersuchungen:

- **PCM-Optimierung:** Die Verwendung von Phasenwechselmaterialien mit niedrigerer Schmelztemperatur könnte die thermische Pufferung zur Thermal-Runaway-Eingrenzung weiter optimieren. Zudem sollte der Einsatz von Komposit-PCM mit gezielt eingestellter Anisotropie der Wärmeleitfähigkeit untersucht werden.
- **Umwelt- und Lastsensitivität:** Eine Erweiterung der Sensitivitätsanalyse

auf Umgebungsbedingungen über 40 °C sowie höhere Entladeraten ist essentiell, um die Robustheit des Systems für globale Einsatzszenarien zu validieren.

- **Hydraulische Optimierung:** Aufbauend auf den identifizierten Druckverlusten durch komplexe Geometrien sollte eine topologieoptimierte Kanalführung evaluiert werden, um den Pumpaufwand zu minimieren, ohne die thermischen Reserven zu beeinträchtigen.
- **Realistische TR-Szenarien:** Das untersuchte Szenario der forcierten Initiierung von 13 Zellen stellt eine extreme Überprüfung der strukturellen Integrität dar. Zukünftige Untersuchungen sollten sich auf ein realistisches Ausbreitungsszenario konzentrieren, bei dem lediglich eine einzelne Batteriezelle in den Thermal Runaway übergeht, um die Wirksamkeit des Kühlsystems bei einer natürlichen Propagationsdynamik zu verifizieren.
- **Vielfalt der Versagensmechanismen:** Neben der thermischen Überhitzung sollten weitere Auslöser wie Überladung oder mechanische Einwirkungen (Nail Penetration) in die Analyse einbezogen werden. Letztere erfordern ergänzende FEM-Analysen, um die strukturellen Auswirkungen auf das Modulgehäuse und die Integrität des Kühlrohrs zu bewerten.
- **Integrative Sicherheitskonzepte:** Die in dieser Arbeit nicht betrachteten Effekte wie Venting sowie der Einsatz von Aerogelfilzen als thermische Barrieren bieten erhebliches Potenzial. Insbesondere die Erweiterung des hybriden Kühlsystems mit Aerogelfilz sollte untersucht werden, um die modulinterne Propagation auch bei einem vollständigen Ausfall der aktiven Kühlung präventiv zu unterbinden.

Literaturverzeichnis

- [1] European Commission, A European Green Deal: Striving to be the first climate-neutral continent, 2019, url: https://commission.europa.eu/strategy-and-policy/priorities-2019-2024/european-green-deal_en (besucht am 14. 4. 2026).
- [2] European Commission, Flightpath 2050: Europe’s Vision for Aviation. Report of the High Level Group on Aviation Research, Report, EUR 24902 EN, 2011, url: https://www.arcs.aero/sites/default/files/downloads/Bericht_Flightpath_2050.pdf (besucht am 3. 5. 2026).
- [3] A. O. Altun, F. Franke und S. Kazula, Overview of the State of the Art in Battery Packaging and Elaboration of a Safe Design Process for Battery Packs in Large Electric Aircraft, Deutscher Luft- und Raumfahrtkongress 2024, DocumentID: 63031, 2024, doi: [10.25967/630310](https://doi.org/10.25967/630310).
- [4] M. Z. Suárez, F. P. Moreno, R. D.-A. Jurado, R. M. A. Valdés und V. F. G. Comendador, Battery Technologies to Electrify Aviation: Key Concepts, Technologies, and Figures, International Journal of Aviation Science and Technology, Vol. 4 (2), pp. 98–112, 2023, doi: [10.23890/IJAST.vm04is02.0205](https://doi.org/10.23890/IJAST.vm04is02.0205).
- [5] A. O. Altun, F. Franke und S. Kazula, Elaboration and Evaluation of Concepts for Battery Modules in Electrified Aircraft Propulsion Systems, Proceedings of the 15th EASN European Aerospace Conference, Presented at EASN 2025, 2025, doi: [10.3390/engproc2026133018](https://doi.org/10.3390/engproc2026133018).
- [6] T. Pattanayak und D. Mavris, Battery technology for sustainable aviation: a review of current trends and future prospects, Applied Energy, Vol. 397, pp. 126356, 2025, doi: [10.1016/j.apenergy.2025.126356](https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2025.126356).
- [7] A. Pesaran, S. Santhanagopalan und G.-H. Kim, Addressing the Impact of Temperature Extremes on Large Format Li-Ion Batteries for Vehicle Applications, Vortrag bei der 30th International Battery Seminar, Slide 20, 2013, url: <https://docs.nrel.gov/docs/fy13osti/58145.pdf> (besucht am 30. 12. 2025).
- [8] D. Linden, Basic Concepts, Handbook of Batteries, hrsg. von D. Linden und T. B. Reddy, 3. Aufl., Kap. 1, pp. 1.1–1.18, 2002.

-
- [9] J. W. Braithwaite und W. L. Auxer, Sodium-Beta Batteries, Handbook of Batteries, hrsg. von D. Linden und T. B. Reddy, 3. Aufl., Kap. 40, pp. 40.1–40.31, 2002.
- [10] G. M. Ehrlich, Lithium-Ion Batteries, Handbook of Batteries, hrsg. von D. Linden und T. B. Reddy, 3. Aufl., Kap. 35, pp. 35.1–35.94, 2002.
- [11] J. Warner, The Handbook of Lithium-Ion Battery Pack Design: Chemistry, Components, Types, and Terminology, 2. Aufl., Kap. 10, 2024.
- [12] T. Rappsilber, N. Yusfi, S. Krüger, S.-K. Hahn, T.-P. Fellingner, J. Krug von Nidda und R. Tschirschwitz, Meta-analysis of heat release and smoke gas emission during thermal runaway of lithium-ion batteries, Journal of Energy Storage, Vol. 60, pp. 106579, 2023, doi: [10.1016/j.est.2022.106579](https://doi.org/10.1016/j.est.2022.106579).
- [13] Product Specification: INR18650HG2 Lithium-ion Rechargeable Battery, Technical datasheet for 3000mAh high-drain cell, 2015, url: <https://www.batteryspace.com/prod-specs/9989.specs.pdf> (besucht am 3. 5. 2026).
- [14] A. Vetterlein, M. L. Doernte, F. Franke und S. Kazula, Review and Evaluation of External Causes for Degradation and Failure of Batteries Including Mitigation Strategies for the Use in Electric Aircraft Propulsion, Proceedings of the Deutscher Luft- und Raumfahrtkongress 2025, in print, 2025.
- [15] R. de Vries, R. E. Wolleswinkel, D. R. Jacobson, M. Bonnema und S. Thiede, Battery Performance Metrics for Large Electric Passenger Aircraft, 34th Congress of the International Council of Aeronautical Sciences, 2024, url: https://www.icas.org/icas_archive/icas2024/data/papers/icas2024_0636_paper.pdf (besucht am 5. 5. 2026).
- [16] Europäisches Parlament und Rat, Niederspannungsrichtlinie des Europäischen Parlaments und Rates, Richtlinie 2014/35/EU des Europäischen Parlaments und des Rates vom 26. Februar 2014 zur Harmonisierung der Rechtsvorschriften der Mitgliedstaaten über die Bereitstellung elektrischer Betriebsmittel zur Verwendung innerhalb bestimmter Spannungsgrenzen auf dem Markt (Neufassung), Amtsblatt der Europäischen Union L 96/357, Niederspannungsrichtlinie, 2014, url: https://www.ce-richtlinien.eu/richtlinien/Niederspannung/Richtlinie/RL_2014_35_EU_Niederspannung.pdf.
- [17] D. Coates und A. Charkey, Nickel-Zinc Batteries, Handbook of Batteries, hrsg. von D. Linden und T. B. Reddy, 3. Aufl., Kap. 31, pp. 31.1–31.37, 2002.
- [18] C. Huber, Phase Change Material in Battery Thermal Management Applications, Diss., München: Technische Universität München (TUM), url: <https://mediatum.ub.tum.de/doc/1356376/1356376.pdf> (besucht am 25. 10. 2025).

-
- [19] N. S. Spinner, R. Mazurick, A. Brandon, S. L. Rose-Pehrsson und S. G. Tuttle, Analytical, Numerical and Experimental Determination of Thermophysical Properties of Commercial 18650 LiCoO₂ Lithium-Ion Battery, *Journal of The Electrochemical Society*, Vol. 162 (14), pp. A2789–A2795, 2015, doi: [10.1149/2.0871514jes](https://doi.org/10.1149/2.0871514jes).
- [20] H. Yu, H. Zhang, J. Shi, S. Liu, Z. Yi, S. Xu und X. Wang, Thermal parameters of cylindrical power batteries: Quasi-steady state heat guarding measurement and thermal management strategies, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 231, pp. 120959, 2023, doi: [10.1016/j.applthermaleng.2023.120959](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.120959).
- [21] L. Sheng, Z. Zhang, L. Su, H. Zhang, H. Zhang, Y. Fang, K. Li und W. Ye, Quasi steady state method to measure thermophysical parameters of cylindrical Lithium-ion batteries, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 165, pp. 229342, 2021, doi: [10.1016/j.jpowsour.2020.229342](https://doi.org/10.1016/j.jpowsour.2020.229342).
- [22] W. Zhang, Z. Liang, X. Yin und G. Ling, Avoiding thermal runaway propagation of lithium-ion battery modules by using hybrid phase change material and liquid cooling, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 184, pp. 116380, 2021, doi: [10.1016/j.applthermaleng.2020.116380](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.116380).
- [23] X. Feng, M. Ouyang, X. Liu, L. Lu, Y. Xia und X. He, Thermal runaway mechanism of lithium ion battery for electric vehicles: A review, *Energy Storage Materials*, Vol. 10, pp. 246–267, 2017, doi: [10.1016/j.ensm.2017.05.013](https://doi.org/10.1016/j.ensm.2017.05.013).
- [24] Certification Management Team (CMT), Decision Document: Thermal runaway for propulsion battery, Task Specific Team on Electric and Hybrid-Electric Propulsion Systems, Certification Management Team Decision Document, Focus on containment and propagation testing levels, 2024, url: <https://www.easa.europa.eu/en/downloads/140391/en> (besucht am 3. 5. 2026).
- [25] W. Luo, L. Zhao und M. Chen, The effect of PCM on mitigating thermal runaway propagation in lithium-ion battery modules, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 236, pp. 104936, 2024, doi: [10.1016/j.applthermaleng.2023.121608](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.121608).
- [26] A. A. Pesaran, Battery Thermal Management in EV and HEV: Issues and Solutions, *Techn. Ber.*, 2001, url: https://www.researchgate.net/profile/Ahmad-Pesaran/publication/237250969_Battery_Thermal_Management_in_EVs_and_HEVs_Issues_and_Solutions/links/54b450660cf28ebe92e475ab/Battery-Thermal-Management-in-EVs-and-HEVs-Issues-and-Solutions.pdf (besucht am 5. 5. 2026).
- [27] Y. Lai, W. Wu, K. Chen, S. Wang und C. Xin, A compact and lightweight liquid-cooled thermal management solution for cylindrical lithium-ion power battery pack, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 144, pp. 118581, 2019, doi: [10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.118581](https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.118581).

-
- [28] M. Murphy und M. Akrami, Advanced Thermal Management of Cylindrical Lithium-Ion Battery Packs in Electric Vehicles: A Comparative CFD Study of Vertical, Horizontal, and Optimised Liquid Cooling Designs, *Batteries*, Vol. 10 (8), pp. 264, 2024, doi: [10.3390/batteries10080264](https://doi.org/10.3390/batteries10080264).
- [29] S. Ushak, W. Song, P. E. Marín, Y. Milian, D. Zhao, M. Grageda, W. Lin, M. Chen und Y. Han, A review on phase change materials employed in Li-Ion batteries for thermal management systems, *Applied Materials Today*, Vol. 37, pp. 102021, 2024, doi: [10.1016/j.apmt.2023.102021](https://doi.org/10.1016/j.apmt.2023.102021).
- [30] W. Yang, F. Zhou, Y. Liu, S. Xu und X. Chen, Thermal performance of honeycomb-like battery thermal management system with bionic liquid mini-channel and phase change materials for cylindrical lithium-ion battery, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 188, pp. 116649, 2021, doi: [10.1016/j.applthermaleng.2021.116649](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.116649).
- [31] Q. Xin, J. Xiao, T. Yang, H. Zhang und X. Long, Thermal management of lithium-ion batteries under high ambient temperature and rapid discharging using composite PCM and liquid cooling, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 210, pp. 118230, 2022, doi: [10.1016/j.applthermaleng.2022.118230](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118230).
- [32] A. A. Al-Rashed, Thermal management of lithium-ion batteries with simultaneous use of hybrid nanofluid and nano-enhanced phase change material: A numerical study, *Journal of Energy Storage*, Vol. 46, pp. 103730, 2022, doi: [10.1016/j.est.2021.103730](https://doi.org/10.1016/j.est.2021.103730).
- [33] J. Weng, D. Ouyang, X. Yang, M. Chen, G. Zhang und J. Wang, Alleviation of thermal runaway propagation in thermal management modules using aerogel felt coupled with flame-retarded phase change material, *Energy Conversion and Management*, Vol. 200, pp. 112071, 2019, doi: [10.1016/j.enconman.2019.112071](https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.112071).
- [34] L. Zhao, G. Song, X. Yang und R. Pan, Experiments on the effects of liquid immersion cooling on the thermal runaway (TR) behaviors of 280 Ah lithium-ion batteries subjected to different TR-triggering conditions, *Journal of Energy Storage*, Vol. 121, pp. 116358, 2025, doi: [10.1016/j.est.2025.116358](https://doi.org/10.1016/j.est.2025.116358).
- [35] E. Hahne und K. Elgeti, Wärmeleitung - stationär, VDI Wärmeatlas, hrsg. von P. Stephan, S. Kabelac, M. Kind, D. Mewes, K. Schaber und T. Wetzel, Kap. E1, pp. 709–727, 2010.
- [36] L. H. Saw, Y. Ye und A. A. Tay, Integration issues of lithium-ion battery into electric vehicles battery pack, *Journal of Cleaner Production*, Vol. 113, pp. 1032–1045, 2016, doi: [10.1016/j.jclepro.2015.11.011](https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2015.11.011).
- [37] H. Martin, T. Wetzel und B. Dietrich, Wärmeleitung - instationär, VDI Wärmeatlas, hrsg. von P. Stephan, S. Kabelac, M. Kind, D. Mewes, K. Schaber und T. Wetzel, Kap. E2, pp. 729–755, 2010.

-
- [38] S. Kabelac und D. Vortmeyer, Wärmestrahlung technischer Oberflächen, VDI Wärmeatlas, hrsg. von P. Stephan, S. Kabelac, M. Kind, D. Mewes, K. Schaber und T. Wetzel, Kap. K1, pp. 1183–1199, 2010.
- [39] H. K. Versteeg und W. Malalasekera, An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method, 2. Aufl., 2007.
- [40] V. R. Voller und C. Prakash, A fixed grid numerical modelling methodology for convection-diffusion mushy region phase-change problems, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 30 (8), pp. 1709–1719, 1987, doi: [10.1016/0017-9310\(87\)90317-6](https://doi.org/10.1016/0017-9310(87)90317-6).
- [41] Ansys Inc., Ansys Fluent Theory Guide, Release 2024 R2, Chapter 15: Solidification and Melting, 2024.
- [42] S. Xie, J. Sun, X. Chen und Y. He, Thermal runaway behavior of lithium-ion batteries in different charging states under low pressure, International Journal of Energy Research, Vol. 45 (4), pp. 5795–5805, 2021, doi: [10.1002/er.6200](https://doi.org/10.1002/er.6200).
- [43] K. O. A. Amano, E. Gimadieva und U. Krause, Comparing the thermal runaway characteristics in sodium-ion batteries and Li-Ion batteries with layered oxide cathode materials: Influence of state of charge level, Journal of Power Sources, Vol. 648, pp. 237414, 2025, doi: [10.1016/j.jpowsour.2025.237414](https://doi.org/10.1016/j.jpowsour.2025.237414).
- [44] J. Belt und A. Sorensen, Thermal and Electrochemical Analysis of Thermal Runaway Propagation of Samsung Cylindrical Cells in Lithium-ion Battery Modules, Journal of The Electrochemical Society, Vol. 170 (1), pp. 010515, 2023, doi: [10.1149/1945-7111/aca939](https://doi.org/10.1149/1945-7111/aca939).
- [45] United States Environmental Protection Agency (EPA), Understanding Global Warming Potentials, 2025, url: <https://www.epa.gov/ghgemissions/understanding-global-warming-potentials> (besucht am 25. 2. 2026).
- [46] M. Awais, N. Ullah, J. Ahmad, F. Sikandar, M. M. Ehsan, S. Salehin und A. A. Bhuiyan, Heat transfer and pressure drop performance of Nanofluid: A state-of-the-art review, International Journal of Thermofluids, Vol. 9, pp. 100065, 2021, doi: [10.1016/j.ijft.2021.100065](https://doi.org/10.1016/j.ijft.2021.100065).
- [47] C. Zhao, A. C. Sousa und F. Jiang, Minimization of thermal non-uniformity in lithium-ion battery pack cooled by channeled liquid flow, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 129, pp. 660–670, 2019, doi: [10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.10.017](https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.10.017).
- [48] BG RCI and BGHM, Methanol Datenblatt GisChem, 2025, url: https://www.gischem.de/download/01_0-000067-56-1-000000_1_1_78.PDF.
- [49] ASTM International, ASTM D1655-25a: Standard Specification for Aviation Turbine Fuels, Techn. Ber., 2025, url: <https://www.astm.org/d1655-25a.html>.

-
- [50] V. Kulish, N. Aslfattahi, M. Schmirler und P. Sláma, New library of phase-change materials with their selection by the Rényi entropy method, *Scientific Reports*, Vol. 13 (1), pp. 10446, 2023, doi: [10.1038/s41598-023-37701-0](https://doi.org/10.1038/s41598-023-37701-0).
- [51] G. Wang, C. Xu, W. Kong, G. Englmair, J. Fan, G. Wei und S. Furbo, Review on sodium acetate trihydrate in flexible thermal energy storages: Properties, challenges and applications, *Journal of Energy Storage*, Vol. 40, pp. 102780, 2021, doi: [10.1016/j.est.2021.102780](https://doi.org/10.1016/j.est.2021.102780).
- [52] Y. Li, H. Yan, F. Yang, C. Jiang und L. Xie, A Comprehensive Study on Performance of Paraffin Wax-Expanded Graphite Composite Phase Change Materials with Enhancing Shape and Thermal Stability, Preprint verfügbar bei SSRN 4887603, doi: [10.2139/ssrn.4887603](https://doi.org/10.2139/ssrn.4887603).
- [53] H. Nirschl, Druckverlust in durchströmten Rohren, *VDI Wärmeatlas*, hrsg. von P. Stephan, S. Kabelac, M. Kind, D. Mewes, K. Schaber und T. Wetzel, Kap. L2, pp. 1355–1361, 2010.
- [54] W.-B. Ye und M. Arıcı, Exploring mushy zone constant in enthalpy-porosity methodology for accurate modeling convection-diffusion solid-liquid phase change of calcium chloride hexahydrate, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 152, pp. 107294, 2024, doi: [10.1016/j.icheatmasstransfer.2024.107294](https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2024.107294).
- [55] M. F. Hassan, A. H. N. Khalifa und A. J. Hamad, Experimental investigation of lithium-ion battery thermal management for electric vehicles using mini channels cold plate and phase change material, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 261, pp. 124567, 2025, doi: [10.1016/j.applthermaleng.2025.125682](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2025.125682).
- [56] I. B. Celik, U. Ghia, P. J. Roache, C. J. Freitas, H. Coleman und P. E. Raad, Procedure for Estimation and Reporting of Uncertainty Due to Discretization in CFD Applications, *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 130 (7), pp. 078001, 2008, doi: [10.1115/1.2960953](https://doi.org/10.1115/1.2960953).
- [57] NASA Glenn Research Center, NPARC Alliance Verification and Validation Archive: Validation Assessment, National Aeronautics und Space Administration, url: https://www.grc.nasa.gov/www/wind/valid/tutorial/v_assess.html (besucht am 22.05.2024).
- [58] A. W. Golubkov, D. Fuchs, J. Wagner, H. Wiltsche, C. Stangl, G. Fauler, G. Voitic, A. Thaler und V. Hacker, Thermal-runaway experiments on consumer Li-Ion batteries with metal-oxide and olivin-type cathodes, *RSC Adv*, Vol. 4 (7), pp. 3633–3642, 2014, doi: [10.1039/C3RA45748F](https://doi.org/10.1039/C3RA45748F).

-
- [59] A. Pfrang, A. Kersys, A. Kriston, R.-G. Scurtu, M. Marinaro und M. Wohlfahrt-Mehrens, Deformation from Formation Until End of Life: Micro X-ray Computed Tomography of Silicon Alloy Containing 18650 Li-Ion Cells, *Journal of The Electrochemical Society*, Vol. 170 (3), pp. 030548, 2023, doi: [10.1149/1945-7111/acc6f3](https://doi.org/10.1149/1945-7111/acc6f3).
- [60] A. Thess und R. Kaiser, Wärmeübertragung durch freie Konvektion, *VDI Wärmeatlas*, hrsg. von P. Stephan, S. Kabelac, M. Kind, D. Mewes, K. Schaber und T. Wetzel, Kap. F, pp. 757–799, 2010.
- [61] X. Liu, S. I. Stoliarov, M. Denlinger, A. Masias und K. Snyder, Comprehensive calorimetry of the thermally-induced failure of a lithium ion battery, *Journal of Power Sources*, Vol. 280, pp. 516–525, 2015, doi: <https://doi.org/10.1016/j.jpowsour.2015.01.125>.
- [62] X. Liu, Z. Wu, S. I. Stoliarov, M. Denlinger, A. Masias und K. Snyder, Heat release during thermally-induced failure of a lithium ion battery: Impact of cathode composition, *Fire Safety Journal*, Vol. 85, pp. 10–22, 2016, doi: <https://doi.org/10.1016/j.firesaf.2016.08.001>.
- [63] Z. Wang, D. Ouyang, M. Chen, X. Wang, Z. Zhang und J. Wang, Fire behavior of lithium-ion battery with different states of charge induced by high incident heat fluxes, *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, Vol. 136, pp. 2239–2247, 2019, doi: <https://doi.org/10.1007/s10973-018-7899-y>.
- [64] D. Ouyang, J. Liu, M. Chen und J. Wang, Investigation into the Fire Hazards of Lithium-Ion Batteries under Overcharging, *Applied Sciences*, Vol. 7 (12), 2017, doi: <https://doi.org/10.3390/app7121314>.
- [65] D. Ouyang, M. Chen und J. Wang, Fire behaviors study on 18650 batteries pack using a cone-calorimeter, *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, Vol. 136, pp. 2281–2294, 2019, doi: <https://doi.org/10.1007/s10973-018-7891-6>.
- [66] C.-Y. Jhu, Y.-W. Wang, C.-Y. Wen und C.-M. Shu, Thermal runaway potential of LiCoO₂ and Li(Ni_{1/3}Co_{1/3}Mn_{1/3})O₂ batteries determined with adiabatic calorimetry methodology, *Applied Energy*, Vol. 100, pp. 127–131, 2012, doi: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2012.05.064>.
- [67] C. Zhao, J. Sun und Q. Wang, Thermal runaway hazards investigation on 18650 lithium-ion battery using extended volume accelerating rate calorimeter, *Journal of Energy Storage*, Vol. 28, pp. 101232, 2020, doi: <https://doi.org/10.1016/j.est.2020.101232>.
- [68] Thyssenkrupp Materials Services GmbH, Material Data Sheet: Aluminium alloy EN AW-6061, Revision: MX/TIS_06.2018, 2018, url: https://ucpcdn.thyssenkrupp.com/_legacy/UCPthyssenkruppBAMXUK/assets/files/material-data-sheets/aluminium/aluminium-6061.pdf.

-
- [69] Zapp Precision Metals GmbH, High Performance Alloys Data Sheet: TiAl6V4 (Grade 5), Material-Number: 3.7165, Revision: January 2022, 2022, url: https://www.zapp.com/fileadmin/_documents/Downloads/materials/high_performance_alloys/en/TiAl6V4-Grade5-Datasheet.pdf.
- [70] Henkel Corporation, Technical Data Sheet: BERGQUIST GAP PAD TGP 1000VOUS, Formerly known as BERGQUIST GAP PAD VO ULTRA SOFT, 2020, url: <https://www.henkel-adhesives.com/>.
- [71] R. Span, Thermophysikalische Stoffwerte von trockener Luft, VDI Wärmeatlas, hrsg. von P. Stephan, S. Kabelac, M. Kind, D. Mewes, K. Schaber und T. Wetzel, Kap. D2.2, pp. 219–237, 2010.
- [72] K. Peneklioglu, K. Bilen, F. Altunay und A. Yildirim, Development of heat generation correlations for 18650 Li-ion batteries with widely used cathode materials, Applied Thermal Engineering, Vol. 270, pp. 126191, 2025, doi: [10.1016/j.applthermaleng.2025.126191](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2025.126191).
- [73] Ansys Inc., Ansys Fluent Meshing User’s Guide, Release 2025 R1, 2025.

Anhang

A. Missionsprofil

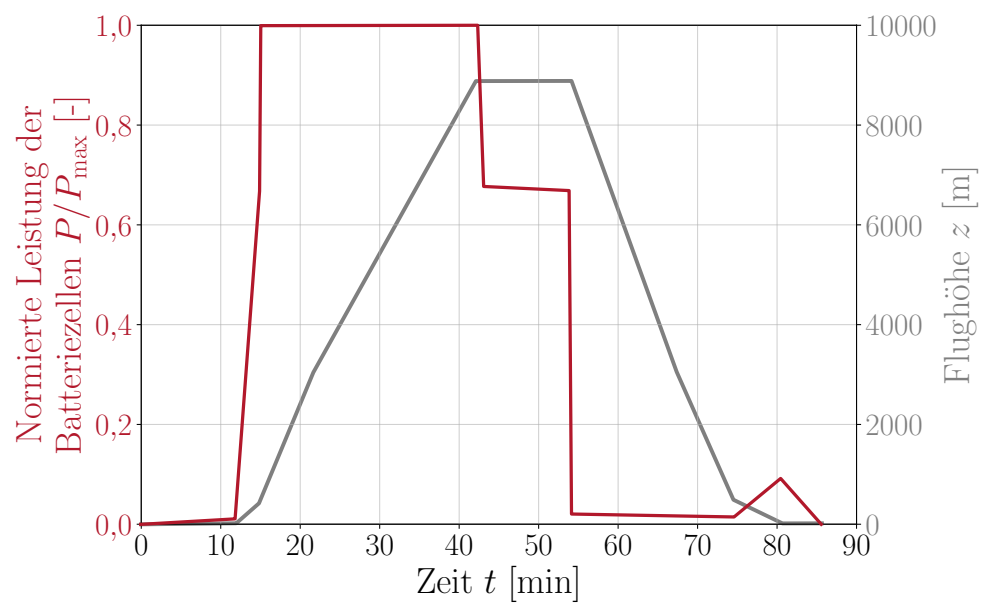


Abbildung A.1.: Betrachtetes Flugprofil für einen rein elektrischen regionalen Passagierflug aus einem DLR-internen Projekt mit der Flughöhe z und der normierten elektrischen Leistung $P/P_{\max}$ über die Flugdauer.

B. Empirische Modellierung der thermischen Energiefreisetzung

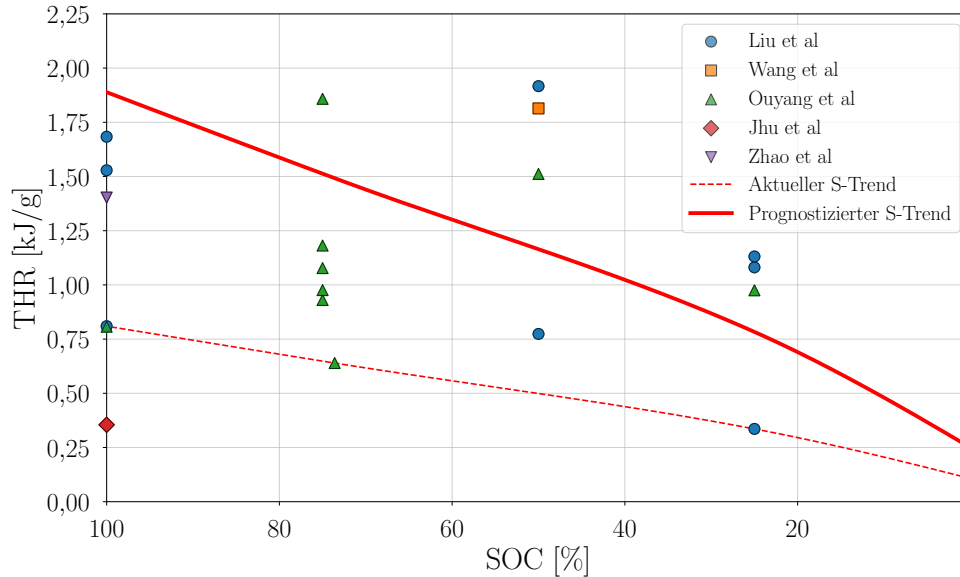


Abbildung B.1.: Aktueller und prognostizierter Trend der massespezifischen Wärmefreisetzung in Abhängigkeit des SOC im entwickelten empirischen TR-Modell für eine 18650-NMC-Zelle.

Die Datenpunkte repräsentieren experimentelle Werte aus der Meta-Analyse von Rappsilber et al. [12], welche auf den Primäruntersuchungen von Liu et al. [61, 62], Wang et al. [63], Ouyang et al. [64, 65], Jhu et al. [66] und Zhao et al. [67] basieren. Die gestrichelte lilane Kurve (Aktueller Trend) zeigt die mittels PCHIP-Interpolation implementierte Korrelation auf Basis des aktuellen Stands der Technik. Die durchgezogene rote Kurve (Prognostizierter Trend) visualisiert die Hochskalierung auf eine spezifische Energie von 450 Wh kg^{-1} , welche für zukünftige Kurzstreckenflugzeuge gemäß de Vries et al. [15] erforderlich ist. Diese Kurve dient als energetische Basis für die Simulation der transienten Quellterme.

C. Materialauswahl

C.1. Kühlflüssigkeit

Eigenschaften von WEG mit wachsendem EG-Anteil

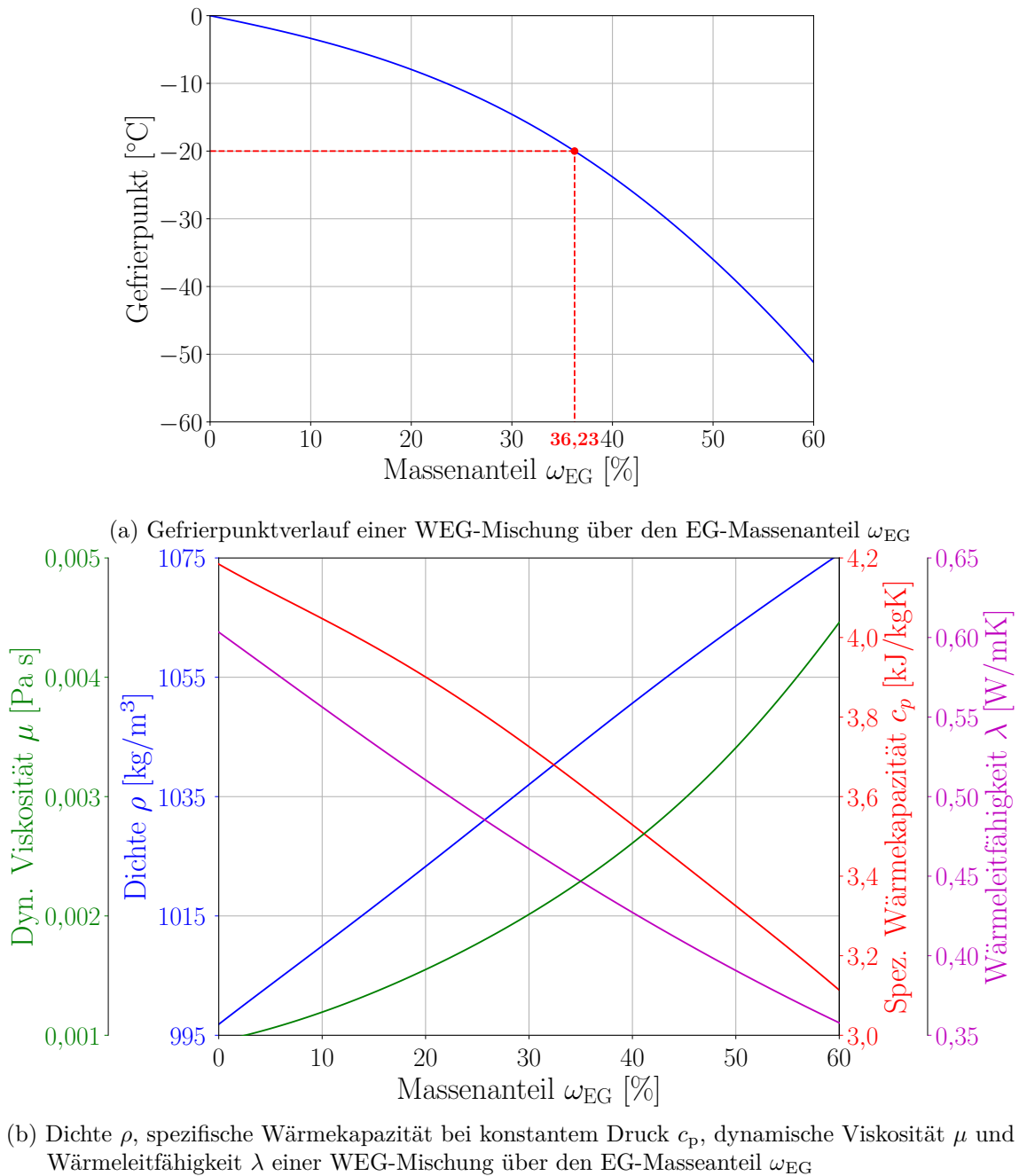


Abbildung C.1.: Eigenschaften einer WEG-Mischung über den EG-Masseanteil mittels der Python-Library `Coolprop`: a) Thermophysikalische Stoffeigenschaften; b) Gefrierpunktverlauf.

Implementierung in Ansys Fluent

Für die Modellierung der Kühlflüssigkeit in Ansys Fluent wurden die Stoffwerte als temperaturabhängige Funktionen über die folgenden Funktionsgleichungen implementiert. Sämtliche in den folgenden Polynomen und Funktionen verwendeten Temperaturen T sind in der Einheit Kelvin [K] einzusetzen.

Dichte: Die Dichte $\rho(T)$ wird durch ein Polynom 3. Grades beschrieben: $\rho(T) = a_0 + a_1 \cdot T + a_2 \cdot T^2 + a_3 \cdot T^3$. Die zugehörigen Koeffizienten sind in Tab. ?? aufgeführt. (Hinweis: T ist in Kelvin [K] einzusetzen).

Tabelle C.1.: Koeffizienten für die Implementierung der Dichte von WEG in Ansys Fluent.

Koeffizient	a_0 [kg m ⁻³]	a_1 [kg m ⁻³ K ⁻¹]	a_2 [kg m ⁻³ K ⁻²]	a_3 [kg m ⁻³ K ⁻³]
Wert	829,3659	2,36239	-0,0069836	4,9604 10 ⁻⁶

Spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck $c_p(T)$: Die Wärmekapazität wird als stückweises Polynom modelliert. Die zugehörigen Koeffizienten für die Gleichung $c_p(T) = a_0 + a_1 T + a_2 T^2 + a_3 T^3$ sind in Tab. C.2 aufgeführt.

Tabelle C.2.: Koeffizienten für die Implementierung der spezifischen Wärmekapazität von WEG.

Bereich [K]	a_0 [J kg ⁻¹ K ⁻¹]	a_1 [J kg ⁻¹ K ⁻²]	a_2 [J kg ⁻¹ K ⁻³]	a_3 [J kg ⁻¹ K ⁻⁴]
273,15 – 373,15	2363,14	3,46722	0,0069019	-1,49646 10 ⁻⁵
373,15 – 2500,0	3840,43	-	-	-

Wärmeleitfähigkeit $\lambda(T)$: Die Wärmeleitfähigkeit wird durch ein Polynom 3. Grades beschrieben: $\lambda(T) = a_0 + a_1 T + a_2 T^2 + a_3 T^3$.

Tabelle C.3.: Koeffizienten für die Implementierung der Wärmeleitfähigkeit von WEG.

Koeffizient	a_0 [W m ⁻¹ K ⁻¹]	a_1 [W m ⁻¹ K ⁻²]	a_2 [W m ⁻¹ K ⁻³]	a_3 [W m ⁻¹ K ⁻⁴]
Wert	0,24171	0,00024	2,4643 10 ⁻⁶	-3,3353 10 ⁻⁹

Dynamische Viskosität $\mu(T)$: Die dynamische Viskosität wird durch ein Polynom 3. Grades beschrieben: $\mu(T) = a_0 + a_1 T + a_2 T^2 + a_3 T^3$.

Tabelle C.4.: Koeffizienten für die Implementierung der dynamischen Viskosität von WEG.

Koeffizient	a_0 [Pa s]	a_1 [Pa s K ⁻¹]	a_2 [Pa s K ⁻²]	a_3 [Pa s K ⁻³]
Wert	0,38883	-0,00335	9,661 10 ⁻⁶	-9,31 10 ⁻⁹

C.2. PCM-Eigenschaften und Koeffizienten

Für die numerische Simulation in Ansys Fluent wurden temperaturabhängige Stoffwerte für SAT definiert. Der Schmelzbereich wurde hierbei symmetrisch um die Schmelztemperatur ($T_m = 58^\circ\text{C}$) auf $\Delta T = 4\text{ K}$ gestreckt ($T_{\text{sol}} = 56^\circ\text{C} = 329,15\text{ K}$, $T_{\text{liq}} = 60^\circ\text{C} = 333,15\text{ K}$), um numerische Instabilitäten während des Phasenwechsels zu vermeiden. Zur Gewährleistung der numerischen Stabilität bei lokalen Temperaturspitzen wurden die Definitionsbereiche mittels Extrapolation bis auf 2500 K erweitert.

Dichte $\rho(T)$: Die Dichte wird als stückweises Polynom modelliert. Die Koeffizienten für die Gleichung $\rho(T) = a_0 + a_1T + a_2T^2 + a_3T^3 + a_4T^4 + a_5T^5$ sind in Tab. C.5 aufgeführt.

Tabelle C.5.: Koeffizienten für die Dichte von SAT.

Koeffizient	Einheit	Bereich 1 (270,0–329,15 K)	Bereich 2 (329,15–333,15 K)	Bereich 3 (333,15–353,0 K)
a_0	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	807	1433,05	-19900
a_1	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3} \cdot \text{K}^{-1}$	4,77	-0,0417	170
a_2	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3} \cdot \text{K}^{-2}$	-8,84e-3	-	-0,354
a_3	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3} \cdot \text{K}^{-3}$	-	-	1,76e-5
a_4	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3} \cdot \text{K}^{-4}$	-	-	-1,8e-7
a_5	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3} \cdot \text{K}^{-5}$	-	-	1,35e-9

Stoffwerte $c_p(T)$ und $\lambda(T)$: Die spezifische Wärmekapazität und die Wärmeleitfähigkeit sind über stückweise lineare Interpolation definiert. Die Werte sind in Tab. C.6 zusammengefasst.

Tabelle C.6.: Stützstellen für c_p und λ von SAT.

Temperatur [K]	293,15	329,15	333,15	2500,0
$c_p [\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}]$	2001,19	2153,44	2976,15	7965,0
$\lambda [\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}]$	0,60	0,60	0,385	0,385

D. Stücklisten und Geometrieparameter der Kühlkonzepte

Tabelle D.1.: Geometrische Parameter der Versionen von K1.

Parameter	Einheit	Referenzversion (CP1)	Masserduzierte Version (CP2)
PCM-Dicke	[mm]	4,0	2,0
Kühlplattendicke	[mm]	14,0	8,0
Rohrinnendurchmesser	[mm]	8,0	6,0
Rohrwandstärke	[mm]	1,0	0,5

Die Massenermittlung erfolgte in Siemens NX. Für strukturelle Komponenten wurde eine Dichte von 2719 kg m^{-3} für Aluminium (Al-6061) angenommen [68]. Aufgrund des relativ niedrigen Schmelzpunkts ist Aluminium jedoch ungeeignet für Komponenten in direktem Kontakt mit den LIB, da im Falle eines TR sehr hohe Wärmeströme freigesetzt werden (s. 2.1.3). Daher wird für das PCM-Gehäuse sowie für die strukturellen Halterungen die Titanlegierung Ti-6Al-4V (4420 kg m^{-3} [69]) verwendet. Für die Wärmeleitpads wurde eine Dichte von 1600 kg m^{-3} [70] und für die Wärmeleitpaste ein repräsentativer Wert von 3000 kg m^{-3} angesetzt.

Tabelle D.2.: BOM und Masseverteilung für K1.

Komponente	Material	Menge	Masse CP1 [kg]	Masse CP2 [kg]
Batteriezeile	Li-Ion	65	0,0471	0,0471
PCM	SAT	1	1,3575	0,8132
Kühlrohr	Kupfer	1	0,1806	0,0598
Kühlplattenhälfte	Aluminium	2	0,5439	0,2516
Wärmeleitpads (3 Stück)	Silikon	1	0,1406	0,1148
Wärmeleitpaste	Silikon-bas.	1	0,0033	0,0008
Zellhalterung	Ti-6Al-4V	1	0,0103	0,0100
PCM-Gehäuse (2-teilig)	Ti-6Al-4V	1	0,3782	0,1668
Gehäuse (3-teilig)	Aluminium	1	0,3494	0,2847
Stromschiene (Serie)	Kupfer	60	0,0003	0,0003
Stromschiene (Parallel)	Kupfer	2	0,0069	0,0064
Gesamtsystemmasse			6,593	5,036

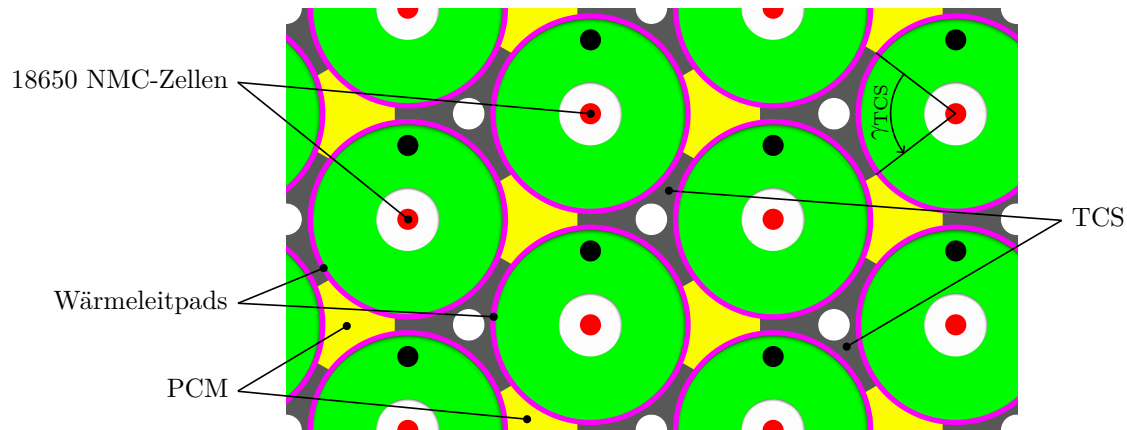


Abbildung D.1.: Draufsicht der Innenanordnung von K2 zur Veranschaulichung des Kontaktwinkels der TCS, γ_{TCS} .

Tabelle D.3.: Geometrische Parameter der Versionen von K2.

Parameter	Einheit	Referenzversion (TCS1)	Massereduzierte Version (TCS2)
TCS-Öffnungswinkel γ_{TCS}	[°]	75	45

Da die TCS, die Bodenplatte und das PCM-Gehäuse in direktem Kontakt mit den LIB sind wurden sie aus der Titanlegierung Ti-6Al-4V modelliert.

Tabelle D.4.: BOM und Masseverteilung für K2.

Komponente	Material	Menge	Masse TCS1 [kg]	Masse TCS2 [kg]
Batteriezelle	Li-Ion	65	0,0471	0,0471
TCS	Ti-6Al-4V	65	0,00846	0,0062
PCM	SAT	1	0,5429	0,5902
Wärmeleitpad	Silikon	65	0,0030	0,0030
Bodenplatte	Ti-6Al-4V	1	0,0324	0,0335
PCM-Gehäuse (2-teilig)	Ti-6Al-4V	1	0,1684	0,1684
Verteilerplatte	Aluminium	1	0,0796	0,0796
Sammelplatte	Aluminium	1	0,0790	0,0790
Swagelok-Anschluss	Edelstahl	2	0,0109	0,0109
Gehäuse (3-teilig)	Aluminium	1	0,3056	0,3056
Stromschiene (Serie)	Kupfer	60	0,0002	0,0002
Stromschiene (Parallel)	Kupfer	2	0,0030	0,0030
Gesamtsystemmasse			5,055	4,958

E. Analytische Berechnungen

E.1. Freie Konvektion und thermische Trägheitsanalyse

Analytische Berechnung der freien Konvektion am Batteriemodul

Die Wärmeabgabe der Oberflächen an die Umgebungsluft durch freie Konvektion wird gemäß Thess und Kaiser [60, Kap. F1–F2] bestimmt. Die geometrischen Maße beider Kühlkonzepte sind unterschiedlich, dadurch unterscheiden sich auch die Wärmeströme durch freie Konvektion.

Dimensionlose Kennzahlen Die Rayleigh-Zahl Ra , welche das Verhältnis von Auftriebs- zu Zähigkeitskräften beschreibt, wird mit dem isobaren Wärmeausdehnungskoeffizienten $\beta = T_f^{-1}$ mit $T_f = 0,5(T_\infty + T_w)$ berechnet:

$$Ra = \frac{g\beta(T_w - T_\infty)L^3}{\nu a} \quad (E.1)$$

Prandtl-Zahl Pr , kinematische Viskosität ν und Temperaturleitfähigkeit a werden für die Filmtemperatur T_f nach Span [71, Kap. D2.2] ermittelt.

Horizontale Oberflächen (Deckel und Gehäuseoberseite) Für die Oberseite der Batteriezellen sowie des quaderförmigen Moduls erfolgt die Wärmeabgabe nach oben. Die Strömung bleibt an allen Flächen im laminaren Bereich. Zur Bestimmung der Nußelt-Zahl wird nach Thess und Kaiser [60, Kap. F2] die Hilfsfunktion $f_2(Pr)$ verwendet. Die Nußelt-Zahl definiert hierbei das Verhältnis des gesamten konvektiven Wärmetransports zum Wärmetransport durch reine Wärmeleitung im Medium ($Nu = \alpha L/\lambda$). Ein Wert von $Nu \approx 1$ entspricht dabei dem rein konduktiven Wärmetransport in einer ruhenden Fluidschicht, während Werte $Nu > 1$ den zusätzlichen Beitrag der erzwungenen oder freien Konvektion quantifizieren. Dabei dienen $L_{\text{char}} = d/4$ bei den Deckeln der Batteriezellen und $L_{\text{char}} = A/U$ bei der restlichen Oberseite des Moduls als charakteristische Länge.

$$f_2(Pr) = \left[1 + \left(\frac{0,322}{Pr} \right)^{11/20} \right]^{-20/11}, \quad (E.2)$$

$$Nu = 0,766 [Ra f_2(Pr)]^{1/5} \quad (E.3)$$

Vertikale Oberflächen (Seitenwände) Nach Thess und Kaiser [60, Kap. F2] dient für die seitlichen Gehäusewände $f_1(Pr)$ als Hilfsfunktion für die Nußelt-Zahl und die Modulhöhe H als charakteristische Länge.

$$f_1(Pr) = \left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{-16/9}, \quad (E.4)$$

$$\text{Nu} = \{0,825 + 0,387 [\text{Ra} f_1(\text{Pr})]^{1/6}\}^2 \quad (\text{E.5})$$

Wärmeübergangskoeffizient und Wärmestrom Der lokale Wärmeübergangskoeffizient α und der Wärmestrom für die jeweilige Fläche ergeben sich schließlich zu:

$$\alpha = \frac{\text{Nu} \lambda_{\text{Luft}}}{L_{\text{char}}}, \quad (\text{E.6})$$

$$\dot{Q} = \alpha A \Delta T \quad (\text{E.7})$$

Um den maximalen Wärmestrom durch freie Konvektion konservativ zu bestimmen, wird in dieser Berechnung davon ausgegangen, dass die Batteriezellen bei 35 °C den Höchstwert im optimalen Temperaturbereich erreichen (s. Abschn. 2.2.2). Für die restliche Gehäuseoberseite wird eine Temperatur von 30 °C angenommen, während die Seitenwände mit 25 °C veranschlagt werden. Die Gehäuseunterseite wird aufgrund der direkten Kopplung an die Kühlplatte auf dem Temperaturniveau der Kühlflüssigkeit (20 °C) angenommen, womit keine freie Konvektion zustande kommt.

Die Ergebnisse der Rechnungen zur Wärmeübertragung durch freie Konvektion sind in Tabelle E.1 aufgeführt.

Tabelle E.1.: Zonale Aufteilung der freien Konvektion am Batteriemodul für die Referenzversion beider Konzepte ($T_{\infty} = 293,15 \text{ K}$).

Zone	T_w [K]	L_{char} [m]	A [m ²]	Ra	α [W/(m ² K)]	$\dot{Q}$ [W]
Batteriezellendeckel (65x)	308,15	0,0045	$1,65 \cdot 10^{-2*}$	$1,23 \cdot 10^2$	9,82	2,4375
CP1						
Restl. Oberseite	303,15	0,0216	0,0156	$9,45 \cdot 10^3$	4,83	0,7550
Vord./hint. Seite (2x)	298,15	0,0890	0,0179	$3,42 \cdot 10^5$	3,66	0,3277
R/L Seiten (2x)	298,15	0,0890	0,0142	$3,42 \cdot 10^5$	3,66	0,2609
Gesamt CP1						3,7811
TCS1						
Restl. Oberseite	303,15	0,0142	0,0092	$2,70 \cdot 10^3$	5,71	0,5257
Vord./hint. Seite (2x)	298,15	0,1090	0,0196	$6,29 \cdot 10^5$	3,50	0,3435
R/L Seiten (2x)	298,15	0,1090	0,0156	$6,29 \cdot 10^5$	3,50	0,2729
Gesamt TCS1						1,1421

* Fläche der Batteriezellendeckel als Summe aller 65 Einzelzellen.

Thermische Kapazitäts- und Trägheitsanalyse

Die Bewertung des transienten Verhaltens der Batteriezellen erfolgt nach Martin et al. [37, Kap. E2]. Zur Quantifizierung werden der interne Wärmeleitwiderstand $R_{\text{int,ges}}$ (Parallelschaltung aus radialem und axialem Pfad) sowie der externe Übergangswiderstand $R_{\text{ext,ges}}$ herangezogen.

Die thermischen Kennwerte werden mit folgenden Gleichungen ermittelt:

$$R_{\text{rad}} = \frac{\ln(r_a/r_i)}{2\pi h\lambda}, \quad (\text{E.8})$$

$$R_{\text{ax}} = \frac{t}{\lambda A}, \quad (\text{E.9})$$

$$\text{Bi} = \frac{R_{\text{int,ges}}}{R_{\text{ext,ges}}}, \quad (\text{E.10})$$

$$\text{Fo} = \frac{a\Delta t}{L_{\text{char}}^2} \quad (\text{E.11})$$

Die Stoffwerte der Batteriezellen wurden aus den Spezifikationen von LG Chem [13] zu $\rho = 2841,5 \text{ kg m}^{-3}$ und $c_p = 902 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$ bestimmt, woraus die Temperaturleitfähigkeiten $a_{\text{rad}} = 3,902 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$ und $a_{\text{ax}} = 5,462 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$ resultieren.

Parameter und Materialdaten Tabelle E.2 fasst die für die Berechnung verwendeten geometrischen und thermophysikalischen Parameter beider Konzepte zusammen.

Parameter	Symbol	CP1	TCS1
Innenradius Hohlkern [59]	$r_{\text{LIB,in}}$	2,4 mm	
Wärmeleitfähigkeit (rad/ax)	λ_{LIB}	1,0 / 14,0 W m ⁻¹ K ⁻¹	
Char. Länge (rad/ax)	L_{char}	9,0 / 32,5 mm	
Radialer Pfad (ext.)			
Materialien	-	PCM	Pad / Ti-6Al-4V
Dicken [mm]	$t_{\text{rad,ext}}$	4,0	0,5 / 2,05
Wärmeleitfähigkeit [W m ⁻¹ K ⁻¹]	$\lambda_{\text{rad,ext}}$	0,6	1,0 / 6,6
Axialer Pfad (ext.)			
Materialien	-	Pad (2x) / Ti / Al / Paste / Cu	PCM
Dicken [mm]	$t_{\text{ax,ext}}$	1,0 / 1,0 / 2,5 / 0,02 / 1,0	5,0
Wärmeleitfähigkeit [W m ⁻¹ K ⁻¹]	$\lambda_{\text{ax,ext}}$	1,0 / 6,6 / 237 / 4,0 / 400	0,6

Tabelle E.2.: Eingabeparameter der thermischen Widerstandsketten.

Ergebnisse der Kennzahlenanalyse Die resultierenden Widerstände und die daraus abgeleiteten Kennzahlen für die Dauer der Lastspitze ($\Delta t = 365 \text{ s}$, s. 2.2.2) sind in Tabelle E.3 gegenübergestellt.

Da für beide Konzepte $\text{Fo} > 1$ gilt, erreicht das System während der Lastphase einen quasistationären Zustand. Die Biot-Zahl verdeutlicht zudem, dass bei K2 die interne Wärmeleitung der Batteriezellen den limitierenden Faktor darstellt ($\text{Bi} \gg 0, 1$).

Kennzahl	Symbol	CP1	TCS1
Interner Gesamtwiderstand	$R_{\text{int,ges}}$	2,3889 K W ⁻¹	
Externer Gesamtwiderstand	$R_{\text{ext,ges}}$	1,2723 K W ⁻¹	0,2034 K W ⁻¹
Biot-Zahl	Bi	1,8777	11,7446
Fourier-Zahl (radial)	Fo_{rad}	1,7581	
Fourier-Zahl (axial)	Fo_{ax}	1,8876	

Tabelle E.3.: Berechnete thermische Widerstände und Kennzahlen. Der Deckel-Widerstand beträgt $R_{\text{Deckel}} = (\alpha A_{\text{Deckel}})^{-1} \approx 401,1 \text{ K W}^{-1}$. $Fo > 1$ belegt quasistationären Zustand.

E.2. Berechnung des Kühlmittelmassenstroms

Die analytische Bestimmung des Massenstroms basiert auf der maximalen thermischen Verlustleistung im Zeitpunkt der Spitzenlast. Da die zeitlichen Wärmestromverläufe des NB einem vertraulichen Forschungsprojekt des DLR entstammen, wird die detaillierte Dimensionierung im Folgenden am Beispiel des TR-Grenzlastfalls dargelegt. Die zugrunde liegende methodische Vorgehensweise ist dabei für den NB und den TR identisch.

Berechnung des Massenstroms Die im Modul erzeugte Gesamtwärmeleistung $\dot{Q}_{\text{modul,max}}$ ergibt sich aus der Anzahl der Batteriezellen und der spezifischen Verlustleistung pro Batteriezelle $\dot{Q}_{\text{LIB,max}}$. Unter der Zielvorgabe einer moderaten Erwärmung der Kühlflüssigkeit zwischen Ein- und Auslass von $\Delta T_{\text{fluid}} = 5 \text{ K}$ berechnet sich der erforderliche Massenstrom aus dem ersten Hauptsatz für ein offenes System mit einem ein- und austretenden Massenstrom:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_{\text{modul,max}}}{c_{p,\text{fluid}} \Delta T_{\text{fluid}}} \quad (\text{E.12})$$

Die thermische Charakteristik für den NB (s. Abschnitt 2.2) basiert auf Daten eines vertraulichen Forschungsprojekts des DLR. Um dennoch eine transparente und nachvollziehbare Vorauslegung des Kühlsystems zu ermöglichen, wird im Folgenden der TR als konservativer Grenzlastfall herangezogen. Die PHRR einer Batteriezelle im TR kann aus dem entwickelten TR-Modell bei SOC=95% mit $\dot{q}_{\text{max,TR}} = 0,1201 \text{ kW g}^{-1}$ erhalten werden. Mit der konservativen Annahme, dass die gesamte Batteriezelle im selben Moment in den TR eintritt, ergibt sich der PHRR $\dot{Q}_{\text{max,TR}} = m_{\text{LIB}} \dot{q}_{\text{max,TR}} = 5,044 \text{ kW}$. Da zu erwarten ist, dass die TR-Initiierung von Zelle 58 sich unmittelbar auf die sechs angrenzenden Zellen ausbreitet, wird zur Auslegung der PHRR von sechs Batteriezellen im simultanen TR benutzt. Dies ergibt einen Wärmestrom von $\dot{Q}_{\text{max,TR,modul}} = 6 \dot{Q}_{\text{max,TR}} = 30,265 \text{ kW}$. Daraus ergibt sich ein erforderlicher Massenstrom für den TR von:

$$\dot{m}_{\text{TR}} = \frac{\dot{Q}_{\text{max,TR,modul}}}{c_{p,\text{fluid}} \Delta T_{\text{fluid}}} = 0,4388 \text{ kg s}^{-1}, \quad (\text{E.13})$$

$$\text{Re} = \frac{4\dot{m}}{\pi d_i \mu} = 47988 \quad (\text{E.14})$$

Ein dermaßen hoher Massenstrom ist zwar im hochturbulenten Bereich, wird allerdings benötigt, um eine Temperaturdifferenz von $\Delta T_{\text{fluid}} = 19\text{K}$ zu erreichen. Diese Temperaturdifferenz wiederum ist essenziell, um die Wandtemperatur des Kühlrohres unterhalb der Siedetemperatur der Kühlflüssigkeit ($T_{\text{Sdp}} = 378,7\text{K}$) zu halten:

$$\zeta_{\text{Nu}} = (1,8 \log_{10}(\text{Re}) - 1,5)^{-2} \approx 0,02085, \quad (\text{E.15})$$

$$\text{Nu}_m = \frac{\frac{\zeta_{\text{Nu}}}{8}(\text{Re} - 1000)\text{Pr}}{1 + 12,7\sqrt{\frac{\zeta_{\text{Nu}}}{8}}(\text{Pr}^{\frac{2}{3}} - 1)} \approx 435,6 \quad (\text{E.16})$$

$$\alpha = \frac{\text{Nu}_m \lambda}{d_i} = 32,5 \cdot 10^3 \quad (\text{E.17})$$

$$T_w = \frac{\dot{Q}_{\text{max,TR,modul}}}{\alpha A} + T_{\text{bulk}} = 378,4 \quad (\text{E.18})$$

wobei ζ_{Nu} den Rohrwiderstandsbeiwert beschreibt, Nu_m die mittlere Nußelt-Zahl darstellt und $T_{\text{bulk}} = 0,5(T_{\text{in}} + T_{\text{out}})$ die mittlere Fluidtemperatur ist.

Die Bestimmung des Druckverlusts Δp erfolgt nach Nirschl [53, Kap. L1.2]. Der Druckverlustbeiwert ζ wird hierfür unter Berücksichtigung der Rohrrauigkeit $K = 0,0015$ über die implizite Colebrook-Gleichung bestimmt und anschließend der Gesamtdruckverlust für ein gerades Rohr der Länge $L = 0,652\text{m}$ berechnet:

$$\frac{1}{\sqrt{\zeta_p}} = -2 \log_{10} \left(\frac{2,51}{\text{Re} \sqrt{\zeta_p}} + \frac{K/d_i}{3,71} \right) \rightarrow \zeta_p \approx 0,0219, \quad (\text{E.19})$$

$$\Delta p = \zeta_p \frac{L}{d_i} \frac{\rho u^2}{2} \approx 2,75 \text{ bar} \quad (\text{E.20})$$

Dieser theoretische Druckverlust von über 2,7 bar überschreitet die Designvorgabe jedoch deutlich. In der realen Anwendung wird zudem nicht der gesamte Wärmestrom durch erzwungene Konvektion an die Kühlflüssigkeit übertragen; stattdessen dient das PCM in diesem TR-Szenario als entscheidender thermischer Puffer, um die Lastspitzen zu glätten. Des Weiteren würde in der Realität nicht die gesamte Batteriezelle die spezifische PHRR von $\dot{q}_{\text{max,TR}} = 0,1201 \text{ kW g}^{-1}$ freisetzen. Stattdessen wird der TR in einer Region durch Überhitzung oder mechanische Penetration ausgelöst und breitet sich dann auf das gesamte Zellvolumen aus. Daher wird der zulässige Druckverlust gemäß einer Design-Vorgabe des DLR auf unter 0,25 bar begrenzt. Dieser Zielwert wird bei einem reduzierten Massenstrom von $\dot{m} = 0,1216 \text{ kg s}^{-1}$ erreicht.

F. Quellcode der UDF

Der folgende C-Code beschreibt die numerische Implementierung des TR-Modells in Ansys Fluent. Die UDF berechnet die volumetrischen Quellterme (W m^{-3}) in Abhängigkeit vom zeitlich variierenden SOC und der lokalen Zelltemperatur. Zur numerischen Stabilisierung des Solvers wird die Spitze der TR über eine Rampenfunktion eingekoppelt.

```

1  #include "udf.h"
2  #define ARRAY_SIZE 501
3  #define MAX_TIME_TR 500.0

5  /* --- SHAPE-FUNKTIONEN (Gekuertzt fuer die Arbeit; Werte 0 bis 500) --- */
6  static const double shape_soc100[] = {9.92407316e-02, 9.12340082e-02, /* ... */ 0.0};
7  static const double shape_soc50[] = {3.17526170e-03, 4.40661021e-03, /* ... */ 0.0};
8  static const double shape_soc25[] = {3.26205080e-03, 4.89254706e-03, /* ... */ 0.0};
9  static const double shape_soc0[] = {5.90400592e-03, 5.95610145e-03, /* ... */ 0.0};

11 /* --- MISSION-TABELLEN --- */
12 /* SOC = SOC(t) [%] */
13 static const real soc_t_tbl[] = {0, 172.33, 492.37, 861.65, 1221.70, 1587.91, 1827.94, 2197.22,
14   2501.88, 2532.65};
15 static const real soc_v_tbl[] = {0.9444, 0.9275, 0.8245, 0.7008, 0.5712, 0.4354, 0.3494, 0.2537,
16   0.1761, 0.1725};
17 #define SOC_SIZE 10

18 /* Qdot_NO = Qdot_NO(t) [W/m^3] */
19 static const real q_no_t_tbl[] = {0.0, 87.815, 92.163, 100.632, 109.046, 193.318, 479.315,
20   1074.309, 1341.361, 1623.831, 1723.042, 1741.923, 1823.94, 1980.288, 2353.893, 2399.618,
21   2430.072, 2432.831, 2433.366, 2443.74};
22 static const real q_no_v_tbl[] = {1068.26, 2167.67, 6819.05, 14144.07, 20992.97, 24436.35,
23   24914.65, 26970.18, 28473.83, 31442.59, 32175.85, 30601.12, 14450.22, 14744.41, 14527.51,
24   14308.11, 13905.47, 9400.65, 4749.30, 134.7};
25 #define Q_NO_SIZE 20

26 /* --- LINEARE INTERPOLATION --- */
27 double get_profile_value(const double *profile, double dt_tr) {
28   if (dt_tr < 0.0) return 0.0;
29   if (dt_tr >= MAX_TIME_TR) return profile[ARRAY_SIZE - 1];
30
31   int idx = (int)dt_tr;
32   if (idx >= ARRAY_SIZE - 1) return profile[ARRAY_SIZE - 1];
33
34   double fraction = dt_tr - idx;
35   return profile[idx] + fraction * (profile[idx+1] - profile[idx]);
36 }

37 /* --- THR ENERGIE-POLYNOME --- */
38 double get_thr_kjg(double soc_pct) {
39   double dx;
40   if (soc_pct < 0.0) soc_pct = 0.0;
41   if (soc_pct > 100.0) soc_pct = 100.0;
42
43   if (soc_pct < 25.0) {
44     dx = soc_pct - 0.0;
45     return -7.9995e-06 * pow(dx, 3) + 3.0002e-04 * pow(dx, 2) + 1.9327e-02 * dx + 0.2499;
46   }
47   else if (soc_pct < 73.6) {
48     dx = soc_pct - 25.0;
49     return -5.6424e-07 * pow(dx, 3) - 2.9995e-04 * pow(dx, 2) + 2.8996e-02 * dx + 0.7833;
50   }
51   else {
52     dx = soc_pct - 73.6;
53     return -2.6889e-06 * pow(dx, 3) - 3.8201e-04 * pow(dx, 2) + 2.5134e-02 * dx + 1.4921;
54   }
55 }

56 /* --- T_ONSET AUSWERTUNG --- */
57 real get_t_onset_celsius(real soc_pct) {
58   real dx;
59
60   if (soc_pct > 100.0) soc_pct = 100.0;
61   if (soc_pct < 0.0) soc_pct = 0.0;
62
63   if (soc_pct >= 75.0) {
64     dx = soc_pct - 75.0;
65     return 166.000000 + dx * (0.000000 + dx * (-0.062400 + dx * (0.000832)));
66   }
67 }

```



```

65     if (soc_pct >= 50.0) {
66         dx = soc_pct - 50.0;
67         return 166.000000 + dx * (0.000000 + dx * (0.000000 + dx * (0.000000)));
68     }
69
70     dx = soc_pct - 0.0;
71     return 192.000000 + dx * (-0.866667 + dx * (0.003467 + dx * (0.000069)));
72 }
73
74 DEFINE_INIT(init_tr_model, d) {
75     Message("UDF: Fixed-Grid TR-Modell aktiv. N=0 Tabellen geladen.\n");
76 }
77
78 /* --- QUELLTERM FUER DIE ENERGIEGLEICHUNG --- */
79 DEFINE_SOURCE(TR_qdot, c, t, dS, eqn)
80 {
81     real time = CURRENT_TIME;
82     real temp_c = C_T(c, t) - 273.15;
83     real source = 0.0;
84     int i;
85
86     /* 1. AKTUELLEN MISSION-SOC EVALUIEREN */
87     real soc_val = soc_v_tbl[0];
88     for (i = 0; i < SOC_SIZE - 1; i++) {
89         if (time >= soc_t_tbl[i] && time <= soc_t_tbl[i+1]) {
90             real dt = soc_t_tbl[i+1] - soc_t_tbl[i];
91             real f = (dt > 1e-8) ? (time - soc_t_tbl[i]) / dt : 0.0;
92             soc_val = soc_v_tbl[i] + f * (soc_v_tbl[i+1] - soc_v_tbl[i]);
93             break;
94         }
95     }
96     if (time >= soc_t_tbl[SOC_SIZE-1]) soc_val = soc_v_tbl[SOC_SIZE-1];
97
98     real current_soc_pct = soc_val * 100.0;
99
100    /* 2. WAERMESTROM IM NORMALBETRIEB (Qdot_NO) EVALUIEREN */
101    real q_no = 0.0;
102    for (i = 0; i < Q_NO_SIZE - 1; i++) {
103        if (time >= q_no_t_tbl[i] && time <= q_no_t_tbl[i+1]) {
104            real dt = q_no_t_tbl[i+1] - q_no_t_tbl[i];
105            real f = (dt > 1e-8) ? (time - q_no_t_tbl[i]) / dt : 0.0;
106            q_no = q_no_v_tbl[i] + f * (q_no_v_tbl[i+1] - q_no_v_tbl[i]);
107            break;
108        }
109    }
110    if (time >= q_no_t_tbl[Q_NO_SIZE-1]) q_no = q_no_v_tbl[Q_NO_SIZE-1];
111
112    /* 3. TRANSIENTE TR-SCHALTANALYSE */
113    if (C_UDMI(c,t,1) < 0.5) {
114        /* Normalbetrieb: Speicher aktuellen SoC im UDMI 0 */
115        C_UDMI(c,t,0) = current_soc_pct;
116
117        if (time > 1e-6 && temp_c > get_t_onset_celsius(current_soc_pct)) {
118            C_UDMI(c,t,1) = 1.0; /* TR Status: Aktiv */
119            C_UDMI(c,t,2) = time; /* Speichert exakten t_onset */
120            C_UDMI(c,t,3) = current_soc_pct; /* Friere SoC fuer TR-Verlauf ein! */
121        }
122        source = q_no;
123    }
124    else {
125        /* TR-Betrieb: Nutze den eingefrorenen SoC fuer Kurvenform und Gesamtenergie */
126        double tr_soc_pct = C_UDMI(c,t,3);
127        C_UDMI(c,t,0) = tr_soc_pct; // Zeige eingefrorenen Zustand im Postprocessing
128
129        double dt_tr = time - C_UDMI(c,t,2);
130        double q_normed = 0.0;
131
132        /* Solver-Rampe fuer numerische Stabilitaet im ersten Zeitschritt */
133        double ramp = (dt_tr < 1.0) ? dt_tr : 1.0;
134
135        /* Misch-Interpolation der normalisierten Shapes basierend auf tr_soc_pct */
136        if (tr_soc_pct >= 50.0) {
137            double w = (tr_soc_pct - 50.0) / 50.0;
138            q_normed = (1.0-w)*get_profile_value(shape_soc50, dt_tr) + w*get_profile_value(
139                shape_soc100, dt_tr);
140        } else if (tr_soc_pct >= 25.0) {
141            double w = (tr_soc_pct - 25.0) / 25.0;
142            q_normed = (1.0-w)*get_profile_value(shape_soc25, dt_tr) + w*get_profile_value(
143                shape_soc50, dt_tr);
144        } else {
145            double w = tr_soc_pct / 25.0;
146            q_normed = (1.0-w)*get_profile_value(shape_soc0, dt_tr) + w*get_profile_value(
147                shape_soc25, dt_tr);
148        }
149    }
150 }

```

```
145     }
147     /* 5. VOLUMETRISCHE REAL-SKALIERUNG (W/m^3) */
149     double rho = 2859.65;          /* Dichte [kg/m^3] */
151     double mass_correction = 42.0 / 47.0;
153     double q_tr = q_normed * get_thr_kjg(tr_soc_pct) * 1e6 * rho * mass_correction;
155     source = q_no + (ramp * q_tr);
157     /* Da der Quellterm rein zeitabhaengig (ueber dt_tr) gesteuert wird, ist dS nach T
       mathematisch 0. */
159     dS[eqn] = 0.0;
161     return source;
163 }
```

Listing 1: Quellcode der UDF zur TR-Modellierung.

G. Details zur Verifikation (Validierungsmodelle)

G.1. Diskretisierungsstudie zum CFD-Setup (Hassan-Experiment)

Iterative Konvergenz

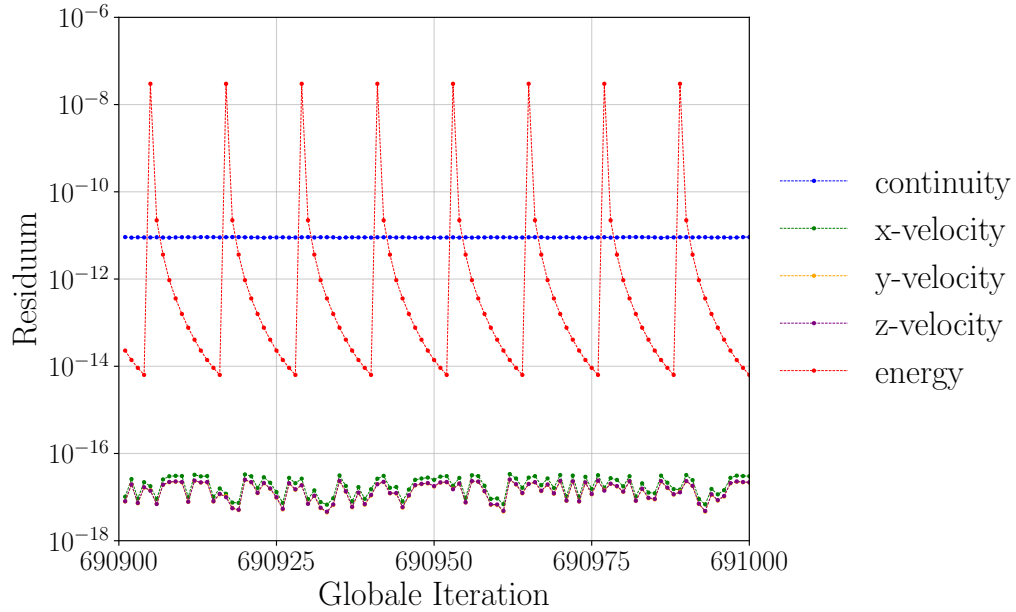


Abbildung G.1.: Verlauf der Residuen während der letzten fünf Zeitschritte zur Darstellung der iterativen Konvergenz.

Räumliche Konvergenz (Gitterstudie)

In Tab. G.1 sind die Gitterparameter sowie die resultierenden Wärmestromwerte der drei untersuchten Diskretisierungsstufen zusammengefasst. Die Anleitung der NPARC [57] setzt ein minimales Verfeinerungsverhältnis r der Gitter von $r \geq 1,1$ vor, um Abweichungen durch Diskretisierung von anderen Fehlerquellen (wie z. B. Fehler durch iterative Konvergenz oder Rundungsfehler) unterscheiden zu können. Celik et al. [56] empfehlen sogar Verfeinerungsverhältnisse von $r \geq 1,3$.

Zeitschrittstudie (Validierung)

Zeitliche Konvergenz Analog zur räumlichen Diskretisierung wurde die zeitliche Auflösung systematisch untersucht. In Tab. G.3 sind die Parameter der untersuchten Zeitschrittweiten Δt zusammengefasst.

Tab. G.4 fasst die resultierenden Monitorwerte des Wärmestroms sowie die Unsicherheitsparameter nach Celik et al. [56] zusammen.

Tabelle G.1.: Gitterparameter und Rohdaten der räumlichen Diskretisierungsstudie für das CFD-Setup (Hassan et al. [55]).

Parameter	Gitter 1 (Grob)	Gitter 2 (Mittel)	Gitter 3 (Fein)
Elementanzahl N [Mio.]	3,99	9,02	24,39
Verfeinerungsverhältnis r		1,31	1,39
BL-Prismenschichten	3	5	8
Diskretisierung der Grenzsicht		Smooth Transition	
Transition Ratio	0,333	0,333	0,333
First Height* [mm]	0,1718	0,09957	0,1724
Total Height* [mm]	0,5044	0,6501	0,9866
Min. Orthogonality	0,1525	0,1732	0,1516
Avg. Orthogonality	0,9508	0,9616	0,9620
Max. Skewness	0,8475	0,8268	0,8484
Avg. Skewness	0,0480	0,0376	0,0372
Max. Size Change	118,1	469,6	429,1
Avg. Size Change	1,945	1,563	2,072

* Die Höhe des wandnächsten Elements sinkt mit zunehmender Netzfeinheit zur besseren Auflösung der BL. Gleichzeitig steigt die Total Height (Gesamtausdehnung der Prismenschichten) durch eine höhere Schichtanzahl, um einen stetigen Übergang zum Kerngitter zu gewährleisten.

Tabelle G.2.: Konvergenzkennwerte der räumlichen Diskretisierungsstudie zur Validierung des CFD-Setups bei $t = 0,1$ s.

Monitor	Mittlerer Wärmestrom über die Oberflächen der TC $\dot{Q}_{TC}$
Gitter 1	$-1,792 \text{ W m}^{-2}$
Gitter 2	$-1,910 \text{ W m}^{-2}$
Gitter 3	$-1,814 \text{ W m}^{-2}$
Konvergenzverhältnis R_{GCI}	-0,8118
Konvergenztyp	oszillierend
Konvergenzordnung p_{GCI}	0,6981
GCI_{fine} [%]	25,4171
Extrapolierter Wert $\dot{Q}_{TC, \text{ext}}$	-1,4454

Tabelle G.3.: Konfiguration der zeitlichen Diskretisierungsstudie zur Validierung des CFD-Setups.

Parameter	Run A (Fein)	Run B (Mittel)	Run C (Grob)
Zeitschrittweite Δt [s]	$2,5 \cdot 10^{-4}$	$5 \cdot 10^{-4}$	$1 \cdot 10^{-3}$
Verfeinerungsverhältnis r		2,0	2,0
Iterationen pro Zeitschritt	20	20	20
Zeitliche Diskretisierung	Bounded Second Order Implicit		
Max. CFL-Zahl (global)	0,3667	0,7335	1,467

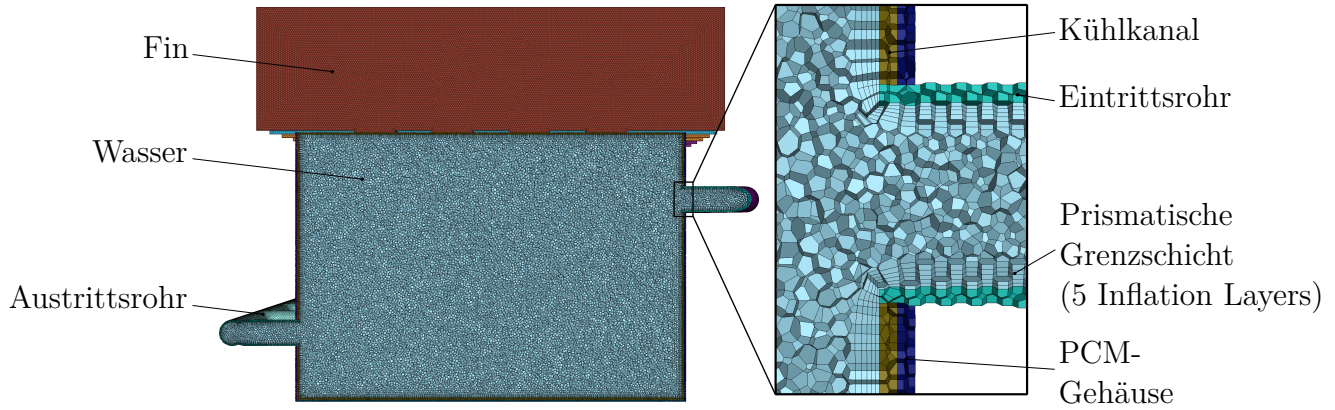


Abbildung G.2.: Detailansicht des Rohrquerschnitts des konvergierten Gitter 2 am Austritt mit strukturierter Grenzschichtauflösung.

Tabelle G.4.: Konvergenzkennwerte der zeitlichen Diskretisierungsstudie zur Validierung des CFD-Setups.

Monitor	Mittlerer Wärmestrom $\dot{Q}_{TC}$
Run A ($\Delta t = 2,5 \cdot 10^{-4}$ s)	$-1,912 \text{ W m}^{-2}$
Run B ($\Delta t = 5 \cdot 10^{-4}$ s)	$-1,912 \text{ W m}^{-2}$
Run C ($\Delta t = 1 \cdot 10^{-3}$ s)	$-1,910 \text{ W m}^{-2}$
Konvergenzverhältnis R_{GCI}	0,5003
Konvergenztyp	monoton
Konvergenzordnung p_{GCI}	0,9992
GCI_{fine} [%]	0,0499
Extrapolierter Wert $\dot{Q}_{TC, \text{ext}}$	$-1,913 \text{ W m}^{-2}$

Zeitliche Sensitivität (Langzeitanalyse) Für die Langzeitanalyse wurde die Sensitivität gegenüber größeren Zeitschrittweiten evaluiert. Ziel war die Bestimmung eines optimalen Kompromisses zwischen Rechenzeit und numerischer Genauigkeit. Tab. G.5 zeigt die untersuchten Setups basierend auf Gitter 2.

Tabelle G.5.: Parameter der Sensitivitätsstudie für die Langzeitanalyse zur Validierung des CFD-Setups.

Setup	Run 1	Run 2	Run 3	Run 4	Run 5
Zeitschrittweite Δt [s]	$1 \cdot 10^{-3}$	$1 \cdot 10^{-2}$	$2 \cdot 10^{-2}$	$5 \cdot 10^{-2}$	$1 \cdot 10^{-1}$
Max. CFL-Zahl	1,467	14,67	29,34	73,34	146,7
Relative Rechenzeit	100	10	5	2	1

Die Celik-Analyse wurde für überlappende Gruppen durchgeführt, um den Trend der numerischen Unsicherheit bei praxisnahen Zeitschritten zu erfassen (s. Tab. G.6).

Tabelle G.6.: Lokale Konvergenzkennwerte der Langzeitsensitivität (CFD-Setup).

Monitor: Wärmestrom über die TC-Flächen	Gruppe 1	Gruppe 2	Gruppe 3
Δt -Bereich [s]	$2,5 \cdot 10^{-4} \dots 1 \cdot 10^{-3}$	$1 \cdot 10^{-3} \dots 2 \cdot 10^{-2}$	$1 \cdot 10^{-2} \dots 5 \cdot 10^{-2}$
Konvergenzverhältnis R_{GCI}	0,5003	0,9160	0,3482
Konvergenztyp	monoton	monoton	monoton
Konvergenzordnung p_{GCI}	0,9992	0,9845	0,9478
GCI [%]	0,0499	0,2061	2,1256
Status	Konvergent	Toleriert	Grenze erreicht

Details zum experimentellen Abgleich

Rechenressourcen und Hardware Die Simulation wurde auf dem DLR-HPC CARA durchgeführt. Für die Strömungszeit von 691 s wurde eine Rechenzeit von ca. 169 h auf zwei Rome-Rechenknoten (insgesamt 128 Prozessoren) benötigt.

Diskussion der Abweichungen Die quantitativen Abweichungen der Simulation gegenüber den experimentellen Daten von Hassan et al. [55] für die diskreten Messzeitpunkte sind in Tab. G.7 zusammengefasst. Die Divergenz zum Ende der Entladung lässt sich auf folgende Faktoren zurückführen:

- **Modellierung von R_i :** Die Wärmequelle basiert auf dem SOC-abhängigen Innenwiderstand R_i nach Peneklioglu et al. [72]. Die dortige Fit-Kurve wurde für 303,15 K erstellt, während das Experiment bei 308,15 K durchgeführt wurde. Zudem wird nur die irreversible Joule'sche Wärme berücksichtigt.
- **Zustand der LIB:** Der Fit für den SOC-abhängigen Innenwiderstand R_i von Peneklioglu et al. [72] basiert auf neuwertigen LIB, während der Alterungszustand der LIB im Experiment von Hassan et al. [55] nicht dokumentiert ist.
- **Messunsicherheiten:** Unbekannte Toleranzen der Messinstrumente sowie thermische Randbedingungen (z.B. reale Isolationsgüte) können die Ergebnisse beeinflussen. Numerische Unsicherheit: Der berechnete GCI_{fine} von ca. 25% liegt deutlich über der gemessenen Abweichung zum Experiment. Dies indiziert, dass die Simulation für das gewählte Gitter noch nicht den Bereich der asymptotischen Konvergenz erreicht hat. Die quantitative Validierung ist daher als eingeschränkt zu betrachten; die Übereinstimmung mit dem Experiment ist in diesem Fall als günstiges Zusammentreffen von Diskretisierungs- und Modellierungsfehlern zu interpretieren, anstatt als Nachweis einer vollständigen Gitterunabhängigkeit.

Tabelle G.7.: Quantitative Abweichungsanalyse der Validierungsrechnung (CFD-Setup).

Zeit t [s]	T_{exp} [°C]	T_{sim} [°C]	Abs. Fehler [K]	Rel. Fehler [%]
56,88	35,20	35,35	0,1508	0,4283
219,41	35,47	34,97	-0,5021	1,415
373,81	35,34	33,79	-1,544	4,370
536,34	34,93	32,62	-2,307	6,604
690,74	34,43	31,72	-2,705	7,857
Mittelwert			-1,381	4,135

G.2. Diskretisierungsstudie zur TR-Modellierung (Golubkov-Experiment)

Die Verifikation des TR-Modells folgt der im vorangegangenen Abschnitt beschriebenen Methodik. Als kritische Zielgröße für die Konvergenzanalyse dient die Spitzentemperatur im Batteriezellvolumen T_{max} .

Räumliche Konvergenz (Gitterstudie)

In Tab. G.8 sind die Gitterparameter und die berechneten Spitzentemperaturen der drei Diskretisierungsstufen aufgeführt.

Tabelle G.8.: Gitterparameter und Rohdaten der räumlichen Diskretisierungsstudie für das TR-Modell.

Parameter	Gitter 1 (Grob)	Gitter 2 (Mittel)	Gitter 3 (Fein)
Elementanzahl N	18191	35740	70269
Verfeinerungsverhältnis r		1,252	1,253
Min. Orthogonality	0,2000	0,2822	0,2550
Avg. Orthogonality	0,8588	0,8621	0,8904
Max. Skewness	0,7999	0,7178	0,7450
Avg. Skewness	0,1378	0,1352	0,1078
Max. Size Change	11,63	15,98	11,20
Avg. Size Change	2,503	1,979	2,297

Zeitliche Konvergenz Analog zur räumlichen Diskretisierung wurde die zeitliche Auflösung des TR-Modells systematisch untersucht. In Tab. G.10 sind die Parameter der untersuchten Zeitschrittweiten Δt zusammengefasst.

Tab. G.11 fasst die resultierenden Monitorwerte der Hotspot-Temperatur sowie die Unsicherheitsparameter nach Celik et al. [56] zusammen.

Tabelle G.9.: Konvergenzkennwerte der räumlichen Diskretisierungsstudie (TR-Modell, $t \approx 12,93$ s).

Monitor	Durchschnittliche Oberflächentemperatur T [°C]
Gitter 1 (Grob)	734,36
Gitter 2 (Mittel)	733,79
Gitter 3 (Fein)	733,78
Konvergenzverhältnis R_{GCI}	0,0062
Konvergenztyp	monoton
Konvergenzordnung p_{GCI}	22,5
GCI_{fine} [%]	< 0,01

Tabelle G.10.: Konfiguration der zeitlichen Diskretisierungsstudie (TR-Modell, $t = 69,0$ s).

Parameter	Run A (Fein)	Run B (Mittel)	Run C (Grob)
Zeitschrittweite Δt [s]	0,25	0,5	1,0
Verfeinerungsverhältnis r	2,0	2,0	

Experimenteller Abgleich

In Ergänzung zu Abb. 4.4 im Hauptteil sind in Tab. G.12 die diskreten Temperaturabweichungen aufgeführt.

Tabelle G.11.: Konvergenzkennwerte der zeitlichen Diskretisierungsstudie (TR-Modell).

Monitor	Durchschnittliche Oberflächentemperatur T [°C]
Run A ($\Delta t = 0,25$ s)	733,99
Run B ($\Delta t = 0,50$ s)	733,79
Run C ($\Delta t = 1,00$ s)	733,34
Konvergenzverhältnis R_{GCI}	0,4754
Konvergenztyp	monoton
Konvergenzordnung p_{GCI}	1,0727
GCI_{fine} [%]	0,032
Extrapolierter Wert T_{ext}	734,17

Tabelle G.12.: Quantitative Abweichungsanalyse der TR-Validierungsrechnung.

Zeit t [s]	T_{exp} [°C]	T_{sim} [°C]	Abs. Fehler [K]	Rel. Fehler [%]
1,82	231,07	257,22	26,15	11,32
23,20	583,11	637,25	54,14	9,28
34,33	642,91	686,85	43,94	6,83
47,11	668,74	711,12	42,38	6,34
69,00	687,77	733,79	46,02	6,69
Mittelwert			42,53	8,09

H. Details zur Verifikation der Kühlkonzepte

H.1. Diskretisierungsstudie zur Referenzversion von Kühlkonzept 1

Räumliche Konvergenz (Gitterstudie)

In Tab. H.1 sind die detaillierten Qualitätsparameter und Konfigurationen der Grenzschrift der untersuchten Gitter zusammengefasst. Die Verfeinerung erfolgte systematisch durch Reduktion der globalen Elementgröße sowie Erhöhung der Anzahl an Prismenschichten in der Grenzschrift. Die Diskretisierung der Grenzschrift erfolgte mit der Methode Smooth Transition. Dabei wird die Höhe der letzten Prismenschicht über eine Transition Ratio an die Größe der angrenzenden Elemente in der Kernströmung des Fluidvolumens gekoppelt, um einen stetigen Übergang zu ermöglichen [73, p. 169].

Tabelle H.1.: Gitterparameter und Qualitätsmetriken für CP1.

Parameter	Gitter 1 (Grob)	Gitter 2 (Mittel)	Gitter 3 (Fein)
Elementanzahl N	3171350	6996200	17333498
Verfeinerungsverhältnis r		1,302	1,353
Prismenschichten in der Grenzschrift	5	10	20
Diskretisierung der Grenzschrift		Smooth Transition	
Transition Ratio	0,50	0,80	0,80
First Height [mm]	0,3675	0,1798	0,0813
Total Height [mm]	1,591	2,069	2,260
Min. Orthogonality	0,3007	0,3001	0,3000
Avg. Orthogonality	0,9382	0,9467	0,9555
Max. Skewness	0,6993	0,6999	0,7000
Avg. Skewness	0,0606	0,0523	0,0436
Max. Size Change	430,7	668,1	821,4
Avg. Size Change	2,6229	2,4448	2,1819

Tab. H.2 zeigt die resultierenden Monitorwerte sowie die berechneten Unsicherheitsparameter nach der Methode von Celik et al. [56] bei einer simulierten Rechenzeit von $t = 0,1$ s.

Tabelle H.2.: Konvergenzkennwerte der räumlichen Diskretisierungsstudie für CP1.

Monitor	Wärmestrom $\dot{Q}_{\text{Zellböden}} [\text{W m}^{-2}]$	Druckverlust $\Delta p [\text{Pa}]$	Wandschubspannung $\tau_w [\text{Pa}]$
Gitter 1 (Grob)	$3,72 \cdot 10^{-2}$	4,5938	$1,28 \cdot 10^{-2}$
Gitter 2 (Mittel)	$3,79 \cdot 10^{-2}$	4,5601	$1,27 \cdot 10^{-2}$
Gitter 3 (Fein)	$3,82 \cdot 10^{-2}$	4,5694	$1,27 \cdot 10^{-2}$
Konvergenzverhältnis R_{GCI}	0,3875	-0,2772	-0,6673
Konvergenztyp	monoton	oszillierend	oszillierend
Konvergenzordnung p_{GCI}	2,8398	4,3683	1,4102
$\text{GCI}_{\text{fine}} [\%]$	0,6244	0,0931	1,0137
Extrapolierter Wert ϕ_{ext}	0,0383	4,5728	0,0129

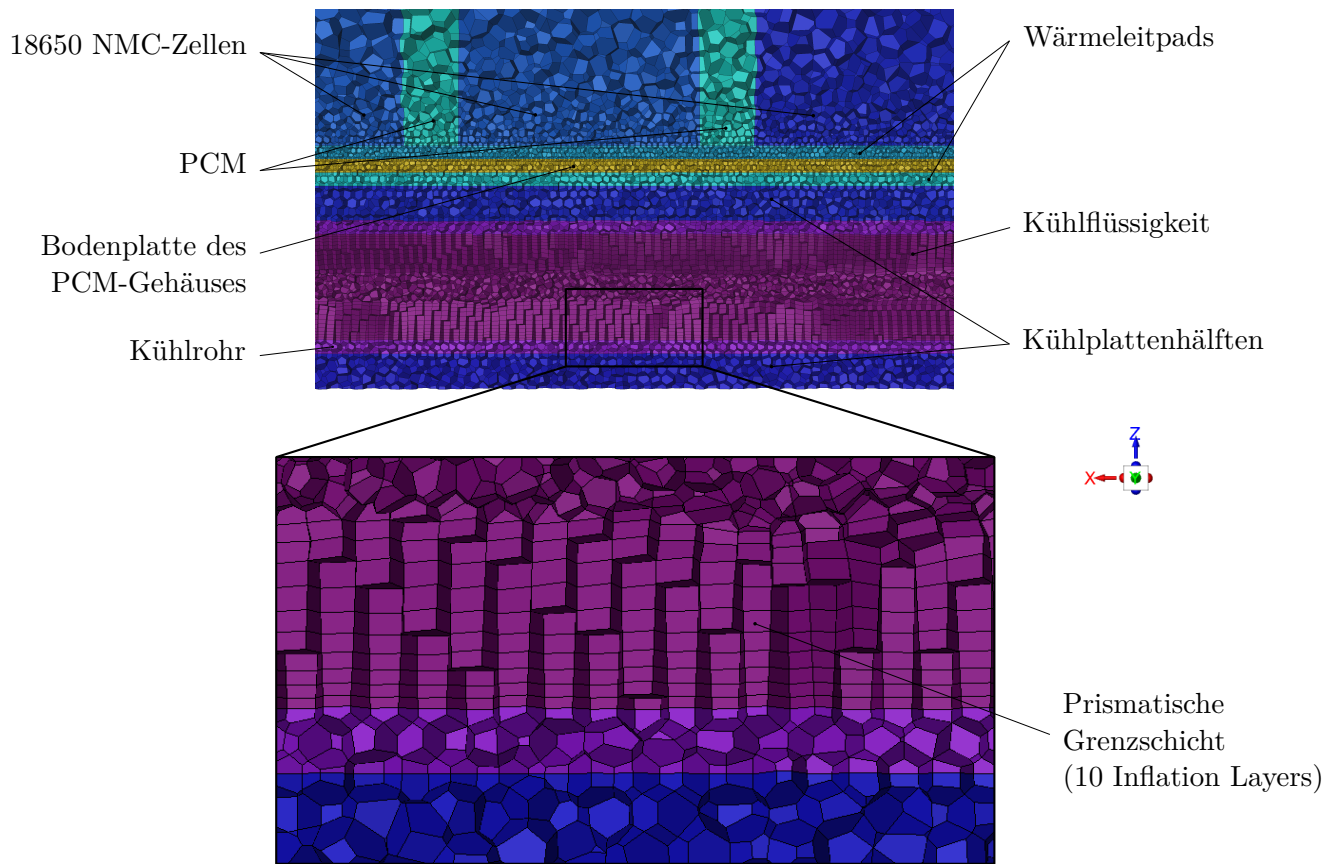

Abbildung H.1.: Schnittansicht in der x - z -Ebene von Gitter 2 (CP1) mit Fokus auf die prismatische Auflösung der Grenzschicht.

Tabelle H.3.: Gitterparameter und Qualitätsmetriken für CP2.

Parameter	Wert
Elementanzahl N	5526739
Prismenschichten in der Grenzschicht	10
Diskretisierung der Grenzschicht	Smooth Transition
Transition Ratio	0,8
First Height [mm]	0,114
Total Height [mm]	1,11
Min. Orthogonality	0,3002
Avg. Orthogonality	0,9463
Max. Skewness	0,6998
Avg. Skewness	0,0527
Max. Size Change	517,8
Avg. Size Change	2,273
Max. y^+	6,861
Avg. y^+	10,70

Die y^+ -Werte wurden nach der Gittererstellung mit den optimierten Einstellungen von CP1 (Gitter 2) an der Fluid-Solid-Grenzfläche innerhalb des Kühlrohres kontrolliert. Die resultierenden Werte liegen im idealen Bereich für eine wandnahe Auflösung mittels $k\text{-}\omega$ -SST-Modell ($y^+ \approx 1$).

Zeitschrittstudie

Zeitliche Konvergenz Analog zur räumlichen Diskretisierung wurde die zeitliche Auflösung systematisch untersucht. In Tab. H.4 sind die Parameter der untersuchten Zeitschrittweiten Δt zusammengefasst, wobei der Fokus auf der numerischen Stabilität im frühen Simulationsstadium ($t = 0,1$ s) liegt.

Tabelle H.4.: Konfiguration der zeitlichen Diskretisierungsstudie für CP1.

Parameter	Run A (Fein)	Run B (Mittel)	Run C (Grob)
Zeitschrittweite Δt [s]	$5 \cdot 10^{-4}$	$1 \cdot 10^{-3}$	$2 \cdot 10^{-3}$
Verfeinerungsverhältnis r	2,0	2,0	
Iterationen pro Zeitschritt	20	20	20
Zeitliche Diskretisierung	Bounded Second Order Implicit		
Max. CFL-Zahl (global)	0,4797	0,959	1,918

Tab. H.5 fasst die resultierenden Monitorwerte sowie die Unsicherheitsparameter nach Celik et al. [56] zusammen.

Zeitliche Sensitivität (Langzeitanalyse) Für die Langzeitanalyse wurde die Sensitivität gegenüber größeren Zeitschrittweiten bei $t = 2,0$ s evaluiert. Ziel war die

Tabelle H.5.: Konvergenzkennwerte der zeitlichen Diskretisierungsstudie für CP1 bei $t = 0,1$ s.

Monitor	Wärmestrom $\dot{Q}_{\text{Zellböden}} [\text{W m}^{-2}]$	Druckverlust $\Delta p [\text{Pa}]$	Wandschubspannung $\tau_w [\text{Pa}]$
Run A (Fein)	$3,7935 \cdot 10^{-2}$	4,560347	$1,2693\text{e} - 2$
Run B (Mittel)	$3,7921 \cdot 10^{-2}$	4,559504	$1,2690\text{e} - 2$
Run C (Grob)	$3,7892 \cdot 10^{-2}$	4,560087	$1,2692\text{e} - 2$
Konvergenzverhältnis R_{GCI}	0,5016	-1,4453	-1,4461
Konvergenztyp	monoton	oszillierend*	oszillierend*
Konvergenzordnung p_{GCI}	0,9954	0,5314	0,5322
$\text{GCI}_{\text{fine}} [\%]$	0,0474	0,0519	0,0567
Extrapolierter Wert ϕ_{ext}	0,037950	4,562239	0,012699

* Die mathematische Bedingung $|R| > 1$ (oszillierende Divergenz) resultiert hier aus extrem geringen absoluten Differenzen (unter 0,02 %). Da diese Schwankungen innerhalb der numerischen Abbruchfehler liegen, ist die Bedingung für den asymptotischen Bereich erfüllt und die Lösung als zeitlich unabhängig zu betrachten.

Bestimmung eines optimalen Kompromisses zwischen Rechenzeit und numerischer Genauigkeit. Tab. H.6 zeigt die untersuchten Setups basierend auf Gitter 2.

Tabelle H.6.: Monitorwerte der zeitlichen Sensitivitätsstudie für CP1 bei $t = 2,0$ s).

Monitor	Wärmestrom $\dot{Q}_{\text{Zellböden}} [\text{W m}^{-2}]$	Druckverlust $\Delta p [\text{Pa}]$	Wandschubspannung $\tau_w [\text{Pa}]$
Run A ($\Delta t = 0,001$ s)	0,4067	4,5580	$1,2685 \cdot 10^{-2}$
Run B ($\Delta t = 0,1$ s)	0,4043	4,5580	$1,2685 \cdot 10^{-2}$
Run C ($\Delta t = 0,2$ s)	0,4019	4,5580	$1,2685 \cdot 10^{-2}$
Run D ($\Delta t = 0,5$ s)	0,3948	4,5579	$1,2685 \cdot 10^{-2}$
Run E ($\Delta t = 1,0$ s)	0,3839	4,5579	$1,2685 \cdot 10^{-2}$

Die Celik-Analyse wurde für drei überlappende Gruppen durchgeführt, um den Trend der numerischen Unsicherheit zu erfassen (s. Tab. H.7).

Zeitschrittstudie unter TR-Bedingungen

Zur Validierung der numerischen Genauigkeit während der transienten Phase des TR wurde eine Sensitivitätsstudie hinsichtlich der Zeitschrittweite Δt durchgeführt. Als Zielgröße wurde die lokale Spitztemperatur der Zelle 58 zum Zeitpunkt $t \approx 12,93$ s gewählt.

In Tab. H.8 sind die extrahierten Temperaturen der einzelnen Simulationen aufgeführt. Die Monitorgröße zeigt über alle Triplets hinweg ein stabiles monotones Konvergenzverhalten ($0 < R < 1$). Selbst beim größten Triplet liegt der GCI deutlich unter der empfohlenen Grenze von 1 %. Tab. H.9 fasst die daraus berechneten Konvergenzparameter für die drei untersuchten Zeitschritt-Triplets zusammen.

Tabelle H.7.: Lokale Konvergenzkennwerte der Langzeitanalyse für CP1.

Monitor	Gruppe 1 (Run B-D)	Gruppe 2 (Run C-E)
Δt -Bereich [s]	0,1 ... 0,5	0,2 ... 1,0
Wärmestrom $\dot{Q}$		
Konvergenzverhältnis R_{GCI}	0,344 (mon.)	0,446 (mon.)
GCI_{fine} [%]	0,397	4,114
Druckverlust Δp		
Konvergenzverhältnis R_{GCI}	0,105 (mon.)	0,200 (mon.)
GCI_{fine} [%]	$< 1 \cdot 10^{-4}$	$< 1 \cdot 10^{-4}$
Druckverlust τ_w		
Konvergenzverhältnis R_{GCI}	-2,17 (osz.)*	0,320 (mon.)
GCI_{fine} [%]	$< 1 \cdot 10^{-3}$	$< 1 \cdot 10^{-3}$
Gesamtstatus	Konvergent	Grenze erreicht

* Die oszillierende Charakteristik bei extrem kleinen GCI-Werten resultiert aus numerischem Rauschen unterhalb der signifikanten Genauigkeitsschwelle.

Tabelle H.8.: Monitorwerte der zeitlichen Sensitivitätsstudie für CP1 im TR-Lastfall.

Setup	Run A	Run B	Run C	Run D	Run E
Zeitschritt Δt [s]	$5 \cdot 10^{-3}$	$1 \cdot 10^{-2}$	$2 \cdot 10^{-2}$	$5 \cdot 10^{-2}$	$1 \cdot 10^{-1}$
Max. CFL-Zahl [-]	1720,3	3440,6	6881,2	17202,7	34405,4
Durchschnittl. CFL-Zahl [-]	32,92	65,84	131,68	329,2	658,4
Hotspot-Temp. [K]	434,5173	434,3481	434,0133	433,0559	431,6128

Tabelle H.9.: Konvergenzkennwerte der zeitlichen Diskretisierungsstudie für CP1 im TR-Lastfall.

Parameter	Triplett 1 (Run A-C)	Triplett 2 (Run B-D)	Triplett 3 (Run C-E)
Δt -Bereich [s]	$5 \cdot 10^{-3} \dots 2 \cdot 10^{-2}$	$1 \cdot 10^{-2} \dots 5 \cdot 10^{-2}$	$2 \cdot 10^{-2} \dots 1 \cdot 10^{-1}$
Konvergenzverhältnis R_{GCI}	0,5066	0,3500	0,6634
Konvergenztyp	monoton	monoton	monoton
Konvergenzordnung p_{GCI}	0,9847	1,5158	0,4478
GCI_{fine} [%]	0,0497	0,0518	0,5435
Extrapolierter Wert ϕ_{ext} [K]	434,6901	434,5282	435,9004

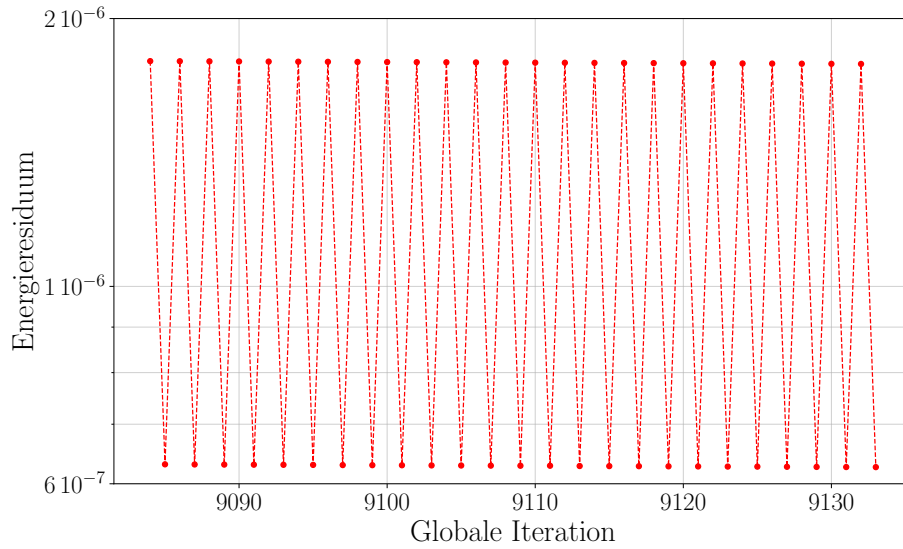


Abbildung H.2.: Repräsentativer Verlauf der Konvergenz des Energieresiduums während der transienten TR-Simulation.

Diskussion der Zeitschrittwahl Die Ergebnisse belegen eine asymptotische Annäherung der Hotspot-Temperatur an den extrapolierten Grenzwert. Für den produktiven Einsatz im Gesamtmodell wurde die Zeitschrittweite $\Delta t = 0,1$ s festgelegt. Diese Wahl stützt sich auf folgende Kriterien:

1. **Numerische Sicherheit:** Der maximale GCI beträgt lediglich 0,54 %.
2. **Absoluter Fehler:** Die Abweichung zum feinsten berechneten Setup ($\Delta t = 5 \cdot 10^{-3}$ s) beträgt nur 2,90 K.
3. **Recheneffizienz:** Diese Wahl ermöglicht eine Reduktion der Rechenzeit um den Faktor 20 gegenüber dem Referenzsetup.

H.2. Diskretisierungsstudie zur Referenzversion von Kühlkonzept 2

Räumliche Konvergenz (Gitterstudie)

Tab. H.10 dokumentiert die Gitterparameter für TCS1. Die Verfeinerung fokussierte sich u. A. auf die Verdopplung der Prismenschichten in der Grenzschicht, um den steilen Temperaturgradienten an den Kühlrohren gerecht zu werden.

Tab. H.11 fasst die resultierenden Monitorwerte sowie die Unsicherheitsparameter nach Celik et al. [56] zusammen.

Zeitschrittstudie

Zeitliche Konvergenz Die Kennwerte der Konvergenzstudie nach Celik et al. [56] für TCS1 sind in Tab. H.13 zusammengefasst. Die Analyse erfolgte auf Basis der Zeitschritte $\Delta t_1 = 2 \cdot 10^{-3}$ s, $\Delta t_2 = 1 \cdot 10^{-3}$ s und $\Delta t_3 = 5 \cdot 10^{-2}$ s, was einem konstanten Verfeinerungsverhältnis von $r = 5$ entspricht.

Tabelle H.10.: Gitterparameter und Qualitätsmetriken für TCS1.

Parameter	Gitter 1 (Grob)	Gitter 2 (Mittel)	Gitter 3 (Fein)
Elementanzahl N	2869984	4459886	7752717
Verfeinerungsverhältnis r		1,158	1,202
Prismenschichten in der Grenzschicht	3	6	12
Grenzschichtdiskretisierung		Smooth Transition	
Transition Ratio	0,333	0,333	0,333
First Height [mm]	0,3100	0,1330	0,0476
Total Height [mm]	0,6810	0,8596	0,9990
Min. Orthogonality	0,1501	0,1500	0,1502
Avg. Orthogonality	0,9417	0,9440	0,9404
Max. Skewness	0,8499	0,8500	0,8498
Avg. Skewness	0,0573	0,0551	0,0583
Max. Size Change	665,7	586,7	944,0
Avg. Size Change	2,7612	2,6317	2,6631

Tabelle H.11.: Konvergenzkennwerte der räumlichen Diskretisierungsstudie für TCS1.

Monitor	Wärmestrom $\dot{Q}_{\text{TCS}}$ [W m ⁻²]	Druckverlust Δp [Pa]	Wandschubspannung τ_w [Pa]
Gitter 1 (Grob)	$-1,809 \cdot 10^{-3}$	2,860001	$2,9842 \cdot 10^{-2}$
Gitter 2 (Mittel)	$-1,808 \cdot 10^{-3}$	2,888821	$3,0186 \cdot 10^{-2}$
Gitter 3 (Fein)	$-1,824 \cdot 10^{-3}$	2,905048	$3,0362 \cdot 10^{-2}$
Konvergenzverhältnis R_{GCI}	-15,6085	0,5631	0,5111
Konvergenztyp	divergent*	monoton	monoton
Konvergenzordnung p_{GCI}	—	4,9098	5,5135
GCI_{fine} [%]	—	0,4744	0,4107
Asymptotic Ratio	1,1085	1,0056	1,0058

* Die mathematische Divergenz ($|R| > 1$) des Wärmestroms resultiert aus den marginalen absoluten Differenzen (unter 0,1 %), die im Bereich der numerischen Genauigkeit liegen. Die Lösung kann daher als gitterunabhängig betrachtet werden.

Tabelle H.13.: Konvergenzkennwerte der zeitlichen Diskretisierungsstudie für TCS1 bei $t = 1,0$ s.

Simulation	Parameter (Δt / CFL)	Wärmestrom $\dot{Q}_{\text{TCS}}$ [W m ⁻²]	Druckverlust Δp [Pa]	Wandschubspannung τ_w [Pa]
Run A	$2 \cdot 10^{-3}$ s / $\approx 0,27$	$-1,823 \cdot 10^{-3}$	2,888821	$3,0186 \cdot 10^{-2}$
Run B	$1 \cdot 10^{-3}$ s / $\approx 1,34$	$-1,808 \cdot 10^{-3}$	2,888821	$3,0186 \cdot 10^{-2}$
Run C	$5 \cdot 10^{-2}$ s / $\approx 6,69$	$-1,741 \cdot 10^{-3}$	2,888857	$3,0187 \cdot 10^{-2}$
Konvergenzverhältnis R_{GCI}		0,2307	-0,0179	-0,1625
Konvergenzordnung p_{GCI}		0,9113	2,5008	1,1291
GCI_{fine}		0,314 %	$< 1 \cdot 10^{-4}$ %	$< 1 \cdot 10^{-4}$ %

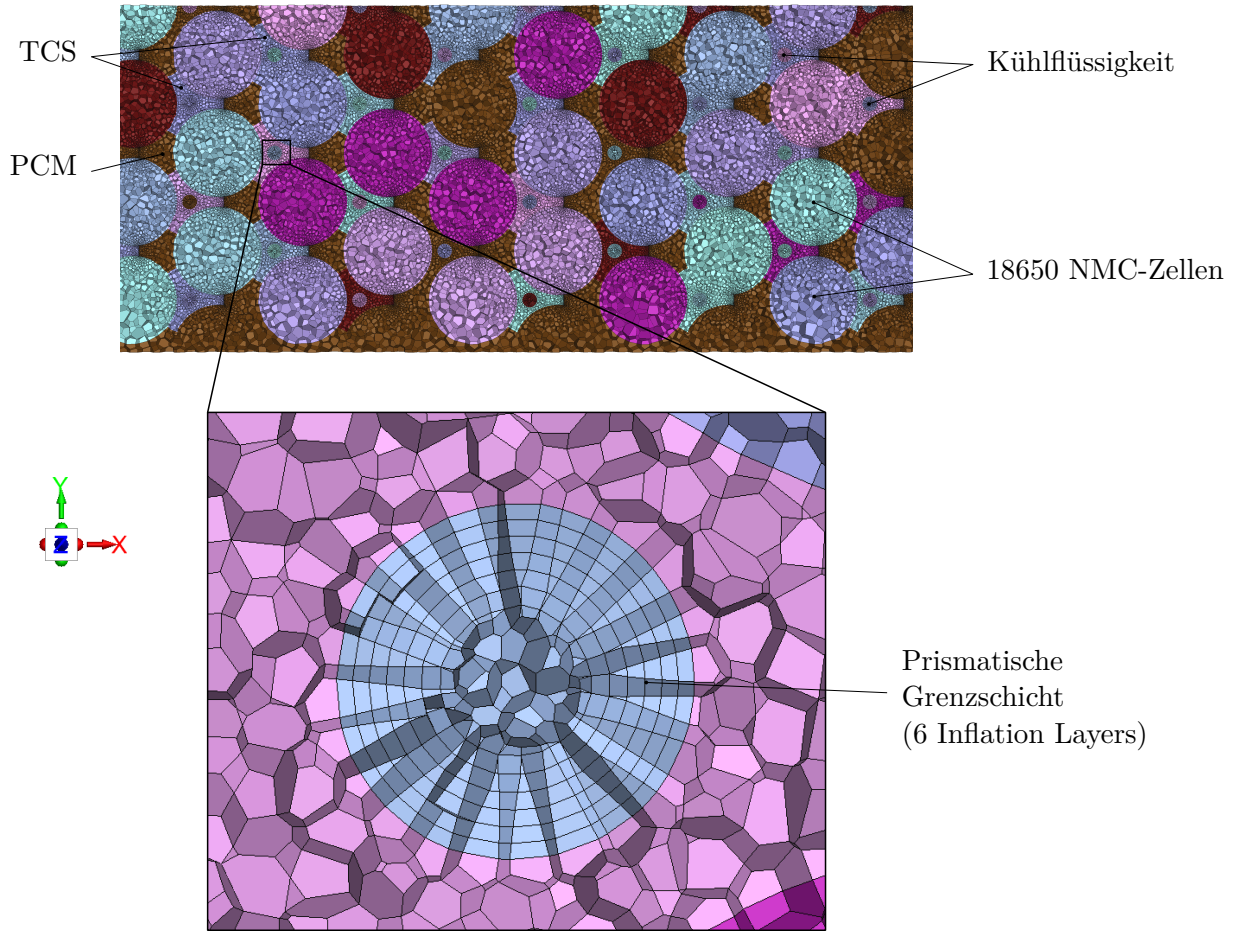


Abbildung H.3.: Schnittansicht in der x - y -Ebene von Gitter 2 der Referenzversion von Kühlkonzept 2 (TCS1) mit vergrößerter Detaildarstellung der sechs prismatischen Inflation Layer zur Auflösung der wandnahen Strömungsgrenzschicht.

Tabelle H.12.: Gitterparameter und Qualitätsmetriken für TCS2.

Parameter	Wert
Elementanzahl N	5061175
Prismenschichten in der Grenzschicht	6
Grenzschichtdiskretisierung	Smooth Transition
Transition Ratio	0,333
First Height [mm]	0,133
Total Height [mm]	0,8596
Min. Orthogonality	0,1500
Avg. Orthogonality	0,944
Max. Skewness	0,85
Avg. Skewness	0,0551
Max. Size Change	586,7
Avg. Size Change	2,632

I. Detaillierte thermische Profile der Kühlkonzepte

In diesem Abschnitt sind die Konturplots der Oberflächentemperaturen der Batteriezellen zum Ende der 40-minütigen NB-Simulation dargestellt. Hier wird für jedes Konzept eine individuelle Skalierung verwendet, um die internen Temperaturgradienten und die Lage der Hotspots innerhalb des Moduls zu verdeutlichen.

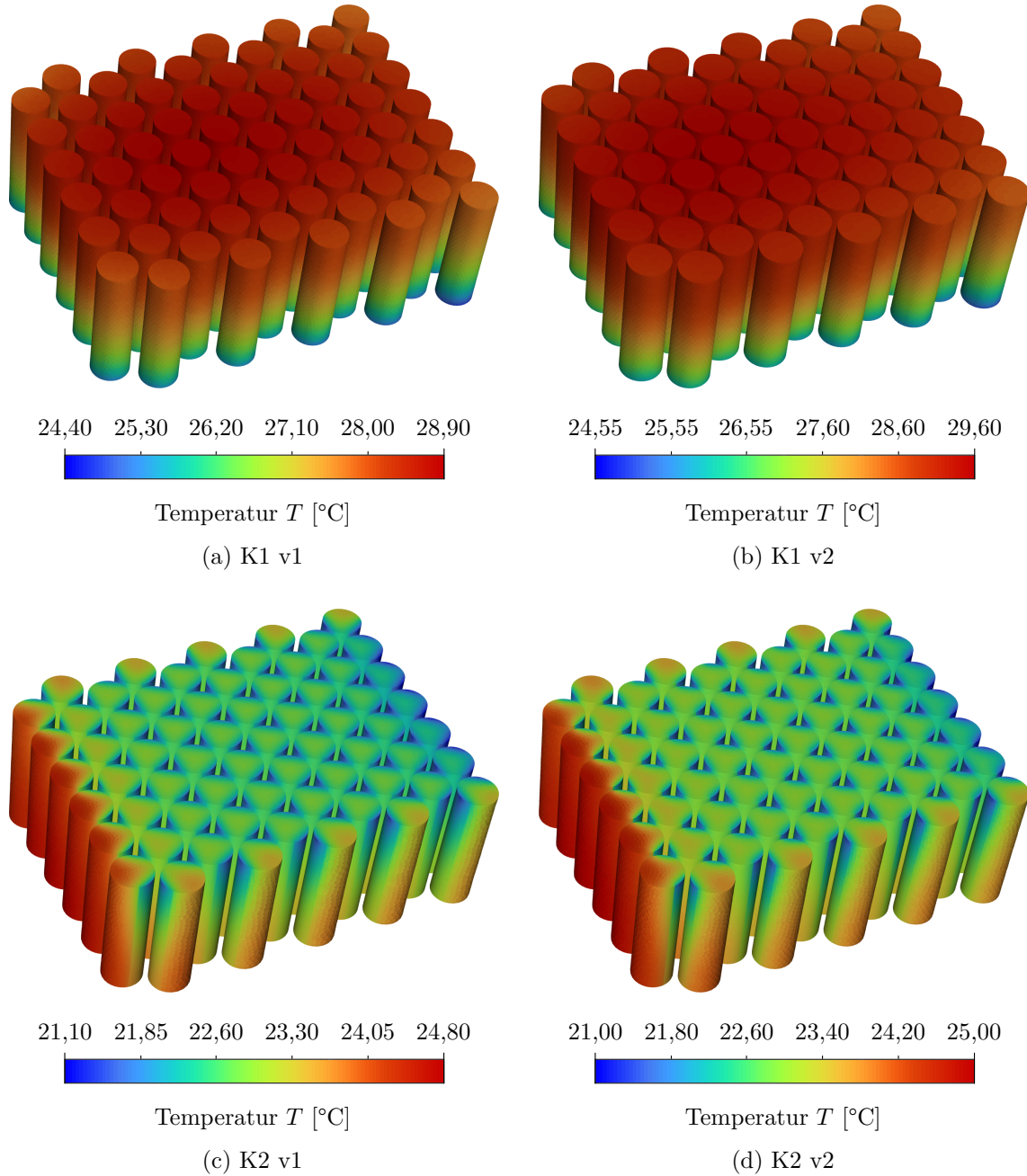


Abbildung I.1.: Oberflächentemperaturen der Batteriezellen am Ende des transienten NB-Lastprofils ($t^* = 40$ min) in individueller Skalierung zur Visualisierung lokaler Gradienten. a) CP1, b) CP2, c) TCS1, d) TCS2.

J. Analytische Erweiterung des Systemdruckverlusts (Kühlkonzept 2)

Da in der Diskretisierung aus Gründen der Recheneffizienz lediglich die Geometrie der TCS (vom Eintritt bis zum Austritt) abgebildet wurde, muss der Gesamtdruckverlust des Moduls über eine analytische Kette vervollständigt werden.

Der Gesamtdruckverlust Δp_{ges} zwischen dem Moduleintritt und dem Modulaustritt ergibt sich aus der Summe der Einzelverluste der Zuleitungen, der Verteiler- und Sammelplatten sowie der jeweiligen Querschnittsänderungen. Während der Reibungsdruckverlust innerhalb der TCS (Δp_{TCS}) numerisch ermittelt wurde, erfolgt die Bestimmung aller weiteren Komponenten analytisch nach Nirschl [53, Kap. L1].

Methodik und Komponenten der Druckverlustkette

Die Bilanzierung folgt dem Pfad der Kühlflüssigkeit durch das Modul. Da die 65 TCS-Einheiten strömungstechnisch parallel geschaltet sind, wird der Druckverlust einer einzelnen Pfadkombination betrachtet.

Analytische Teilkomponenten

Die Berechnung der folgenden Terme basiert auf den in Kap. 3.5 hergeleiteten Stoffwerten und Massenströmen:

- **Zuleitungs- und Ableitungsrohre:** Reibungsverluste in den Anschlussstutzen (Verteiler-/Sammelplatte).
- **Verteiler- und Sammelplatte:** Druckverlust durch die Durchströmung der flachen Kanäle.
- **Querschnittsänderungen:** Plötzliche Erweiterungen und Verengungen an den Übergängen zwischen Zuleitung, Platten und TCS-Rohren. Hierbei wird für laminare Profile am Austritt der Impulskorrekturfaktor 0,67 nach Nirschl [53, Kap. L1] berücksichtigt.

Zusammenfassung der Druckverlustbilanz

Tab. J.1 schlüsselt die Beiträge zum Gesamtdruckverlust am kritischen Lastpunkt auf. Alle Werte sind analytisch bestimmt, sofern nicht als CFD-Wert gekennzeichnet.

Tabelle J.1.: Zusammensetzung des Gesamtdruckverlusts für Konzept 2 am kritischen Lastpunkt.

Position	Typ	Δp [Pa]
Durchströmung Anschlussstutzen (Eintritt)	Reibung	9,065
Querschnittserweiterung Verteilerplatteneintritt	Form	$5,94 \cdot 10^{-4}$
Durchströmung Verteilerplatte	Reibung	32,63
Querschnittsverengung TCS-Eintritt	Form	$8,912 \cdot 10^{-3}$
Durchströmung TCS	Numerisch (CFD)	2,889
Querschnittserweiterung TCS-Austritt	Form	$5,589 \cdot 10^{-3}$
Durchströmung Sammelplatte	Reibung	32,63
Querschnittsverengung Sammelplattenaustritt	Form	9,065
Durchströmung Anschlussstutzen (Austritt)	Reibung	21,92
Gesamtdruckverlust	$\sum \Delta p_i$	108,215