

**Implementierung und
Validierung
ausgewählter Modelle
zur Thermohydraulik
im Kühlkreislauf
und Lagerbecken in
OpenFOAM (IMOLA)**

Implementierung und Validierung ausgewählter Modelle zur Thermohydraulik im Kühlkreislauf und Lagerbecken in OpenFOAM (IMOLA)

Abschlussbericht

Hemish Mistry
Angel Papukchiev
Zhi Yang
Joachim Herb

Februar 2026

Anmerkung:

Das diesem Bericht zugrunde liegende Eigenforschungsvorhaben wurde mit Mitteln des Bundesministeriums für Umwelt, Klimaschutz, Naturschutz und nukleare Sicherheit (BMUKN) unter dem Förderkennzeichen UMRS1607 durchgeführt.

Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt bei der GRS.

Der Bericht gibt die Auffassung und Meinung der GRS wieder und muss nicht mit der Meinung des BMUKN übereinstimmen.

Deskriptoren

Brennelementlagerbecken, CFD, helikale Dampferzeuger, OpenFOAM, Turbulenzmodellierung, Validierung, Zweiphasenströmung

Kurzfassung

Im Rahmen der in diesem Vorhaben durchgeführten Forschungsarbeiten wurde der Open-Source-Code OpenFOAM für die Analyse von komplexen einphasigen und zweiphasigen Strömungs- und Wärmeübergangsphänomenen in Brennelementlagerbecken sowie in Reaktoranlagen der Generationen II, III/III+ und IV sowie Small Modular Reactors (SMRs) weiterentwickelt und validiert.

Zur Bestimmung der kritischen Wärmestromdichte sind spezielle Critical Heat Flux (CHF)-Modelle notwendig, die in OpenFOAM bisher nicht verfügbar waren. Um diese Lücke zu schließen, wurden im Rahmen dieses Projekts zwölf CHF-Modelle und eine entsprechende Randbedingung in OpenFOAM implementiert und validiert. Dies ermöglichte die Simulation der unterschiedlichen Siedebereiche, wobei die Umschaltung zwischen den Modellen mit bestimmten Umschaltkriterien erfolgte und mit 2D-Simulationen erfolgreich getestet wurde. Die Validierung anhand der Becker- und BFBT-Versuche zeigte, dass OpenFOAM die Siedekrise vorhersagen kann. Gewisse Abweichungen von den Versuchsdaten wurden bei der berechneten maximalen Temperaturspitze sowie beim genauen Zeitpunkt des Temperaturanstiegs festgestellt. Trotzdem wurde bewiesen, dass mit dem 3D-CFD-Verfahren und den neu implementierten Modellen das lokale Auftreten von CHF vorhergesagt werden kann.

Im Rahmen der Untersuchungen zu Brennelement-Lagerbecken wurden die Analysen zu den ALADIN-Szenarien „Luftgekühltes BE ohne Wasserblockade“ und „Dampfkühlung“ durchgeführt. Es wurde gezeigt, dass die Strahlungsmodellierung sowohl in OpenFOAM als auch in ANSYS CFX eine große Rolle spielt. Die Heizstab-Modellierung musste mit einer Kalibrierung der MgO-Stoffwerte im CFD-Modell verbessert werden. Während ANSYS CFX den Temperaturanstieg in der Aufheizphase im einphasigen Szenario „Luftgekühltes BE ohne Wasserblockade“ relativ gut wiedergegeben hat, traten Abweichungen von den ALADIN-Daten im komplexeren, zweiphasigen Szenario „Dampfkühlung“ auf. Trotz Abweichungen an bestimmten Stellen war OpenFOAM in der Lage, die komplexen Verdampfungsphänomene mit einem absinkenden Füllstand in der Teststrecke qualitativ korrekt wiederzugeben.

Die Analysen zu helikalen Dampferzeugern beruhten auf der MAHICan-Versuchsreihe. Die erzielten Simulationsergebnisse zeigten, dass sich generell mit OpenFOAM und der VOF-Methode das zweiphasige Luft-Wasser-Strömungsregime und nur teilweise der Druckabfall in helikalen Rohren vorhersagen lassen kann. Dabei wurden in den

MAHICan-Analysen alle Strömungsregimes (Blasen-, Pfropfen-, Schwall-, Schwall-Ring- und Ringströmung) durchgerechnet. Eine gute quantitative Übereinstimmung mit den experimentellen Daten für den Zweiphasen-Druckverlust und den Luft-Volumenanteil wurde jedoch nur für bestimmte Pfropfen- und Schwallströmungen festgestellt. In den Fällen mit einer niedrigen Luftgeschwindigkeit (Blasen- und Pfropfenströmung) wurden die Zweiphasen-Druckverluste in den Simulationen erheblich überschätzt, während in den Testfällen mit hohen Luftgeschwindigkeiten der Druckverlust vom Code unterschätzt wurde. Aus diesem Grund sind hier weitere Validierungsaktivitäten notwendig, um die OpenFOAM-Vorhersagekraft zu solchen Geometrien mit Zweiphasenströmungen endgültig bewerten zu können.

Verschiedene Turbulenzmodelle wurden in OpenFOAM implementiert und erweitert. Ziel dabei war eine verbesserte Berechnung des turbulenten Wärmestroms in Flüssigmetallströmungen. Die Turbulenzmodelle `LienCubicKEAHFM` und `SugaCubicKEAHFM` wurden als neue Klassen in OpenFOAM definiert. In diesen neuen Klassen wurde der Beitrag der turbulenten Produktion aufgrund von Auftrieb durch die inneren Quellterme `kSource` (S_k) und `epsilonSource` (S_ϵ) berücksichtigt. Das normierte mittlere Temperaturprofil T^+ konnte mit den neuen Modellen für den Rayleigh-Bénard-Konvektion-Testfall gut wiedergegeben werden. Bei den normierten Temperaturschwankungen wurden jedoch größere Abweichungen vom Referenzwert festgestellt. Immerhin zeigten die beiden Modelle bessere Ergebnisse im Vergleich zum AHFM-2005-Modell. Die Validierung anhand des TALL-3D-Versuchs und die festgestellten Abweichungen zeigten jedoch deutlich, dass hier weitere Forschungsarbeiten notwendig sind. Im Rahmen dieser sollen die Modellkonstanten näher untersucht werden und weitere Validierungsfälle herangezogen werden.

Abstract

Within the scope of the research conducted in this project, the Open-Source code OpenFOAM was further developed and validated for the analysis of complex single-phase and two-phase flow and heat transfer phenomena in spent fuel pools and in reactors of Generations II, III/III+, and IV, as well as small modular reactors (SMRs).

To determine the CHF occurrence with the help of a CFD simulation, special models are necessary, which were not previously available in OpenFOAM. To close this gap, twelve CHF models and a corresponding boundary condition were implemented and validated in OpenFOAM. This enabled the simulation of the different boiling regimes by switching among the different CHF sub-models, performed according to specific criteria. This modelling strategy was successfully tested with the help of 2D simulations. The 3D validation activities, based on Becker and BFBT experiments, showed that OpenFOAM can predict the boiling crisis. Certain deviations from the experimental data were observed in the calculated peak temperature and the precise time of the temperature rise onset. Nevertheless, it was proven that the local occurrence of CHF can be predicted using the 3D CFD method and the newly implemented models.

As part of the investigations on spent fuel pools, analyses were performed on the ALADIN scenarios "Air-cooled spent fuel pool without water blockage" and "Steam cooling". It was shown that radiation modeling plays a significant role in both OpenFOAM and ANSYS CFX simulations. The heating rod modeling required improvement through calibration of the MgO material properties in the CFD model. While ANSYS CFX reproduced the temperature rise during the heating phase relatively well in the single-phase scenario "Air-cooled spent fuel pool without water blockage", deviations from the ALADIN data occurred in the more complex two-phase scenario "Steam cooling". Despite the deviations at certain locations, OpenFOAM was able to reproduce the complex evaporation phenomena with a decreasing water level in the test section.

The analyses of helical coil steam generators were based on the MAHICan test series. The simulation results showed that, in general, the two-phase air-water flow regime and to some extent the pressure drop in helical tubes can be predicted using OpenFOAM and the VOF method. All flow regimes (bubble, plug, slug, slug-annular and annular flow) were considered in the MAHICan analyses. However, good quantitative agreement with the experimental data for the two-phase pressure drop and the air volume fraction was found for certain plug and slug flows only. In cases with low air velocities (bubble and

plug flow), the two-phase pressure drops were significantly overestimated in the simulations, while in test cases with high air velocities, the pressure drop was underestimated by the code. For this reason, further validation activities are necessary to be able to ultimately evaluate the OpenFOAM predictive capabilities for such helical coil geometries with two-phase flows.

Several turbulence models were implemented and extended in OpenFOAM. The aim was to improve the calculation of turbulent heat flux in liquid-metal flows. The turbulence models `LienCubicKEAHFM` and `SugaCubicKEAHFM` were defined as new classes in OpenFOAM. In these new classes, the contribution of turbulent production due to buoyancy was taken into account by the internal source terms `kSource` (S_k) and `epsilonSource` (S_ϵ). The normalized mean temperature profile T^+ was well reproduced by the new models for the Rayleigh-Bénard convection test case, however, larger deviations from the measured value were observed for the normalized temperature fluctuations. The two models showed better results compared to the AHFM-2005 model. However, the validation of the TALL-3D experiment and the observed deviations from data clearly showed that further research is necessary. This research should involve a more detailed investigation of the model constants and the validation of further experiments.

Inhaltsverzeichnis

	Kurzfassung.....	I
	Abstract.....	III
1	Einleitung	1
2	Zielsetzung und Arbeitsprogramm.....	5
3	Entwicklung und Validierung eines OpenFOAM-Lösers zur Berücksichtigung von Conjugate Heat Transfer bei kritischen Wärmestromdichten im Kernbereich eines Reaktors	9
3.1	Modellierung des Wandsiedens	9
3.1.1	Wärmetransport bei Wandsieden.....	9
3.1.2	Modelle zur Berücksichtigung des Filmsiedens.....	11
3.1.3	Modelle zur Berücksichtigung des Übergangssiedens	13
3.1.4	Umschaltungskriterium-Modelle	14
3.2	Implementierung von Wandsiedemodellen	15
3.3	Conjugate Heat Transfer.....	21
3.4	Verifikation der Wandsiedemodelle	21
3.4.1	Geometrie und Netz.....	21
3.4.2	Modelle und Randbedingungen	22
3.5	Auswertung der erzielten Ergebnisse.....	25
3.6	Validierung anhand von Becker-Experimenten	30
3.7	Validierung der CHF-Modelle anhand des BFBT-Benchmarks.....	37
3.8	Fazit.....	46
4	Validierung von OpenFOAM für komplexe Zweiphasenströmungen.....	47
4.1	Versuchsbeschreibung	47
4.2	Aufbereitung und Vereinfachung des CAD-Modells der ALADIN- Versuchsanlage	51

4.3	Vernetzung des CAD-Modells der ALADIN-Anlage.....	52
4.4	Das Szenario „Luftgekühltes BE ohne Wasserblockade“	55
4.4.1	Erste Testrechnung zum Szenario „Luftgekühltes BE ohne Wasserblockade“	56
4.4.2	Erweiterung der Stabmodellierung	58
4.4.3	MgO-Werkstoffkalibrierung	60
4.4.4	Mathematische Modelle	62
4.4.5	Analyse und Vergleich der erzielten URANS-Ergebnisse.....	67
4.5	Simulation des Szenarios „Luftgekühltes BE ohne Wasserblockade“ mit dem erweiterten ANSYS CFX-Modell.....	78
4.6	Analyse und Vergleich mit Versuchsdaten	79
4.7	Vergleich der SOF-Temperaturen	80
4.8	Vergleich der Fluid-Temperaturen	84
4.9	Simulation des Szenarios „Dampfkühlung“ mit OpenFOAM	86
4.9.1	Grundlagen des Euler-Euler-Verfahrens zur Simulation von Zweiphasenströmungen mit OpenFOAM	87
4.9.2	Stabilitätsuntersuchungen mit vereinfachten OpenFOAM-Modellen.....	88
4.10	Unterkanal-Geometrie-Modellierung und Vernetzung	91
4.11	Einstellungen des Unterkanal-Modells	93
4.12	Analyse des Szenarios „Dampfkühlung“ und Vergleich mit Versuchsdaten.....	95
4.12.1	Szenario 1: Simulation mit einer Stabileistung von 50 W	96
4.12.2	Simulation mit erzwungener Stabileistung von 100 W bis zum Siedebeginn.....	98
4.13	Fazit.....	101
5	CFD-Analyse von helikalen Rohrdampferzeugern	103
5.1	Einleitung.....	103
5.2	Der MAHICan-Versuch	104
5.2.1	Beschreibung der MAHICan-Anlage	104
5.2.2	Durchgeführte Versuche, Randbedingungen und gemessener zweiphasiger Druckabfall	105
5.3	Geometrie- und Netzerstellung	106

5.4	Grundlagen des Volume of Fluid (VOF)–Verfahrens zur Simulation von mehrphasigen Strömungen.....	109
5.5	Numerische Simulationen zu den MAHICan-Versuchen	111
5.5.1	Diskretisierungsschemata	112
5.5.2	Zeitschrittsteuerung	112
5.5.3	Turbulenzmodellierung	112
5.5.4	OpenFOAM-Randbedingungen	113
5.6	Analyse der erzielten Ergebnisse.....	114
5.6.1	Blasenströmung (Tests 1, 2).....	114
5.6.2	Pfropfenströmung (Tests 3, 4)	120
5.6.3	Schwallströmung (Tests 5, 6, 7, 8).....	126
5.6.4	Schwall-Ringströmung (Tests 9, 10)	137
5.6.5	Ringströmung (Tests 11, 12)	143
5.6.6	Diskussion der Ergebnisse	149
5.7	Fazit.....	151
6	Erweiterung der Wand- und Turbulenzmodellierung in OpenFOAM für die Simulation von Fluiden mit einer niedrigen Prandtl-Zahl.....	153
6.1	Portierung der AHFM-Implementierung	153
6.2	Erweiterung der AHFM-Implementierung.....	155
6.2.1	Implementierung der nicht-linearen Turbulenzmodelle.....	156
6.2.2	Implementierung des AHFM-Turbulenzmodells	160
6.2.3	Bestimmung der Energiegleichung für AHFM	161
6.3	Validierung der neuen Implementierung mit DNS-Daten.....	163
6.3.1	Turbulente Kanalströmung.....	163
6.3.2	Rayleigh–Bénard-Konvektion (RBC).....	165
6.4	Validierung des AHFM-Turbulenzmodells anhand von Versuchsdaten ..	174
6.4.1	Beschreibung der TALL-3D-Anlage	174
6.4.2	Modellierung der TALL-3D-Anlage.....	175
6.4.3	Der TALL-3D-Versuch TG03.S301.04	176
6.4.4	Physikalische Modellierung in OpenFOAM	177
6.4.5	Analyse und Vergleich der CFD-Ergebnisse mit Versuchsdaten.....	178

6.5	Fazit.....	187
7	Querschnittsaufgaben.....	189
8	Zusammenfassung und Schlussfolgerungen.....	193
	Literaturverzeichnis.....	195
	Abbildungsverzeichnis.....	205
	Tabellenverzeichnis.....	215
A	Anhang	217
A.1	Messpunkte in ALADIN.....	217
	Abkürzungsverzeichnis.....	219

1 **Einleitung**

Zur Simulation von Transienten- und Störfallabläufen im Rahmen von Sicherheitsanalysen für Kernkraftwerke werden deterministische Rechenprogramme eingesetzt, die nach Stand von Wissenschaft und Technik möglichst genaue Ergebnisse liefern sollen. Möglichst realistische Ergebnisse sollen mit Unsicherheitsanalysen kombiniert werden. Dieser Ansatz soll ggf. für Ereignisse des anomalen Betriebs und Auslegungsstörfälle und insbesondere auch für auslegungsüberschreitende Ereignisse und Unfälle verfolgt werden /BMUV 22/, /IAEA 19/. Um eine Simulation von 3D-Strömungen mit hoher räumlicher Auflösung zu ermöglichen, werden seit Jahren bei der GRS die Computational Fluid Dynamics (CFD)-Programme ANSYS CFX und OpenFOAM weiterentwickelt, verifiziert, validiert und angewendet. Die Fortschritte bei CFD-Software und Leistung der Computerhardware erlauben es, auch die rechenintensiven CFD-Programme in zunehmendem Maß für Anlagenauslegung und Erstellung von Sicherheitsnachweisen seitens Hersteller und Betreiber sowie für die Prüfung der Nachweise durch Behörden und Sachverständige einzusetzen. Die detaillierte, lokale, dreidimensionale Simulation von Strömungs- und Wärmeübergangsphänomenen in komplexen Geometrien ermöglicht sowohl qualitative als auch quantitative Aussagen über die zeitabhängige Verteilung von Druck, Temperatur und Geschwindigkeit von Wasser und Wasser-/Dampfströmungen und über die Konzentration weiterer Spezies wie z. B. Borsäure im gesamten Strömungsgebiet. Eine dynamische Darstellung der Strömung ermöglicht dann einen tieferen Einblick und ein verbessertes physikalisches Verständnis der Strömungs- und Transportvorgänge. Schließlich können auch Aussagen und Modelle anderer Nachweismethoden (Systemcodes und ingenieurtechnische Bewertung) abgesichert und ggf. verbessert werden. Zur Simulation von Transienten- und Störfallabläufen im Rahmen von Sicherheitsanalysen für Kernkraftwerke werden deterministische Rechenprogramme eingesetzt, die nach Stand von Wissenschaft und Technik möglichst genaue Ergebnisse liefern sollen. Möglichst realistische Ergebnisse sollen mit Unsicherheitsanalysen kombiniert werden. Dieser Ansatz soll ggf. für Ereignisse des anomalen Betriebs und Auslegungsstörfälle und insbesondere auch für auslegungsüberschreitende Ereignisse und Unfälle verfolgt werden /BMUV 22/, /IAEA 19/. Um eine Simulation von 3D-Strömungen mit hoher räumlicher Auflösung zu ermöglichen, werden seit Jahren bei der GRS die CFD-Programme ANSYS CFX und OpenFOAM weiterentwickelt, verifiziert, validiert und angewendet. Die Fortschritte bei CFD-Software und Leistung der Computerhardware erlauben es, auch die rechenintensiven CFD-Programme in zunehmendem Maß für Anlagenauslegung und Erstellung von Sicherheitsnachweisen seitens Hersteller und Betreiber sowie für die Prüfung der Nachweise durch Behörden und Sachverständige einzusetzen. Die

detaillierte, lokale, dreidimensionale Simulation von Strömungs- und Wärmeübergangsphänomenen in komplexen Geometrien ermöglicht sowohl qualitative als auch quantitative Aussagen über die zeitabhängige Verteilung von Druck, Temperatur und Geschwindigkeit von Wasser und Wasser-/Dampfströmungen und über die Konzentration weiterer Spezies wie z. B. Borsäure im gesamten Strömungsgebiet. Eine dynamische Darstellung der Strömung ermöglicht dann einen tieferen Einblick und ein verbessertes, physikalisches Verständnis der Strömungs- und Transportvorgänge. Schließlich können auch Aussagen und Modelle anderer Nachweismethoden (Systemcodes und ingenieurtechnische Bewertung) abgesichert und ggf. verbessert werden.

Es besteht Konsens, in der Reaktorsicherheitsforschung in Deutschland für CFD-Anwendungen sich vorrangig auf die Validierung und Weiterentwicklung des CFD-Codes OpenFOAM zu konzentrieren. Daher hat sich dieses Projekt schwerpunktmäßig OpenFOAM gewidmet.

Die zuverlässige Berechnung der Siedevorgänge in Zweiphasenströmungen ist ein wesentlicher Bestandteil von Zweiphasensimulationen. Eine genauere Vorhersage solcher Phänomene kann einen wichtigen Beitrag zur Erhöhung der Sicherheit von Kernkraftwerken leisten, weil damit potenzielle Auslegungsschwächen und Schädigungsszenarien besser erkannt werden können. Weiterhin ist die Bestimmung der kritischen Wärmestromdichte für die sicherheitstechnische Bewertung von Leichtwasserreaktoren von übergeordneter Bedeutung. Hierfür sind spezielle CHF-Modelle notwendig, die in OpenFOAM bisher nicht verfügbar waren. Um diese Lücke zu schließen, werden im Rahmen dieses Projekts verschiedene CHF-Modelle in OpenFOAM implementiert und validiert. Das Hauptziel ist eine verbesserte Modellierung von Zweiphasenströmungen mit Fokus auf kritische Wärmeströme. Die Forschungsarbeiten sollen eine verbesserte CFD-Simulation der lokalen Siedekrise ermöglichen. Die zuverlässige Vorhersage der Siedekrise sowie die Modellierung des Wärmeübergangs beim Filmsieden sind grundlegende Anforderungen an den Modellumfang eines zweiphasigen OpenFOAM-Solvers für Sicherheitsbewertungen zur Wärmeabfuhr aus Brennelementen von Leichtwasserreaktoren.

Zweiphasenströmungen können nicht nur im Reaktorkühlkreislauf, sondern auch in Brennelement-Lagerbecken auftreten. Im Normalbetrieb werden im Brennelement-Lagerbecken mit Hilfe von Zwangskonvektion die abgebrannten Brennelemente gekühlt. Bei einem Ausfall der aktiven Kühlung kann im Lagerbecken die Strömung zweiphasig werden. Falls die Brennelemente freigelegt werden und die Brennelement-Kühlung

durch Naturkonvektion von Luft nicht ausreichend ist, kann dies zu Brennstabschäden führen. Um mit OpenFOAM aussagekräftige thermohydraulische Analysen zu Zweiphasenströmungen im Brennelement-Lagerbacken durchführen zu können, muss der Code anhand von entsprechenden Experimenten validiert werden.

In zahlreichen Ländern werden derzeit kleine modulare Reaktoren (SMRs als Abkürzung für den englischen Begriff Small Modular Reactors) entwickelt und gebaut /IAEA 24/. Solche Reaktoren / innovative Konzepte sehen in einigen Designs, für die erhöhte Chancen einer mittelfristigen Realisierung bestehen, z.B. kompakte, integrale Reaktordesigns und helikale Dampferzeuger vor. Die Dampferzeuger-Auslegung beruht auf einer hohen thermischen Leistungsdichte, was in der Regel mit einer komplexen Geometrie realisiert wird, in der dreidimensionale einphasige und zweiphasige Strömungen herrschen. Für die Sicherheitsbewertung von SMRs soll die Strömung und die Wärmeübertragung in den helikalen Dampferzeuger als Beispiel eines kompakten Dampferzeugers zuverlässig analysiert werden können.

Die Kerne mehrerer Reaktorkonzepte der vierten Generation werden mit flüssigen Metallen gekühlt. Flüssige Metalle haben eine hohe Wärmeleitfähigkeit und kleine Viskosität. Diese Eigenschaften führen dazu, dass sich die wandnahen Temperatur-Scherschichten wesentlich von den Impuls-Grenzschichten unterscheiden. Dies muss bei Simulationen von Wärmeübertragung korrekt berücksichtigt werden, weil es andernfalls zu verfälschten Wärmeströmen führt /ROE 18/. Eine mögliche Lösung bieten hier fortschrittliche Turbulenzmodelle der Algebraic Heat Flux (AHFM)-Klasse an. Bei diesen wird der turbulente Wärmetransport mit Hilfe einer algebraischen Gleichung bestimmt. Die Arbeiten zur Implementierung eines AHFM-Turbulenzmodells in OpenFOAM wurden bereits im Rahmen des Forschungsvorhabens *Weiterentwicklung der Rechenmethoden zur Sicherheitsbewertung innovativer Reaktorkonzepte mit Perspektive P&T* /GRS 19/ begonnen und werden hier weitergeführt.

Im aktuellen Vorhaben nehmen die nationale und internationale Zusammenarbeit sowie die Beteiligung an Aktivitäten der OECD/NEA weiterhin einen breiten Raum ein. In diesem Sinne organisiert und veranstaltet die GRS jedes Jahr das CFD-Verbund-Meeting und somit ermöglicht einen wichtigen Informationsaustausch zwischen den CFD-Verbund-Partnern.

2 Zielsetzung und Arbeitsprogramm

Das Gesamtziel der Forschungsarbeiten ist, den Open-Source-Code OpenFOAM für die Analyse von komplexen einphasigen und zweiphasigen Strömungs- und Wärmeübergangsphänomenen in Reaktoranlagen der Generationen II, III/III+ und IV sowie SMRs weiterzuentwickeln und zu validieren. Nach einer Bewertung offener Punkte für die Anwendung von CFD-Codes wie OpenFOAM /PAP 21/ und nach Rücksprache mit dem Helmholtz-Zentrum Dresden-Rossendorf (HZDR), dem Koordinator der OpenFOAM-Version für den Reaktorkühlkreislauf (NUSAR-RCS), sind die folgenden Einzelziele als prioritär für die GRS identifiziert worden. In Weiterführung von Vorarbeiten der GRS wird OpenFOAM für die **Simulation der Siedekrise unter Berücksichtigung des Conjugate Heat Transfer (CHT)** erweitert werden. Weiterhin wird die **Turbulenzmodellierung für die Analyse von Flüssigmetallströmungen** verbessert. Die Entwicklungsarbeiten werden durch die geplanten Validierungsaktivitäten zu den oben beschriebenen Themen sowie zu der **Simulation komplexer Ein- bzw. Zweiphasenströmungen in helikalen Dampferzeuger- und Brennelement-Lagerbecken-Geometrien** unterstützt. Entwicklungs- und Validierungsarbeiten werden dabei der vom HZDR für den deutschen CFD-Verbund koordinierten OpenFOAM-Version NUSAR-RCS zugutekommen und entsprechend abgestimmt erfolgen.

Simulation der Siedekrise unter Berücksichtigung des CHT

Die Bestimmung des Abstandes von der kritischen Wärmestromdichte und des Verhaltens nach Einsetzen der Siedekrise sind für die sicherheitstechnische Bewertung von Leichtwasserreaktoren von großer Bedeutung. Insbesondere wird eine zuverlässige und genaue Vorhersage des Auftretens eines kritischen Wärmefflusses angestrebt, um Sicherheitsmargen der aktuellen und zukünftigen Reaktorkernauslegungen besser bewerten zu können. Hierfür sind spezielle CHF-Modelle notwendig, wobei für die Erzielung realistischer Ergebnisse die Conjugate Heat Transfer (CHT)-Berücksichtigung erforderlich ist. Mit CHT wird der Wärmetransport zwischen Fluid und Struktur bezeichnet, für dessen Berechnung Energiegleichungen für das Fluid und für die Struktur separat gelöst werden. Im Rahmen der von BMWi, BMUV bzw. BMUKN geförderten Forschungsvorhaben führt die GRS seit einigen Jahren wissenschaftliche Arbeiten zur Erweiterung von OpenFOAM für die Simulation von CHF unter Berücksichtigung des CHT durch. Die Weiterentwicklung und Validierung des neuen GRS-CHF/CHT-Solvers wird im vorliegenden Forschungsvorhaben auf Basis von `chtMultiRegionReactingTwoPhaseEulerFoam` (RS 1566), der am HZDR gehosteten OpenFOAM-Version NUSAR-RCS und

ggf. weiteren Solvern der OpenFOAM Foundation fortgesetzt werden. Die dazugehörigen Arbeiten waren Gegenstand von Arbeitspaket 1 und sind in Kapitel 3 dokumentiert.

Validierung von OpenFOAM für Zweiphasenströmungen in Brennelement-Lagerbecken

Parallel zu den obigen Forschungsarbeiten wird der neue Zweiphasen-Solver auch für Zweiphasenströmungen in Brennelementlagerbecken validiert. Für das Ziel wird zunächst für OpenFOAM ein Modell der ALADIN (Analyse Lagerbeckenstörfall Durch Integralexperiment)-Anlage erstellt. Mehrere Anlagenzustände werden simuliert und die berechneten Staboberflächentemperaturen werden mit Messdaten verglichen. Anschließend wird die Anwendbarkeit des Solvers für reale Brennelementlager-Geometrien unter zweiphasigen Bedingungen analysiert. Die dazugehörigen Arbeiten waren Gegenstand von Arbeitspaket 2 und sind in Kapitel 474 dokumentiert.

CFD-Analyse von helikalen Dampferzeugern

Das CFD-Programm OpenFOAM sollte für die Simulation der Primärströmung in einem helikalen Dampferzeuger validiert werden. Zu diesem Zweck sollte ein Modell der Teststrecke des Helical Coil Steam Generator-Experiments der Texas A&M University (TAMU) erstellt werden. Die Strömungsverhältnisse in der innovativen Geometrie sollten mit Hilfe von einphasigen RANS (Reynolds-Averaged Navier-Stokes) bzw. URANS (Unsteady Reynolds-Averaged Navier-Stokes)-Simulationen analysiert werden. Zu diesem Zweck wurde geplant, OpenFOAM anhand des TAMU-Versuchs /YIL 18/ zu validieren. Da die GRS keinen Zugang zu den TAMU-Versuchsdaten bekommen hat, wurde die MAHICan-Versuchsreihe (University of Michigan) simuliert und der Projektplan entsprechend geändert. Die in der Helix-Spirale auftretenden Strömungsphänomene sind deutlich komplexer als im TAMU-Versuch, da die Strömung in der MAHICan-Anlage zweiphasig ist. Das Experiment ist mit „CFD-grade“-Messtechnik instrumentiert und somit für die Validierung von OpenFOAM geeignet. Die dazugehörigen Arbeiten waren Gegenstand von Arbeitspaket 3 und sind in Kapitel 5 dokumentiert.

Erweiterung der Wand- und Turbulenzmodellierung in OpenFOAM für die Simulation von Fluiden mit einer niedrigen Prandtl-Zahl

Die im Rahmen von /GRS 19/ durchgeführten Forschungsaktivitäten zur Implementierung eines AHFM-Turbulenzmodells in OpenFOAM werden fortgesetzt. Ziel dabei ist, Transienten und Störfälle in Reaktoranlagen mit Flüssigmetallen zuverlässig simulieren

zu können. Nach der vollständigen Implementierung des AHFM-Turbulenzmodells in OpenFOAM wird der erweiterte Löser anhand von TALL-3D oder anderen Flüssigmetall-Versuchen validiert. Die Forschungsarbeiten sollen in einer Kooperation mit der niederländischen Organisation NRG durchgeführt werden. Die dazugehörigen Arbeiten waren Gegenstand von Arbeitspaket 4 und sind in Kapitel 6 dokumentiert.

Bezug zu den förderpolitischen Zielen

Die in diesem Vorhaben bearbeiteten Einzelfragen sind jeweils für die sicherheitstechnische Bewertung der davon betroffenen Reaktoranlagen von grundlegendem Interesse. Dabei sind die Siedevorgänge in Lagerbecken auch nach der Abschaltung der deutschen Kernkraftwerke noch von grundlegendem Interesse und können auch auf Nasslager von Forschungsreaktoren übertragen werden. Die anderen Fragestellungen sind vor allem für die Bewertung von Kernkraftwerken im Ausland von Bedeutung. Eine verbesserte Simulation dieser Phänomene mit OpenFOAM erlaubt es, deren sicherheitstechnische Relevanz besser einschätzen zu können. Zudem konnte die GRS zu diesen Fragestellungen ihre Kompetenzen erhalten und weiterentwickeln. Schließlich kommen die hier gewonnenen Erkenntnisse nicht nur der Weiterentwicklung der CFD-Methoden zugute. Sie können auch für die weitere Absicherung und Verbesserung weiterer in der GRS entwickelter Rechenwerkzeuge genutzt werden. Damit setzen die hier dokumentierten Arbeiten die Ziele der Forschungsförderung zur nuklearen Sicherheit des BMUKN /BMUV 23/ zur Reaktorsicherheitsforschung, und hier insbesondere zu fortschrittlichen und lokal aufgelösten Methoden für die Bewertung des sicheren Betriebs und der Beherrschung von Transienten, Stör- und Unfällen, um.

3 Entwicklung und Validierung eines OpenFOAM-Lösers zur Berücksichtigung von Conjugate Heat Transfer bei kritischen Wärmestromdichten im Kernbereich eines Reaktors

Im Folgenden werden die Arbeiten und Ergebnisse zur verbesserten Berechnung von CHF mit OpenFOAM-Solvern beschrieben.

3.1 Modellierung des Wandsiedens

3.1.1 Wärmetransport bei Wandsieden

Die Siedeprozess lässt sich anhand der Wandtemperatur in vier Bereichen unterteilen: Bereich 1 (rein konvektiver Wärmeübergang in einer einphasigen Flüssigkeit), Bereich 2 (Blasensieden), Bereich 3 (Übergangssieden) und Bereich 4 (Filmsieden).

Bereich 1: $T_w > T_{\text{sat}}$

Wenn die Wandtemperatur T_w unter der Sättigungstemperatur T_{sat} bleibt, findet an der Wand kein Sieden statt. Der Wärmeübergang an die unterkühlte Flüssigkeit erfolgt durch Konvektion. Die Wärmestromdichte $\dot{q}_l$ zwischen Wand und Flüssigkeit entspricht der konvektiven Wärmestromdichte $\dot{q}_{\text{conv},l}$. Im NUSAR-Code wird der konvektive Wärmeübergang an die Mehrphasenströmung mit dem Jayatilleke-Modell /JAY 69/ berechnet. Da an der Wand kein Dampf vorhanden ist, verschwindet die Wärmestromdichte $\dot{q}_v$, die an den Dampf übertragen werden soll. Der gesamte Wärmeübergang an die Mehrphasenströmung $\dot{q}_{\text{total}}$ in diesem Bereich wird durch folgende Gleichung beschrieben:

$$\dot{q}_{\text{total}} = \dot{q}_l = \dot{q}_{\text{conv},l}; \quad \dot{q}_v = 0 \quad (3.1)$$

Bereich 2: $T_{\text{DNB}} > T_w > T_{\text{sat}}$

Wenn die Wandtemperatur die Sättigungstemperatur übersteigt, tritt Blasensieden an der Wand auf. Der Wärmetransport Richtung Flüssigkeit wird mit Hilfe des Wandwärmestrompartitionierungsmodells, auch RPI (Rensselaer Polytechnic Institute)-Wandsiedemodell nach Kurul und Podowski genannt /KUR 91/, modelliert. Das Modell wird mit der folgenden Gleichung beschrieben:

$$\dot{q}_{\text{total}} = \dot{q}_l = \dot{q}_{\text{conv},l} + \dot{q}_{\text{evap}} + \dot{q}_{\text{quench}}; \quad \dot{q}_v = 0 \quad (3.2)$$

Die gesamte Wärme wird an die Flüssigkeit übertragen. Die Wärmestromdichte wird in drei Teile aufgeteilt: konvektive Wärmeflussdichte $\dot{q}_{\text{conv},l}$, Verdampfungswärmeflussdichte $\dot{q}_{\text{evap}}$ sowie die Quenching-Wärmeflussdichte $\dot{q}_{\text{quench}}$. Im Modell wird die Gasphase als gesättigt betrachtet. Die Wärmeübertragung von der Wand an den Dampf wird dabei nicht berücksichtigt.

Mit fortschreitendem Wandsieden in Richtung CHF-Bereich steigt der Dampfgehalt an der Wand. Die direkte Wärmeübertragung von der Wand an den Dampf gewinnt zunehmend an Bedeutung. Um diesen Prozess zu berücksichtigen, wird das klassische RPI-Wandsiedemodell erweitert. Das erweiterte RPI-Modell beruht auf der folgenden Gleichung:

$$\dot{q}_{\text{total}} = f(\alpha_l) \left(\dot{q}_{\text{conv},l} + \dot{q}_{\text{evap}} + \dot{q}_{\text{quench}} \right) + (1 - f(\alpha_l)) \dot{q}_{\text{conv},v} \quad (3.3)$$

Hier wird der konvektive Wärmetransport $\dot{q}_{\text{conv},v}$ an den Dampf mitberechnet. Die Wärmeverteilung des gesamten Wandwärmestroms an die Flüssigkeits- und Dampfphase wird anhand der Umschaltfunktion $f(\alpha_l)$, welche vom Flüssigkeitsgehalt in der ersten wandnahen Zelle abhängig ist, berechnet. Dieser Modellierungsansatz wird im bestehenden Wandsiedemodell im NUSAR-RCS-Code verwendet. Er eignet sich für die Modellierung des Wandsiedens im Bereich „Blasensieden“, ist allerdings für die Berechnung des kritischen Wärmeflusses (CHF) in den Bereichen „Übergangssieden“ und „Filmsieden“ nicht ausreichend.

Bereich 3: $T_{\text{Leid}} > T_w > T_{\text{DNB}}$

Mit Überschreiten der DNB (Departure from Nucleate Boiling)-Temperatur T_{DNB} beginnt das Übergangssieden an der Wand. Hier wird die Wärmeübertragung an die Flüssigkeit $\dot{q}_{TB}$ mit dem Übergangssiedemodell berechnet. Diese Wärme wird ausschließlich für die Verdampfung verwendet. Die konvektive Wärmeübertragung $\dot{q}_{\text{conv},v}$ von der Wand an den Dampf wird berücksichtigt. Mit der Umschaltfunktion $f(\alpha_l)$ wird die Wärmeverteilung Richtung Flüssigkeitsphase und Dampfphase bestimmt:

$$\dot{q}_{\text{total}} = f(\alpha_l) \dot{q}_{TB} + (1 - f(\alpha_l)) \dot{q}_{\text{conv},v} \quad (3.4)$$

Bereich 4: $T_w > T_{\text{Leid}}$

Sobald die Wandtemperatur die Leidenfrost-Temperatur T_{Leid} erreicht, fängt das Filmsieden an der Wand an. Die Wärmeübertragung $\dot{q}_{\text{Film}}$ an die Flüssigkeit wird mithilfe des Filmsiedemodells berechnet. In diesem Bereich wird die Wand deutlich überhitzt. Die Wärmestrahlung von der Wand zum Dampf gewinnt mit höheren Wandtemperaturen zunehmend an Bedeutung. Daher werden bei der Berechnung sowohl die konvektive $\dot{q}_{\text{conv},v}$ als auch die strahlungsbedingte Wärmeübertragung an den Dampf $\dot{q}_{\text{rad},v}$ berücksichtigt. Dies wird mit der folgenden Gleichung dargestellt:

$$\dot{q}_{\text{total}} = f(\alpha_l) \dot{q}_{\text{Film}} + (1 - f(\alpha_l))(\dot{q}_{\text{conv},v} + \dot{q}_{\text{rad},v}) \quad (3.5)$$

3.1.2 Modelle zur Berücksichtigung des Filmsiedens

Im Rahmen dieser Arbeit wurden zwei Modelle, das Bromley- und das Thurgood-Modell, für die Modellierung des Filmsiedens in den NUSAR-RCS-Code implementiert.

Das Bromley-Modell /BRO 50/ für den Wärmeübergang beim Filmsieden wurde anhand von experimentellen Untersuchungen zum Filmsieden an einer horizontalen, äußeren Rohrwand entwickelt. Das Modell wurde anschließend auch für vertikale Rohrwände erweitert. Im Rahmen der Arbeit wurde ein modifiziertes Bromley-Modell, das auch den Wärmeübergang durch Wärmestrahlung berücksichtigt, in den NUSAR-RCS-Code implementiert. Der Wärmeübergangskoeffizient an der Rohrwand beim Filmsieden wird mit folgender Gleichung berechnet:

$$h_{\text{Film}} = C_n \left[\frac{k_v^3 \rho_v (\rho_l - \rho_v) L_{\text{eff}} g}{L_c \mu_v (T_w - T_{\text{sat}})} \right]^{1/4} + 0.75 h_{\text{rad},l} \quad (3.6)$$

wobei

$$L_{\text{eff}} = L + 0.4 * C_{p,v} (T_w - T_{\text{sat}}) \quad (3.7)$$

$$h_{\text{rad},l} = \frac{\sigma_{\text{SB}}}{\frac{1}{\varepsilon_w} + \frac{1}{\alpha_l} - 1} \frac{(T_w^4 - T_{\text{sat}}^4)}{T_w - T_{\text{sat}}} \quad (3.8)$$

Hier ist L_{eff} die effektive latente Verdampfungswärme, h_{rad} der Wärmeübergangskoeffizient durch Strahlung, k_v die Wärmeleitfähigkeit des Dampfs, ρ_l die Dichte der

Flüssigkeit, ρ_v die Dichte des Dampfs, g die Erdbeschleunigung, L_c die charakteristische Länge, μ_v die dynamische Viskosität des Dampfs, T_w die Wandtemperatur, T_{sat} die Sättigungstemperatur, L die latente Verdampfungswärme, σ_{SB} die Stefan-Boltzmann-Konstante, ε_w der Emissionskoeffizient der Wandoberfläche, C_n die Modellkonstante, für die in den meisten Fällen 0.62 benutzt wird.

Durch die Ersetzung der charakteristischen Länge des Bromley-Modells durch die kritische Wellenlänge der Helmholtz-Instabilität entwickelt Thurgood ein neues modifiziertes Modell /THU 82/, welches durch die folgende Gleichung beschrieben wird:

$$h_{\text{Film}} = C_n \left(\frac{D_h}{\lambda_c} \right)^{0.172} \left[\frac{k_v^3 \rho_v (\rho_l - \rho_v) L_{\text{eff}} g}{D_h \mu_v (T_w - T_{\text{sat}})} \right]^{1/4} + h_{\text{rad},l} \quad (3.9)$$

Die kritische Wellenlänge λ_c wird mit der folgenden Gleichung berechnet:

$$\lambda_c = 2\pi \sqrt{\frac{\sigma_l}{g(\rho_l - \rho_v)}} \quad (3.10)$$

Hier ist D_h der hydraulische Durchmesser, α_l die Absorptionsrate der Flüssigkeit.

Im Filmsiedebereich ist die Wand im Vergleich zum Blasensiedebereich deutlich überhitzt. Die Wärmeübertragung von der erhitzten Wand an den Dampf erfolgt nicht nur durch konvektive Wärmeübertragung, sondern auch durch Wärmestrahlung. Mit steigender Wandtemperatur wird immer mehr Wärme durch Wärmestrahlung an den Dampf abgegeben. Der Wärmeübergang an den Dampf durch Wärmestrahlung im Filmsiedebereich wird mit dem Stefan-Boltzmann-Modell berechnet:

$$h_{\text{rad},v} = \frac{\sigma_{\text{SB}}}{\frac{1}{\varepsilon_w} + \frac{1}{\alpha_v} - 1} \frac{(T_w^4 - T_v^4)}{T_w - T_v} \quad (3.11)$$

Hier α_v ist die Absorptionsrate des Dampfs und T_v Dampftemperatur in der ersten wandnahen Zelle.

3.1.3 Modelle zur Berücksichtigung des Übergangssiedens

Die Übergangssieden-Wärmestromdichte $\dot{q}_{TB}$ wird zusammen mit der CHF-Wärmestromdichte $\dot{q}_{CHF}$ und dem Minimalwärmefluss (minimum heat flux) $\dot{q}_{MHF}$ mit der folgenden Gleichung berechnet:

$$\dot{q}_{TB} = \varphi \dot{q}_{CHF} + (1 - \varphi) \dot{q}_{MHF} \quad (3.12)$$

mit

$$\varphi = W_p \frac{T_W - T_{DNB}}{T_{Leid} - T_{DNB}} \quad (3.13)$$

Hierbei ist W_p der Benetzungsparameter /SRI 10/, dessen Wert zwischen 0,1 und 0,6 liegt.

Die CHF-Wärmestromdichte unter Berücksichtigung des Einflusses der Unterkühlung /HUA 00/ wird mit der folgenden Gleichung berechnet:

$$\dot{q}_{CHF} = K_{Burn} \left(1 + 0.345 J_a / P_e^{1/4} \right) \dot{q}_{CHF, sat} \quad (3.14)$$

Hier ist J_a die Jakob-Zahl und P_e die Peclet-Zahl. K_{Burn} ist ein sogenannter Ausfallfaktor, der zwischen 0,5 und 4,0 liegt.

Die CHF-Wärmestromdichte der gesättigten Flüssigkeit wird nach dem Zuber-Modell /ZUB 58/ mit der folgenden Gleichung berechnet:

$$q_{CHF, sat} = 0.131 \rho_v L \left[\frac{\sigma_l g (\rho_l - \rho_v)}{\rho_v^2} \right]^{1/4} \quad (3.15)$$

Der Minimalwärmefluss $\dot{q}_{MHF}$ wird mit der folgenden Gleichung beschrieben /JES 92/:

$$q_{MHF} = K_{MHF} \rho_v L \left[\frac{g (\rho_l - \rho_v)}{(\rho_l + \rho_v)} \right]^{1/2} \left[\frac{\sigma_l}{g (\rho_l - \rho_v)} \right]^{1/4} \quad (3.16)$$

Mit dem Faktor K_{MHF} werden die Abweichungen im berechneten Minimalwärmefluss aufgrund lokaler transienter Effekte, Grenzschichtmodulationen, Oberflächeneigenschaften usw. berücksichtigt /SRI 10/. Sein Wert liegt zwischen 0,1 und 1.

3.1.4 Umschaltungskriterium-Modelle

Die gesamte Siedekrise ist in vier Bereichen unterteilt. Jeder Bereich wird separat mit unterschiedlichen Modellen berechnet. Die drei Temperaturen, nämlich Sättigungstemperatur, DNB-Temperatur und Leidenfrost-Temperatur, dienen als Umschaltkriterien zwischen den verschiedenen Bereichen. Die Modelle für die Sättigungstemperatur sind im NUSAR-Code bereits verfügbar. In dieser Arbeit wurden die Modelle für die DNB- und Leidenfrost-Temperaturen implementiert.

Als Kriterium zur Umschaltung von Blasensieden zu Übergangssieden wird die DNB-Temperatur benutzt. Das Modell von Schroeder-Richter /SCH 91/ wurde in den NUSAR-RCS-Code implementiert, welches mit der folgenden Gleichung ausgedrückt wird:

$$T_{DNB} = \frac{T_{sat}}{1 - \frac{R}{M} \frac{T_{sat}}{L} \ln(2\kappa + 1)} \quad (3.17)$$

Hier ist κ der isentropische Expansionsfaktor:

$$\kappa = \begin{cases} 1 + 2/3, & \text{für einatomiges Fluid} \\ 1 + 2/5, & \text{für zweiatomiges Fluid} \\ 1 + 1/3, & \text{für dreiatomiges Fluid} \end{cases}$$

$$\kappa \approx 1, \quad \text{für mehratomiges Fluid}$$

Hier ist M die molare Masse.

Das Schroeder-Richter-Modell liefert gute Ergebnisse in einem Fall mit niedrigem Druck, weist jedoch bei Druck über 12 bar deutliche Abweichungen auf. Bei Testfällen mit hohem Druck wird häufig die aus experimentellen Untersuchungen ermittelte konstante DNB-Temperatur verwendet. Dafür wird das `constant`-Modell in die DNB-Temperatur-Modellbank des NUSAR-Codes implementiert. Dieses Modell ermöglicht die Vorgabe eines konstanten Wertes für die DNB-Temperatur in der Berechnung.

Die Leidenfrost-Temperatur dient bei der Berechnung als Umschaltkriterium vom Übergangssieden zum Filmsieden. Ein einfaches Modell zur Berechnung der Leidenfrost-Temperatur ist das Spiegler-Modell /SPI 63/, das durch die folgende Gleichung ausgedrückt wird:

$$T_{\text{Leid}} = \frac{27}{32} T_c \quad (3.18)$$

Dieses Modell wird bei niedrigem Druck verwendet.

Bei höherem Druck bis hin zum kritischen Druck wird häufig das Lienhard-Modell /LIE 76/ verwendet, das durch die folgende Gleichung beschrieben wird:

$$T_{\text{Leid}} = T_c \left[0.905 + 0.095 \left(\frac{T_{\text{sat}}}{T_c} \right)^8 \right] \quad (3.19)$$

Zusätzlich zu diesen beiden Modellen wurde in die Leidenfrost-Temperatur-Modellbank des NUSAR-RCS-Codes auch ein `constant`-Modell implementiert. Dadurch kann ein konstanter Wert für die Leidenfrost-Temperatur in der Berechnung verwendet werden.

3.2 Implementierung von Wandsiedemodellen

Das im NUSAR-RCS-Code vorhandene Modell `alphatWallBoilingWallFunction` enthält nur das Modell für Blasensieden, Modelle für Übergangssieden und Filmsieden stehen nicht zur Verfügung. Die Wärmeübertragung an die Dampfphase durch Strahlung wird nicht berücksichtigt. Das Modell ist im CHF-Bereich nur eingeschränkt anwendbar. Im Rahmen dieser Arbeit wurde basierend auf dem vorhandenen Modell ein neues Modell, `alphatCHFWallBoilingWallFunction`, entwickelt. Die Modelle zu Übergangssieden und Filmsieden für die Flüssigkeitsphase, das Strahlungsmodell für die Dampfphase sowie die entsprechenden Umschaltfunktionen wurden hinzugefügt. Der Quellcode in der Programmiersprache C++ wurde vom bestehenden Modell `alphatWallBoilingWallFunction` von 1100 Zeilen auf 1700 Zeilen für das neue Modell `alphatCHFWallBoilingWallFunction` erweitert. Das neue Modell deckt die gesamte Siedekrise vom Blasensieden bis hin zum CHF-Bereich ab. Dazu wurden folgende Untermodelle in den NUSAR-RCS-Code implementiert:

- `criticalHeatFluxSubCooledModels` (Kapitel 3.1.3)
 - HuaXu
- `minimumHeatFluxModels` (Kapitel 3.1.3)
 - Jeschar
- `criticalHeatFluxModels` (Kapitel 3.1.3)
 - Zuber
- `filmBoilingModels` (Kapitel 3.1.2)
 - Bromley
 - Thurgood
- `nucleateBoilingDepartureTemperatureModels` (Kapitel 3.1.4)
 - constant
 - Schroeder
 - Lienhard
- `LeidenfrostModels` (Kapitel 3.1.4)
 - constant
 - Spiegler
- `radiationModels` (Kapitel 3.1.2)
 - StefanBoltzmann

Das neue Modell und die zugehörigen Untermodelle wurden in die Modellbank `libaddonMultiphaseEulerThermophysicalTransportModels` des NUSAR-RCS-Codes integriert. Diese ist für die Modellierung der Wärmeübertragung in Mehrphasenströmungen mit Euler-Euler-Ansatz zuständig. Die folgenden 27 C++-Routinen wurden in die Datenbank des NUSAR-RCS-Codes hinzugefügt:

- `wallBoilingSubModels/nucleateBoilingDepartureTemperatureModels/nucleateBoilingDepartureTemperatureModel/nucleateBoilingDepartureTemperatureModel.C`

- wallBoilingSubModels/nucleateBoilingDepartureTemperatureModels/nucleateBoilingDepartureTemperatureModel/nucleateBoilingDepartureTemperatureModelNew.C
- wallBoilingSubModels/nucleateBoilingDepartureTemperatureModels/constant/constant.C
- wallBoilingSubModels/nucleateBoilingDepartureTemperatureModels/Schroeder/Schroeder.C
- wallBoilingSubModels/LeidenfrostModels/LeidenfrostModel/LeidenfrostModel.C
- wallBoilingSubModels/LeidenfrostModels/LeidenfrostModel/LeidenfrostModelNew.C
- wallBoilingSubModels/nucleateBoilingDepartureTemperatureModels/constant/constant.C
- wallBoilingSubModels/LeidenfrostModels/Lienhard/Lienhard.C
- wallBoilingSubModels/LeidenfrostModels/Spiegler/Spiegler.C
- wallBoilingSubModels/minimumHeatFluxModels/minimumHeatFluxModel/minimumHeatFluxModel.C
- wallBoilingSubModels/minimumHeatFluxModels/minimumHeatFluxModel/minimumHeatFluxModelNew.C
- wallBoilingSubModels/minimumHeatFluxModels/Jeschar/Jeschar.C
- wallBoilingSubModels/criticalHeatFluxModels/criticalHeatFluxModel/criticalHeatFluxModel.C
- wallBoilingSubModels/criticalHeatFluxModels/criticalHeatFluxModel/criticalHeatFluxModelNew.C
- wallBoilingSubModels/criticalHeatFluxModels/Zuber/Zuber.C
- wallBoilingSubModels/criticalHeatFluxSubCooledModels/criticalHeatFluxSubCooledModel/criticalHeatFluxSubCooledModel.C
- wallBoilingSubModels/criticalHeatFluxSubCooledModels/criticalHeatFluxSubCooledModel/criticalHeatFluxSubCooledModelNew.C
- wallBoilingSubModels/criticalHeatFluxSubCooledModels/HuaXu/HuaXu.C

- wallBoilingSubModels/criticalHeatFluxSubCooledModels/Tatsumoto/Tatsumoto.C
- wallBoilingSubModels/filmBoilingModels/filmBoilingModel/filmBoilingModel.C
- wallBoilingSubModels/filmBoilingModels/filmBoilingModel/filmBoilingModelNew.C
- wallBoilingSubModels/filmBoilingModels/Bromley/Bromley.C
- wallBoilingSubModels/filmBoilingModels/Thurgood/Thurgood.C
- wallBoilingSubModels/radiationModels/radiationModel/radiationModel.C
- wallBoilingSubModels/radiationModels/radiationModel/radiationModelNew.C
- wallBoilingSubModels/radiationModels/StefanBoltzmann/StefanBoltzmann.C
- derivedFvPatchFields/alphatCHFWallBoilingWallFunction/alphatCHFWallBoilingWallFunctionFvPatchScalarField.C

Der vorhandene `addonMultiphaseEuler-Solver` kann die implementierten Modelle zur Berechnung des Wandsiedens verwenden. Diese Modelle werden mit der neuen Randbedingung `compressible::alphatCriticalHeatFluxWallBoilingWallFunction` aufgerufen. Die Randbedingung befindet sich in den Berechnungsdateien *alphat.gas* (für Wärmetransport in der Gasphase) und *alphat.liquid* (für Wärmetransport in der Flüssigphase). Hier ist ein Beispiel zur Randbedingung für die beheizte Wand zur Flüssigkeitsphase:

```

    heated wall
    {
        type compressible::alphatCriticalHeatFluxWallBoilingWallFunction;
        otherPhase    gas;
        phaseType     liquid;
        useLiquidTemperatureWallFunction true;
        phaseType     liquid;
        Prt           0.85;
        bubbleWaitingTimeRatio 0.8;
        wettingParameter          1;
        partitioningModel
        {
            type          Lavieville;
            alphaCrit     0.2;
        }
        LeidenfrostModel
        {
            type          Spiegler;
            Tcrit         647;
        }
    }

```

```

nucleationSiteModel
{
    type                LemmertChawla;
    Cn                  1;
    NRef                30000000;
    deltaTRef           10;
}
departureDiameterModel
{
    type                TolubinskiKostanchuk;
    dRef                0.00024;
    dMax                0.0014;
    dMin                1e-06;
}
departureFrequencyModel
{
    type                KocamustafaogullariIshii;
    Cf                  1.18;
}
criticalHeatFluxModel
{
    type                Zuber;
    Cn                  0.131;
}
criticalHeatFluxSubCooledModel
{
    type                HuaXu;
    Kburn               0.5;
}
minimumHeatFluxModel
{
    type                Jeschar;
    Kmhf                1;
}
nucleateBoilingDepartureTemperatureModel
{
    type                Schroeder;
    kg                  1.333;
}
filmBoilingModel
{
    type                Thurgood;
    Cn                  0.62;
    emissivity          0.75;
    absorptivity        1;
    Dh                  0.0192;
}
value                  uniform 0.01;
}

```

Die neue Randbedingung `compressible::alphatCriticalHeatFluxWallBoilingWallFunction` kann die neuen implementierten Submodelle für das Übergangsieden und Filmsieden und Umschaltungskfunktionen sowie die dazu benötigte

Modellkonstante (die fett markierte Zeile im Beispiel) aufrufen und für die weiteren Berechnungen verwenden.

Dazu wird die Randbedingung für die beheizte Wand zur Gasphase wie folgt beschrieben:

```
heated wall
{
    type compressible::alphatCriticalHeatFluxWallBoilingWallFunction;
    otherPhase    liquid;
    phaseType     vapour;
    useLiquidTemperatureWallFunction true;
    Prt           0.85;
    bubbleWaitingTimeRatio 0.8;
    wettingParameter          1;
    partitioningModel
    {
        type                Lavieville;
        alphaCrit           0.2;
    }
    LeidenfrostModel
    {
        type                Spiegler;
        Tcrit               647;
    }
    radiationModel
    {
        type                StefanBoltzmann;
        emissivity          0.75;
        absorptivity        0.05;
    }
    value            uniform 0;
}
```

Für die Dampfphase werden zwei zusätzliche Modelle bzw. das Leidenfrost-Modell und das Strahlungsmodell (die fett markierte Zeile im Beispiel) durch die neue Randbedingung aufgerufen. Dadurch kann der Wärmeübergang an die Dampfphase im Filmsieden-Bereich berechnet werden.

Das neu implementierte Modell `alphatCriticalHeatFluxWallBoilingWallFunction` und die zugehörigen Submodelle können in die Modellbank `libmultiphaseEulerThermophysicalTransportModels` von OpenFOAM Version 12s.1 integriert werden und stehen dann für die Verwendung mit dem vorhandenen `multiphaseEuler-Solver` in OpenFOAM Version 12s.1 zur Verfügung.

3.3 Conjugate Heat Transfer

Im NUSAR-RCS-Code steht ein modularer Solver (`foamMultiRun`) zur Verfügung, der die Simulation von Mehrphasenströmungen einschließlich gekoppelter CHT-Wärmeübertragung ermöglicht. Dieser modulare Solver verwendet einen separaten `solid`-Solver für die Berechnung der Wärmeübertragung in Festkörperregionen und einen weiteren `fluid`-Solver für die Berechnung der Mehrphasenströmung in Flüssigkeitsregionen. In dieser Arbeit wurde der Euler-Euler-Solver (`addonMultiphaseEuler`) aus dem NUSAR-RCS-Code) für die Simulation der Mehrphasenströmungen verwendet.

Die vorhandene Randbedingung `coupledMultiphaseTemperature` berechnet den Energieaustausch zwischen dem Festkörper und der Mehrphasenströmung. Diese Randbedingung stellt sicher, dass die Temperatur an der Grenzfläche zwischen den verschiedenen Bereichen so festgelegt wird, dass durch Wärmetransport zwischen den Zellen auf beiden Seiten die Energieerhaltung gewährleistet ist.

Im Rahmen dieser Arbeit wurde das neue Wandsiedemodell, einschließlich einer Erweiterung für den kritischen Wärmefluss (CHF), in den NUSAR-Code implementiert. Dieses Modell und seine dazugehörigen Submodelle wurden gemäß den Entwicklungsrichtlinien der OpenFOAM Foundation /OPE 25/ für den modularen Solver programmiert. Das neu implementierte Modell `alphatCriticalHeatFluxWallBoilingWallFunction` und seine Submodelle können in die bestehende Modellbibliothek `libaddonMultiphaseEulerThermophysicalTransportModels` des NUSAR-RCS-Codes integriert werden. Dadurch können diese neuen Modelle vom `addonMultiphaseEuler`-Solver aufgerufen und für Berechnungen im CHF-Bereich verwendet werden. Zusammen mit dem `solid`-Solver im modularen Solver (`foamMultiRun`) ermöglicht dies die Simulation des gesamten Wandsiedens, einschließlich des CHF-Bereichs, unter Berücksichtigung des CHT-Wärmeübergangs.

3.4 Verifikation der Wandsiedemodelle

3.4.1 Geometrie und Netz

Die implementierten Modelle wurden zuerst anhand von Simulationen mit einer vereinfachten 2D-Geometrie verifiziert. Hierzu wurde eine Wedge-Geometrie mit 1°-Winkel verwendet. Diese Geometrie wurde mit `blockMesh` von OpenFOAM vernetzt und auf

zwei Rechendomänen (Fluid und Solid) aufgeteilt. Die Länge der Fluid-Domäne ist 3 m, wobei der Radius 0,01 mm beträgt. Die Länge der Solid-Domäne ist 2,5 m, die Wanddicke beträgt 2 mm. Die Anzahl der Netzknoten in der Fluid-Domäne ist 1x50x1200 und in der Solid-Domäne 1x10x1000. Zwischen den zwei gegenüberliegenden Patch-Paaren (Fluid und Solid) wird eine einlagige Zellschicht verwendet. Die rotationssymmetrische Randbedingung `wedge` wurde für die beiden Patch-Paare eingesetzt. Abb. 3.1 zeigt die Geometrie und das Rechennetz des vereinfachten Testfalls.

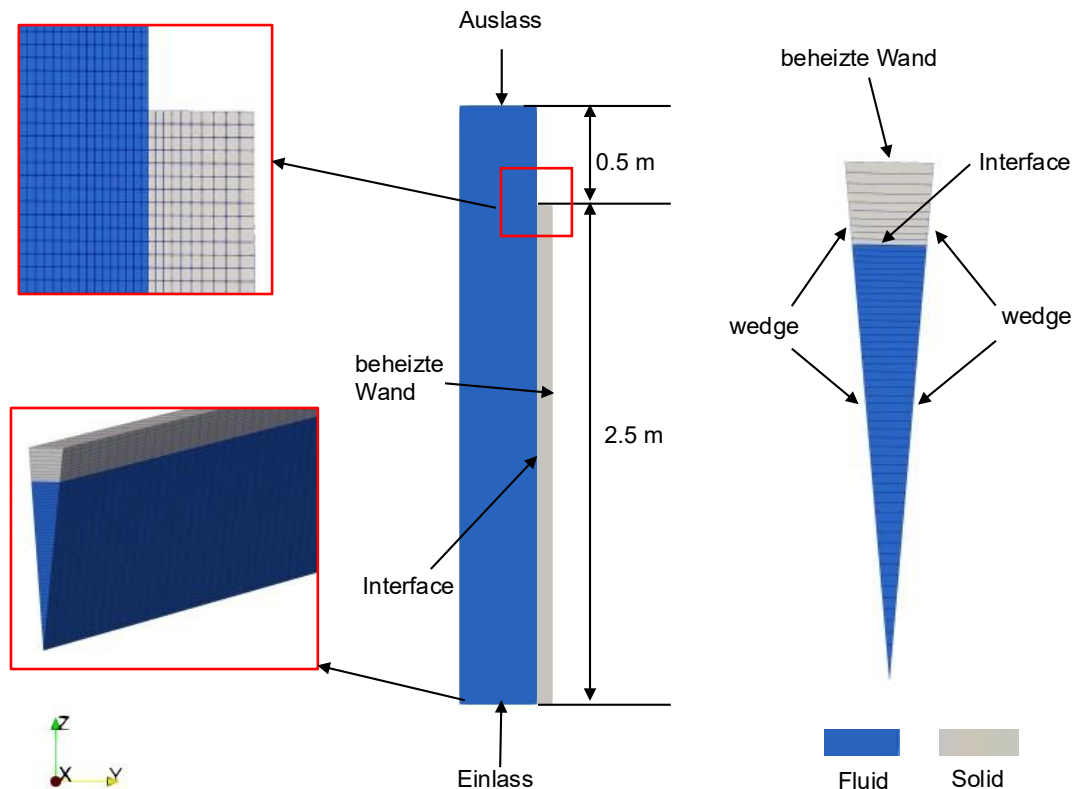


Abb. 3.1 Geometrie und Rechennetz des vereinfachten Testfalls

3.4.2 Modelle und Randbedingungen

In der Berechnung wird das `kOmegaSST`-Turbulenzmodell /MEN 94/ für Dampf verwendet, während für das Wasser `kOmegaSSTsato` eingesetzt wird. Das letztere basiert auf dem erweiterten `kOmegaSST`-Modell für Zweiphasenblasenströmung mit dem blaseninduzierten turbulenten Viskositätsmodell von Sato. Der Blasendurchmesser wird mit dem `linearTsub`-Modell von Anglart /FU 17/, / 70/ berechnet. In diesem Modell wird der Blasendurchmesser abhängig von der lokalen Fluidtemperatur berechnet. Der Wärmeübergang zwischen den beiden Phasen wird mit dem Ranz-Marshall-Modell berechnet /RAN 52/. Die Grenzflächenkräfte in Zweiphasenströmungen werden mit den in Tab. 3.1 gezeigten Modellen berücksichtigt. Zur Berechnung der Widerstandskraft wird das

TomiyamaCorrelated-Modell /TOM 02a/ verwendet, das den Widerstand der Relativbewegung zwischen Blasen und umgebendem Fluid berücksichtigt. Die Auftriebskraft wird mit dem Tomiyama-Modell /TOM 02b/ berechnet, bei dem der Auftriebskoeffizient von der modifizierten Eötvös-Zahl abhängt. Die Wandschmierkraft, die die Blase von der Wand wegdrückt, wird mit dem Frank-Modell berücksichtigt. Dieses Modell spielt eine wichtige Rolle für Simulationen mit Wandsieden, bei dem sich Blasen an der erhitzten Wand ansammeln. Die turbulente Dispersionskraft zur Berücksichtigung turbulenter Fluktuationen in Zweiphasenströmungen wird mit dem Burns-Modell /BUR 04/ modelliert. Der konstante Koeffizient 0,5 wird zur Berechnung der virtuellen Massenkraft verwendet.

Tab. 3.1 Modelle für die Zweiphasenströmung in der CFD-Simulation

Wärmetransport	RanzMarshall /RAN 52/
Reibungskraft	TomiyamaCorrelated /TOM 02a/
Auftriebskraft	Tomiyama /TOM 02b/
Wandkraft	Frank /FRA 05/
turbulente Dispersionskraft	Burns /BUR 04/
virtuelle Massenkraft	0,5

Die Materialeigenschaften von Wasser und Dampf mit Temperaturabhängigkeit der spezifischen Wärme, Dichte, Leitfähigkeit und der dynamischen Viskosität wurden aus der IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam /WAG 98/ entnommen und in OpenFOAM in tabellarischer Form verwendet.

Für die Simulation wurden folgende Randbedingungen für den Einlass, den Auslass und das Interface verwendet: Am Einlass strömte unterkühltes Wasser mit einer Temperatur von 548 K und einem konstanten Massenstrom von 0,006 kg/s ein, während ein konstanter Druck von 7,11 bar am Auslass spezifiziert wurde. Die Randbedingung `coupledMultiphaseTemperatures` wurde für Wasser und Dampf am Interface der Fluid-Domäne verwendet. Mit Hilfe der am Solid-Interface eingesetzten Randbedingung `coupledTemperature` berechnet OpenFOAM den CHT-Wärmetransport zwischen Solid und Fluid. Weiterhin wurde am Interface der Fluid-Domäne die neu implementierte Randbedingung `compressible::alphatCriticalHeatFluxWallBoilingWallFunction` für Wasser und Dampf verwendet, mit dessen Hilfe die Wärmeübertragung zwischen der Wand und der zweiphasigen Strömung berechnet wird. An der beheizten

Solid-Wand wurde eine konstante Wärmestromdichte aufgeprägt. Diese wurde schrittweise erhöht, bis der kritische Wärmefluss (CHF) erreicht wurde. Die Seitenwände wurden als rotationssymmetrisch, während alle übrigen Wände als adiabatisch spezifiziert wurden. Tab. 3.2 und Tab. 3.3 fassen die Randbedingungen für die beiden Domänen zusammen.

Tab. 3.2 Randbedingungen für die Fluid-Domäne

Randbedingung	Einlass	Auslass	Interface
p_rgh	fixedFluxPressure	prghPressure	fixedFluxPressure
U.liquid	fixedValue	pressureInletOutletVelocity	noSlip
U.gas	fixedValue	pressureInletOutletVelocity	slip
T.liquid	fixedValue	inletOutlet	coupledMultiphaseTemperature
T.gas	fixedValue	inletOutlet	coupledMultiphaseTemperature
alpha.liquid	fixedValue	inletOutlet	zeroGradient
alpha.gas	fixedValue	inletOutlet	zeroGradient
alphat.liquid	calculated	Calculated	compressible::alphatCriticalHeatFluxWallBoilingWallFunction
alphat.gas	calculated	Calculated	compressible::alphatCriticalHeatFluxWallBoilingWallFunction

Tab. 3.3 Randbedingungen für die Solid-Domäne

Randbedingung	Beheizte Wand	Interface
T	externalTemperature	coupledTemperature

In der Simulation wird das LemmertChawla-Modell zur Berechnung der Dichte der Keimbildungsstellen (nucleationSiteModel) verwendet. Der Ablösedurchmesser der Blasen wird mithilfe des TolubinskiKostanchuk-Modells (departureDiameterModel) modelliert, während die Ablösehäufigkeit der Blasen mithilfe des KocamustafaogullariIshii-Modells (departureFrequencyModel) berechnet wird. Diese drei Modelle dienen zur Berechnung der Blasensiederate. Der Druck im Testfall beträgt 70 bar. Für die DNB-Temperatur oder die Leidenfrost-Temperatur bei solch extrem

hohem Druck existiert kein passendes Modell für CFD-Berechnung. Daher wird für die DNB-Temperatur ein konstanter empirischer Wert von 610 K verwendet, während für die Leidenfrost-Temperatur nahe der kritischen Temperatur von 647 K ein konstanter Wert von 640 K angenommen wird. Der Wärmeübergang beim Übergangssieden wird mithilfe der drei Modelle `HuaXu`, `Zuber` und `Jeschar` berechnet. Filmsieden wird mit dem `Thurgood`-Modell moderiert, da Wandsieden im Testfall an der inneren Rohrwand auftritt. Das `StefanBoltzmann`-Modell dient zur Berechnung der Wärmestrahlung im Gas während des Filmsiedens. Tab. 3.4 fasst die verwendeten Wandsiedemodelle zusammen.

Tab. 3.4 Modelle für das Wandsieden in der CFD-Simulation

<code>criticalHeatFluxModel</code>	<code>Zuber</code>
Nukleationsstellen-Dichtemodell	<code>LemmertChawla</code>
Blasenablösedurchmesser-Modell	<code>TolubinskiKostanchuk</code>
Blasenablösehäufigkeit-Modell	<code>KocamustafaogullariIshii</code>
DNB-Temperatur	konstant
CHF-Modell unterkühlt	<code>HuaXu</code>
CHF-Modell gesättigt	<code>Zuber</code>
Modell für Minimalwärmefluss	<code>Jeschar</code>
Leidenfrost-Temperatur	konstant
Filmsiedemodell	<code>Thurgood</code>
Strahlungsmodell für Dampf	<code>StefanBoltzmann</code>

3.5 Auswertung der erzielten Ergebnisse

In der Simulation wird die Wärmestromdichte stufenweise erhöht. Bis zu einem Wert von $3,5 \text{ MW/m}^2$ wird kein CHF in der CFD-Rechendomäne festgestellt. Nach einer Erhöhung der Wärmestromdichte auf 4 MW/m^2 wird der CHF an der beheizten Wand erreicht. Um die Umschaltung zwischen den unterschiedlichen CHF-Modellen auf Plausibilität zu überprüfen, wurden die Temperatur- und Wärmestromdichteverläufe bei unterschiedlichen Zeitpunkten gegenüber geplottet (s. Abb. 3.2, Abb. 3.3, Abb. 3.4). In Abb. 3.2 ist zu erkennen, dass zum Zeitpunkt $t=1,92 \text{ s}$ ab einer Kanalhöhe von $2,451 \text{ m}$ die Wandtemperatur die DNB-Temperatur (610 K) übersteigt. Dadurch schaltet der OpenFOAM-Löser von Blasensiedemodell auf Übergangssiedemodell um. Die gesamte

Wärmeübertragung zu Wasser wird mit dem Übergangssiedemodell gerechnet. Ab einer Kanalhöhe von 2,458 m übersteigt die Wandtemperatur die Leidenfrost-Temperatur von 640 K und OpenFOAM schaltet von Übergangssiedemodell auf Filmsiedemodell um. Mit der Zeit erweitert sich der CHF-Bereich nach unten im Strömungskanal. Abb. 3.3 zeigt die Wandtemperatur und die Wärmestromdichte bei $t=4,64$ s. Zwischen der lila (DNB-Temperatur) und der grünen (Leidenfrost-Temperatur) Linien wird das Übergangssiedemodell eingesetzt. Sobald die Leidenfrost-Temperatur überstiegen wird, wird das Filmsiedemodell eingeschaltet. Bis $t=9$ s (Abb. 3.4) entwickelt sich ein stabiler CHF-Bereich und die Wärmestromdichte wird ab einer Kanalhöhe von 2,39 m ausschließlich mit dem Filmsiedemodell berechnet. Dadurch konnte sichergestellt werden, dass der erweiterte OpenFOAM-Löser für jede Wandzelle in Abhängigkeit von der Wandtemperatur das richtige Siedemodell einschalten kann.

Abb. 3.5 zeigt die Dampfgehaltverteilung in der Fluid-Domäne sowie die Temperaturverteilung in der Solid-Domäne bei $t=9$ s. Es ist zu sehen, dass mit aufsteigender Kanalhöhe der Dampfgehalt steigt und am Ende der beheizten Länge etwa 0,9 erreicht. Dort ist eine sehr hohe Temperatur in der Wand zu sehen. In dem kleinen Bild-Ausschnitt sieht man eine sehr hohe Wandtemperatur, die aufgrund von CHF und letztendlich durch eine verschlechterte Wärmeübertragung an Fluid entsteht.

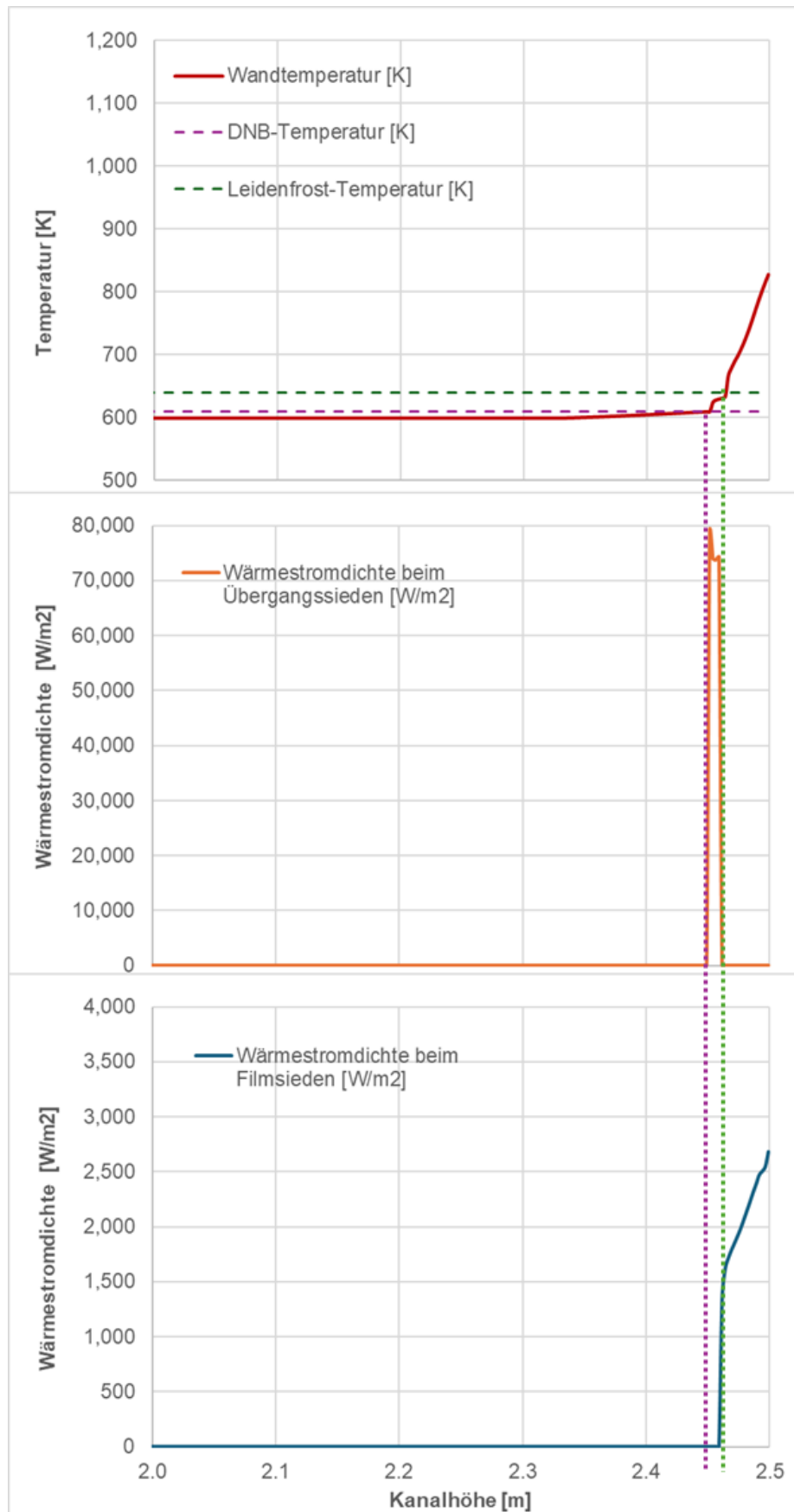


Abb. 3.2 Temperatur und Wärmestromdichte an der beheizten Wand bei $t=1,92$ s

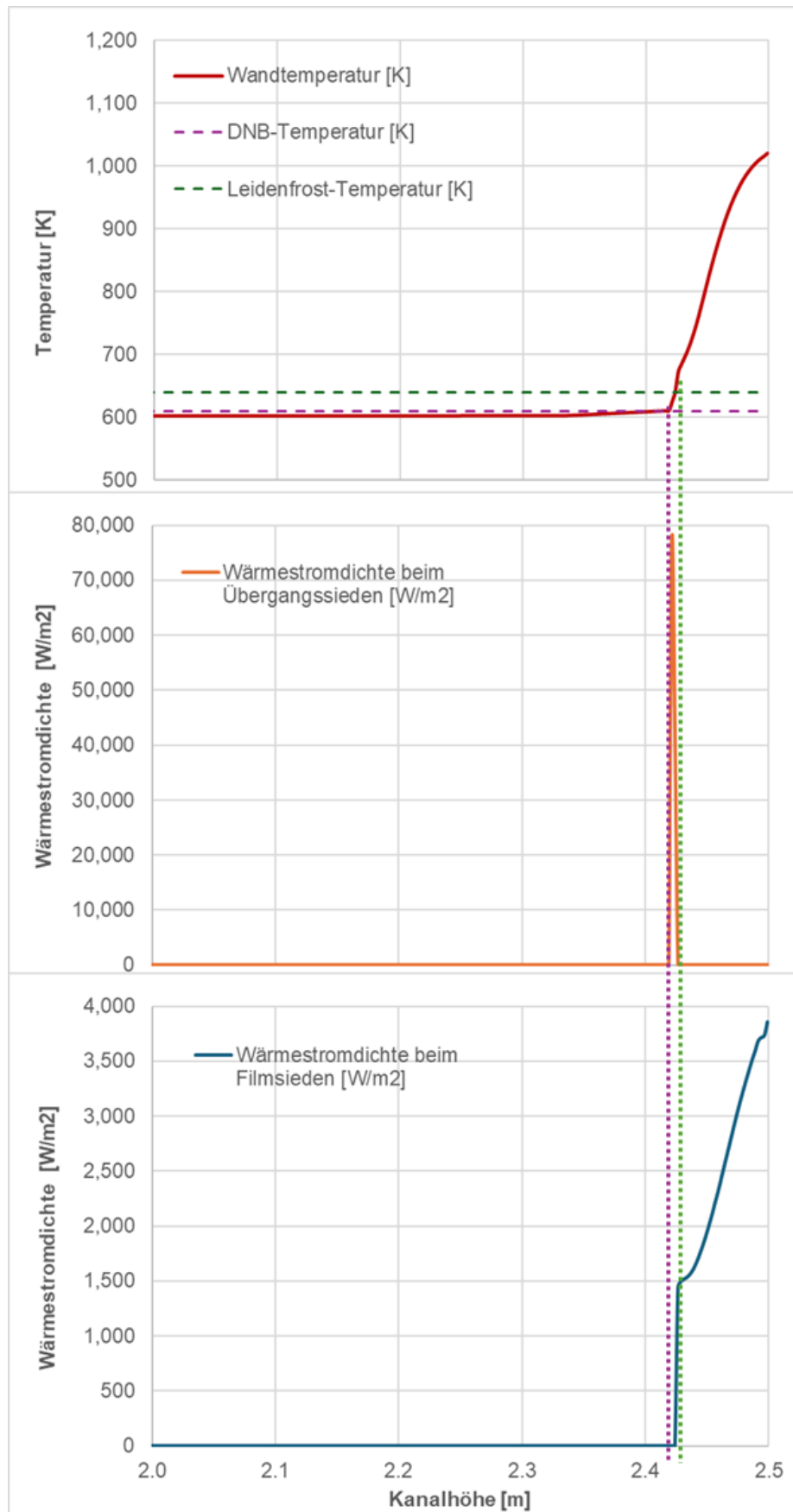


Abb. 3.3 Temperatur und Wärmestromdichte an der beheizten Wand bei $t=4,64$ s

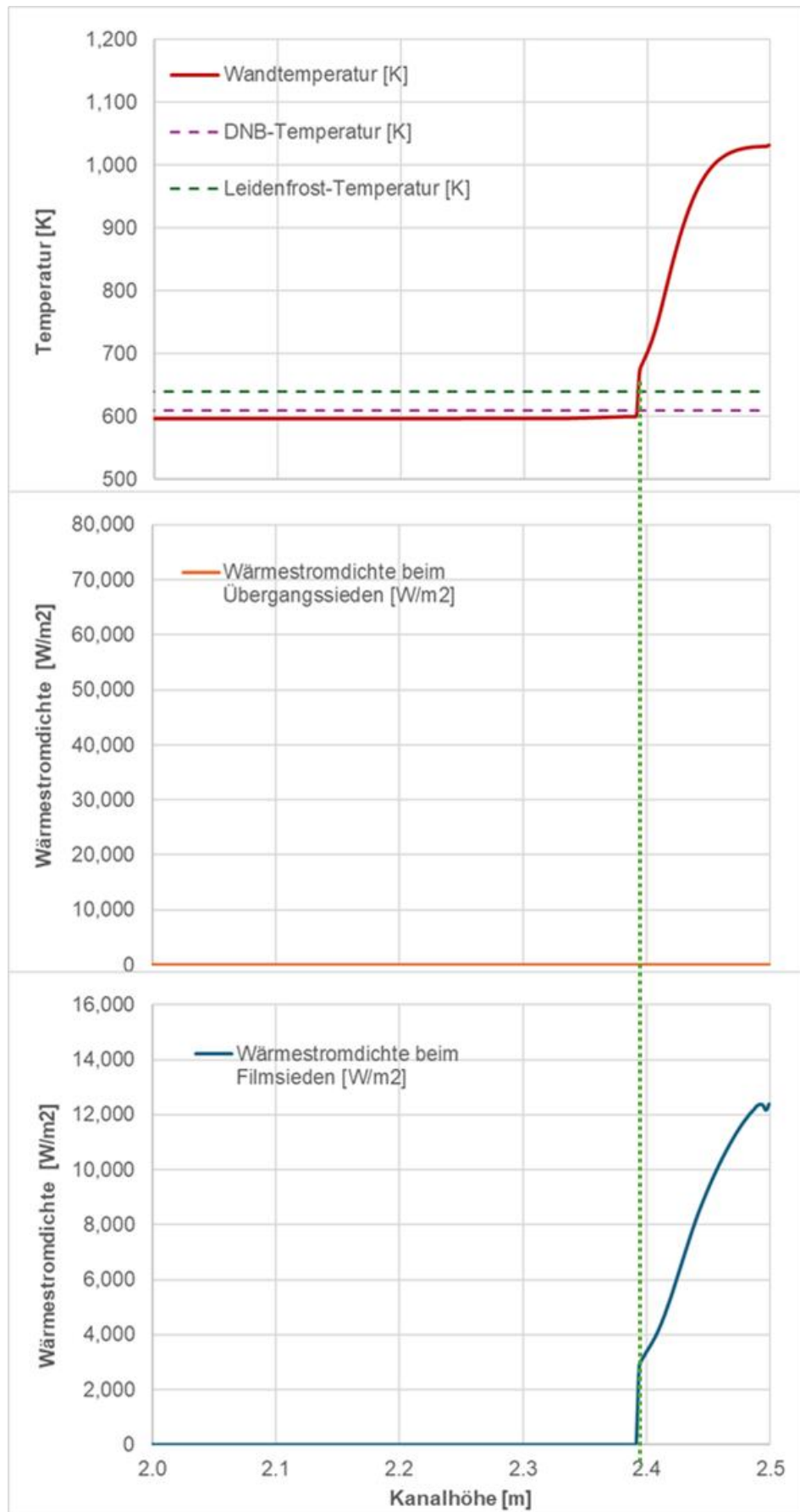


Abb. 3.4 Temperatur und Wärmestromdichte an der beheizten Wand bei $t=9$ s

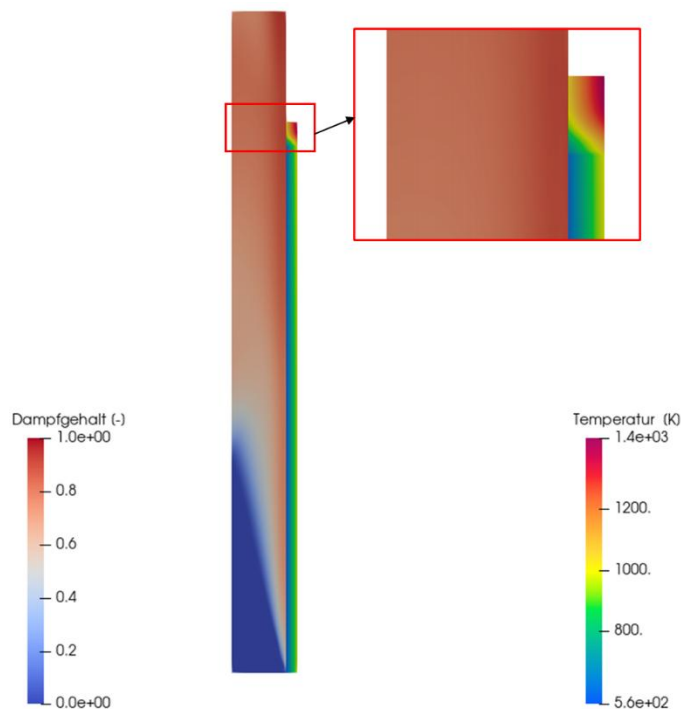


Abb. 3.5 Dampfgehalt in Fluiddomäne und Temperatur in Solid-Domäne bei $t=9$ s

3.6 Validierung anhand von Becker-Experimenten

Die Becker-Experimentalsreihe /BEC 83/ wurde für die Validierung der implementierten CHF-Modelle ausgewählt. In dieser wurden CHF-Untersuchungen in einem vertikalen Rohr unter stationären Strömungsbedingungen durchgeführt. Es wurden Testfälle mit drei unterschiedlichen Rohren bei verschiedenen Strömungsbedingungen (Temperatur, Druck, Massenstrom) durchgeführt. In dieser Arbeit wurde das Experiment mit Rohr-Innendurchmesser von 0,01 m und einem Rohr-Außendurchmesser von 0,014 m analysiert. In dem Test wurde die 7 m lange Rohrwand gleichmäßig elektrisch beheizt. An der Außenwand wurden 55 Thermoelemente entlang der beheizten Länge installiert, um die Außenwandtemperatur messen zu können.

Die zwei Testfälle Run-437 und Run-438 wurden simuliert und die entsprechenden Randbedingungen sind in Tab. 3.5 zusammengefasst.

Tab. 3.5 Randbedingungen für den Testfall Run-437 und Run-438 im Becker-Experiment

Test-Case	Run 437	Run 438
Druck	70,1 bar	70 bar
Eintrittstemperatur	548 K	549 K
Massenstrom	$1009,6 \text{ kg/m}^2/\text{s}$	$1008,9 \text{ kg/m}^2/\text{s}$
Wärmestromdichte	401000 W/m^2	499000 W/m^2

In Abb. 3.6 wird die Geometrie sowie das Rechengitter dargestellt. Um Rechenzeit zu sparen, wird nur ein Viertel der Rohr-Geometrie simuliert. Die beheizte Rohrwand ist 7 m lang und über eine Schnittstelle mit einer Festkörper-Wand gekoppelt. Am oberen und unteren Ende des Rohres befinden sich jeweils 1 m lange Rohrstücke, deren Wände als adiabatische Wände spezifiziert sind.

Für jede Rechendomäne wird mithilfe von ICEM CFD ein Hexaeder-Gitter generiert. Das Rechengitter für die Fluid-Domäne umfasst 297.000 Rechenzellen. Der Festkörperbereich konnte mit 126.000 Rechenzellen abgebildet werden. Beide Netze sind konform und das Interface besteht aus 21.000 Oberflächenzellen.

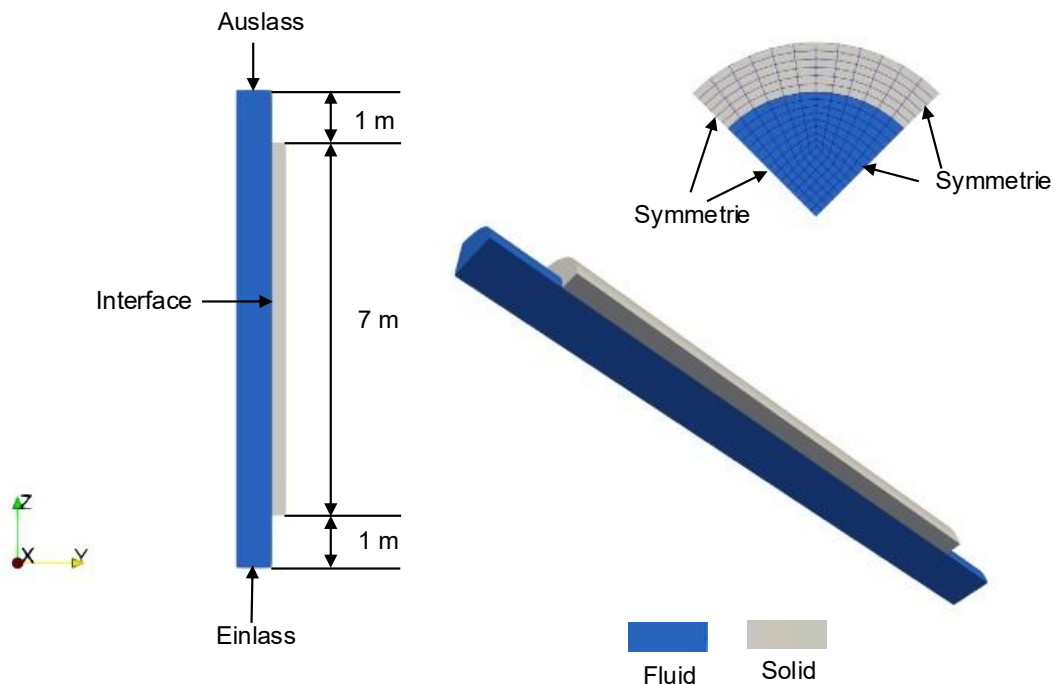


Abb. 3.6 Geometrie und Rechengitter des Rohres im Becker-Experiment

Die beiden Seiten der Fluid-Domäne und Solid-Domäne werden als Symmetrie definiert. Am Einlass wird, wie im Experiment, ein konstanter Massenstrom zugeführt, während am Auslass ein konstanter Druck herrscht. Für die Fluid-Domäne gelten dieselben Randbedingungen wie in Tab. 3.2 beschrieben. Für die Solid-Domäne wird die Randbedingung `coupledTemperature` für das Interface verwendet. Die Wärme in der Solid-Domäne wird gleichmäßig dem gesamten Volumen zugeführt. Die bereits im vorherigen Kapitel beschriebenen Zweiphasenmodelle und Wandsiedemodelle wurden auch hier eingesetzt.

Die instationären Berechnungen wurden auf dem Manitu-HPC-Cluster der GRS durchgeführt. Um die benötigte CPU-Zeit zu reduzieren, wurden die Simulationen auf 32 bis 48 parallelen Kernen durchgeführt. Ein adaptiver Zeitschritt (0,0001–0,0005 s) wurde für die Berechnung mit dem niedrigen Dampfgehalt verwendet. Für die Rechnung mit dem höheren Dampfgehalt musste der Zeitschritt auf 5E-5 s reduziert werden. Die gesamte Simulationszeit für den Testfall Run-438, vom kalten Zustand bis zum stabilen CHF, beträgt etwa 500 s. Die Berechnung mit 48 CPUs dauert etwa 3 Monate. Um Rechenzeit zu sparen, wurden in dieser Arbeit auch 2D-Simulationen testweise durchgeführt. Diese zeigten jedoch eine starke numerische Instabilität und konnten für ein 7 m langes Rohr nicht konvergieren. Aus diesem Grund wurden die Analysen in 3D weitergeführt.

In der Simulation wurde am Einlass der Teststrecke ein konstanter Massenstrom mit konstanter Temperatur (ca. 10 °C Unterkühlung) zugeführt. Die in der Wand abgegebene Wärme wurde schrittweise erhöht. Nach der Leistungserhöhung musste die Berechnung 10–15 Sekunden lang auf dem neuen Leistungsniveau mit der neuen Leistung fortgesetzt werden, damit sich das Strömungsfeld stabilisieren kann. Bei einem hohen Leistungsniveau mit einer entsprechenden Wärmestromdichte von 300,000 W/m² zeigt die Berechnung eine hohe Empfindlichkeit gegenüber Leistungsänderungen.

Abb. 3.7 zeigt die berechneten Dampfgehaltverteilung im Fluidbereich und die Temperaturverteilung im Festkörperbereich im Testfall Run-437. Da die Kanalhöhe von 7 m deutlich größer als der Rohrdurchmesser von 0,014 mm ist, wird die Kanalhöhe mit einem Verhältnis von 1:0,0075 dargestellt. Es ist ersichtlich, dass ein Großteil des Wassers schnell verdampft. Im oberen Rohr-Bereich liegt der Dampfgehalt über 0,9. Die Wandtemperatur steigt entlang der Kanalhöhe langsam an, dabei sind keine abrupten Temperatursprünge zu erkennen.

Abb. 3.7 stellt den Temperaturverlauf an der äußeren Rohrwand in der Simulation und im Experiment dar. Es ist zu sehen, dass in der Simulation die Wandtemperatur im ersten Meter langsam ansteigt. In diesem Bereich wird das leicht unterkühlte Wasser erwärmt und anschließend verdampft die Flüssigkeit. Im Bereich zwischen 1 m bis 3 m befindet sich das Wasser an der Wand im Sättigungszustand, d.h. dort findet Blasensieden statt, wobei die Wandtemperatur konstant bleibt.

Mit steigendem Dampfgehalt an der Wand wird ein Teil der Wärme an den Dampf übertragen. Der Dampf an der Wand wird leicht überhitzt, wodurch die Wandtemperatur geringfügig (um ca. 8 K) ansteigt. Die Temperatur der Innenwand liegt unterhalb der DNB-Temperatur von 610 K. Es tritt in der Berechnungsdomäne noch kein CHF auf, so wie auch im Becker-Experiment. Die Wandtemperatur im Bereich von 0 m bis 4 m ist 8–10 K höher als in der Simulation. Dies ist wahrscheinlich darauf zurückzuführen, dass die Simulation einen konstanten Zufluss und eine gleichmäßige Wärmeverteilung über die gesamte Wand annimmt. Solche idealen Randbedingungen lassen sich im Experiment nicht realisieren. Daher tritt die Abweichung zwischen Experiment und Simulation im unteren Bereich der Rohrwand auf. Oberhalb von 4 m stimmt die Wandtemperatur in der Simulation sehr gut mit der experimentell ermittelten Temperatur überein.

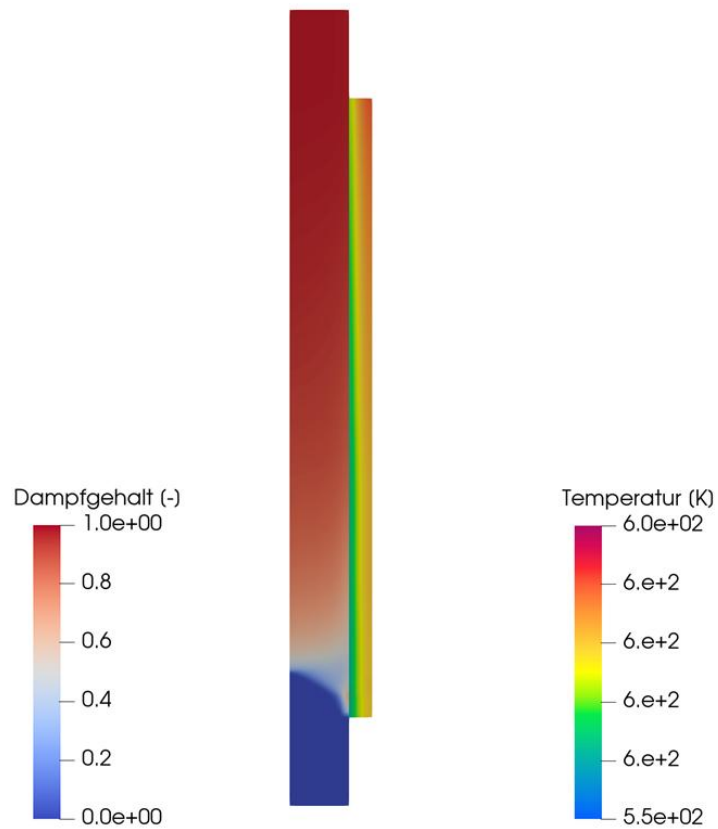


Abb. 3.7 Dampfgehalt und Wandtemperatur im Run-437 (Kanalhöhe mit einem Verhältnis von 1:0,0075 dargestellt)

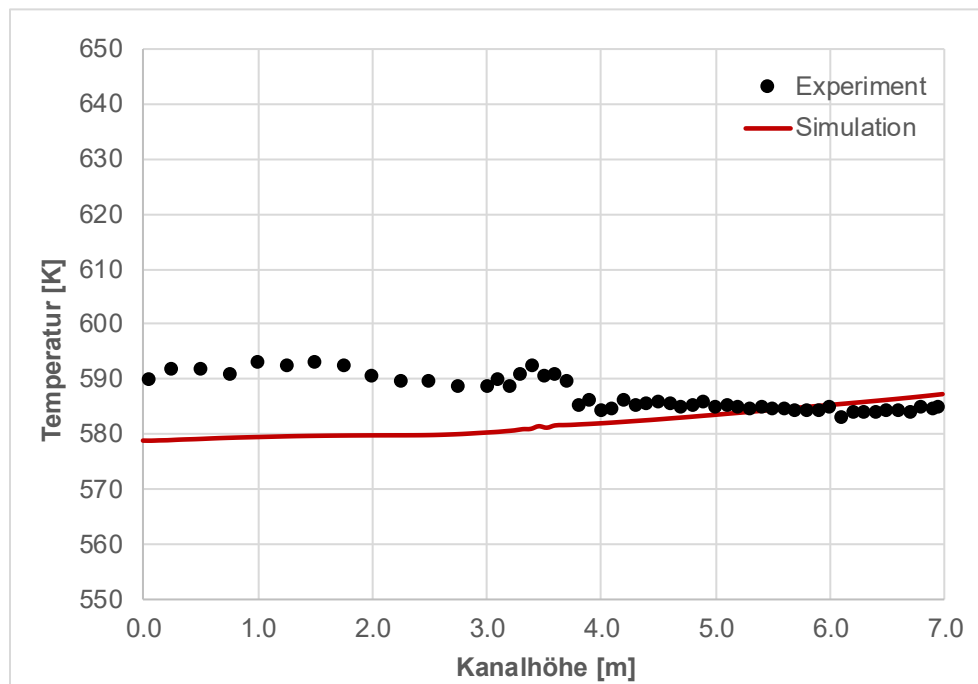


Abb. 3.8 Temperaturverlauf an der äußeren im Run-437

In Abb. 3.9 wird der Dampfgehalt sowie die Temperatur in der Fluiddomäne im Testfall Run-438 dargestellt. Die Dampfgehaltsverteilung im Fluidbereich ist im Testfall Run-438 ähnlich der im Testfall Run-437. Nahezu das gesamte Wasser ist verdampft, und der Dampfgehalt an der oberen Wand liegt über 0,9. Die Wandtemperatur steigt in einer Kanalhöhe von etwa 5,8 m sprunghaft um 140 K an, bedingt durch das Auftreten von CHF.

Abb. 3.10 zeigt das Temperaturprofil an der äußeren Rohrwand. Von 0 m bis 3 m ist die gemessene Temperatur etwas höher als die in der Simulation berechnete Temperatur, wie auch im Testfall Run-437. Von 3 m bis 5,85 m steigt die Temperatur sowohl in der Simulation als auch im Experiment langsam an. Die Temperatur in der Simulation stimmt sehr gut mit der in diesem Bereich gemessenen Temperatur überein. Oberhalb von 5,85 m steigt die Temperatur sprunghaft an, da die Temperatur an der inneren Rohrwand über der DNB-Temperatur liegt. An dieser Stelle beginnt das Übergangssieden und geht anschließend in Filmsieden über. Der Wärmeübergang im Wasser ist im Vergleich zum Blasensieden deutlich beeinträchtigt. Der größte Teil der Wärme wird an den Dampf abgegeben. Der Dampf an der Wand wird überhitzt und die Wandtemperatur steigt auch stark an. Die Simulation zeigt im CHF-Bereich eine gute Übereinstimmung mit dem Experiment. Der CHF-Startpunkt liegt in der Simulation bei 5,8 m und damit nur 0,2 m tiefer als im Experiment. Die maximale Temperatur am Rohrende wird in der Simulation um nur 6 K unterschätzt. Dies zeigt, dass die implementierten Modelle das in diesem Versuch auftretende CHF-Phänomen vorhersagen können.

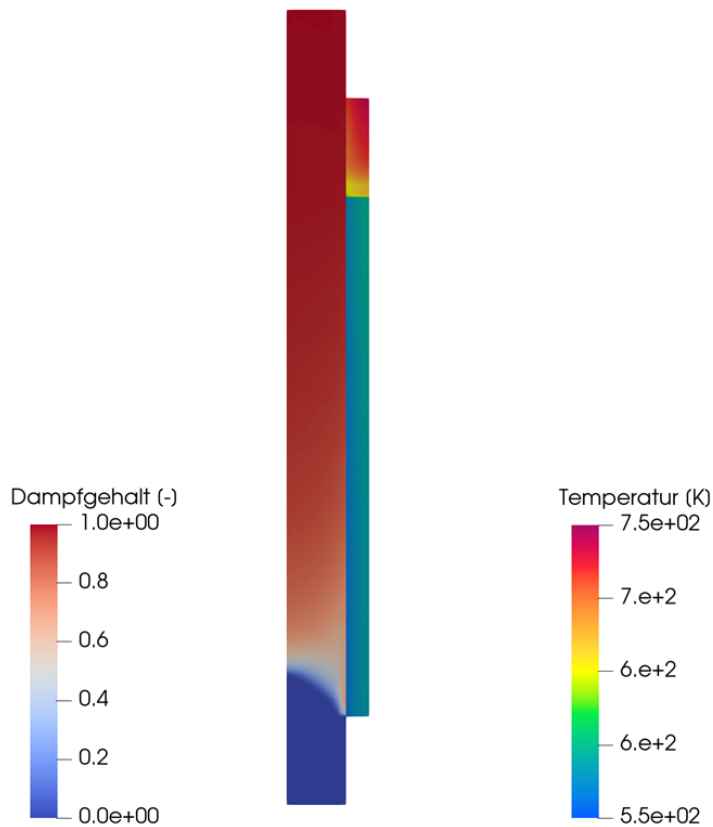


Abb. 3.9 Dampfgehalt und Wandtemperatur im Run-438 (Kanalhöhe mit einem Verhältnis von 1:0,0075 dargestellt)

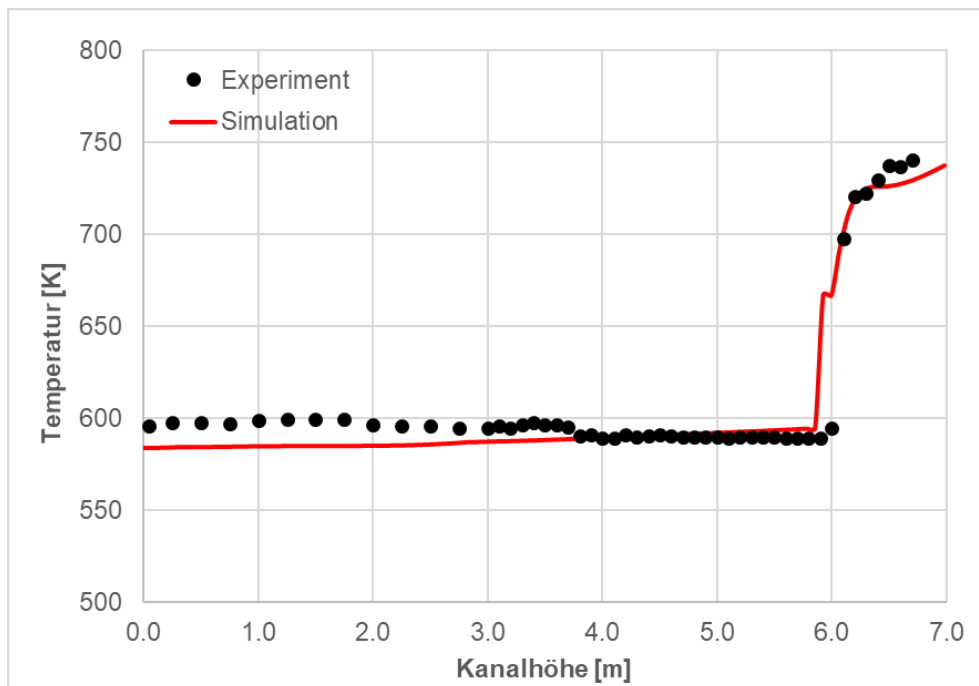


Abb. 3.10 Temperaturverlauf an der äußeren Rohrwand in der Simulation und im Experiment im Testfall Run-438

3.7 Validierung der CHF-Modelle anhand des BFBT-Benchmarks

Zur Validierung der implementierten Modelle wurde auch der OECD/NRC-Benchmark „BWR Full-Size Fine-Mesh Bundle Tests (BFBT)“ /UTS 06/ ausgewählt. Im Rahmen des BFBT-Benchmarks wurden zahlreiche Tests an verschiedenen Brennelementbündeln unter typischen Betriebsbedingungen von Siedewasserreaktoren durchgeführt. Eine elektrisch beheizte Teststrecke diente zur Simulation eines Brennelementbündels in Originalgröße. Der Versuchsaufbau bildet eine ähnliche Zweiphasenströmung unter den in Siedewasserreaktoren auftretenden Hochdruck- und Hochtemperaturbedingungen nach. Während der Tests wurden Dampfgehalt und kritische Leistung gemessen. Diese hochauflösenden, skalierten experimentellen Daten werden zur Validierung und Weiterentwicklung der Modelle verwendet.

In der Exercise 2 von Phase 2 des BFBT-Benchmark-Benchmarks wurden verschiedene Untersuchungen zur instationären kritischen Leistung im Brennelementbündel durchgeführt. Einer dieser Tests wurde im Rahmen der CHF-Untersuchungen mit OpenFOAM analysiert. Das experimentelle BFBT-Brennelementbündel C3 ist in Abb. 3.11 dargestellt. Das Brennelementbündel besteht aus 60 elektrisch beheizten Stäben mit einem Außendurchmesser von 0,0123 m und simuliert ein 8x8-SWR-Brennelement. In der Mitte befindet sich ein nicht beheizter Wasserstab mit Außendurchmesser von 0,034 m. Der Abstand zwischen den Stäben ist 0,00162 m, die Innenbreite der Kanalbox beträgt 0,1325 m.

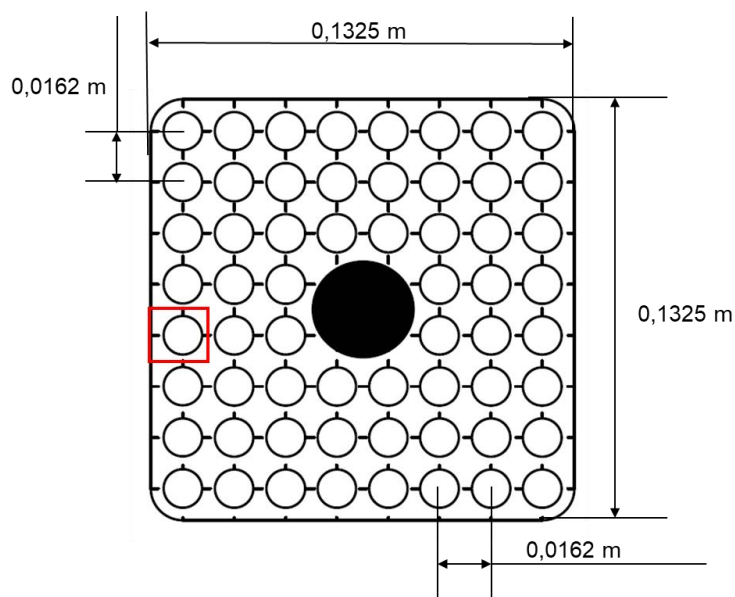


Abb. 3.11 BFBT-Brennelementbündel C3 /UTS 06/

Um die realen Bedingungen eines Siedewasserreaktors zu simulieren, werden die 60 Heizstäbe ungleichmäßig erhitzt. Abb. 3.12 zeigt die Stabnummer und die normierte Leistung jedes Stabes. Die Leistungsverteilung entlang der Stabhöhe ist auch ungleichmäßig (Abb. 3.13).

1	2	3	4	5	6	7	8	1.15	1.30	1.15	1.30	1.30	1.15	1.30	1.15
9	10	11	12	13	14	15	16	1.30	0.45	0.89	0.89	0.89	0.45	1.15	1.30
17	18	19	20	21	22	23	24	1.15	0.89	0.89	0.89	0.89	0.89	0.45	1.15
25	26	27			28	29	30	1.30	0.89	0.89			0.89	0.89	1.15
31	32	33			34	35	36	1.30	0.89	0.89			0.89	0.89	1.15
37	38	39	40	41	42	43	44	1.15	0.45	0.89	0.89	0.89	0.89	0.45	1.15
45	46	47	48	49	50	51	52	1.30	1.15	0.45	0.89	0.89	0.45	1.15	1.30
53	54	55	56	57	58	59	60	1.15	1.30	1.15	1.15	1.15	1.15	1.30	1.15

Abb. 3.12 Stabnummer und Leistungsverteilung im untersuchten Brennelementbündel C3 /UTS 06/

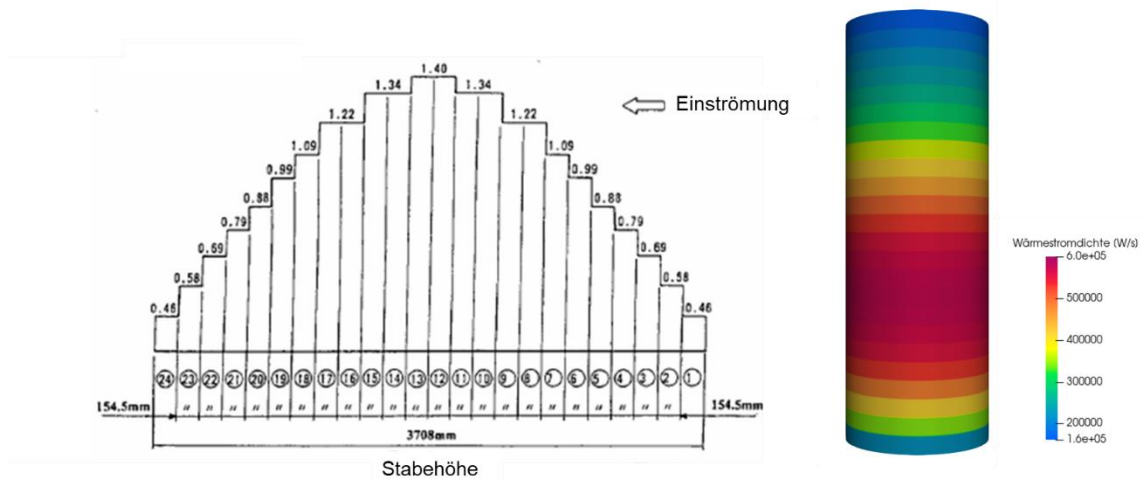


Abb. 3.13 Verteilung der Wärmestromdichte im Experiment (links) und OpenFOAM-Simulation (rechts) im untersuchten Brennelementbündel C3 /UTS 06/

Das Experiment simuliert eine Turbinenschnellabschaltung ohne Bypass in einem Siedewasserreaktor. Die zeitliche Entwicklung der Einlasstemperatur, des normierten Massenstroms und der Wärmestromdichte ist in Abb. 3.14 dargestellt.

Während der gesamten Testdauer bleibt die Eintrittstemperatur konstant. Ab etwa 22 s steigt die Wärmestromdichte innerhalb von 1,1 s sprunghaft um 50 % an und fällt dann innerhalb von 0,3 s rapide auf 87 % der normalen Betriebswärmestromdichte ab. Anschließend sinkt die Wärmestromdichte weiter und erreicht nach 35 s 20 %. Auch der Massenstrom fällt ab etwa 22 s rapide ab und erreicht nach 35 s 50 %.

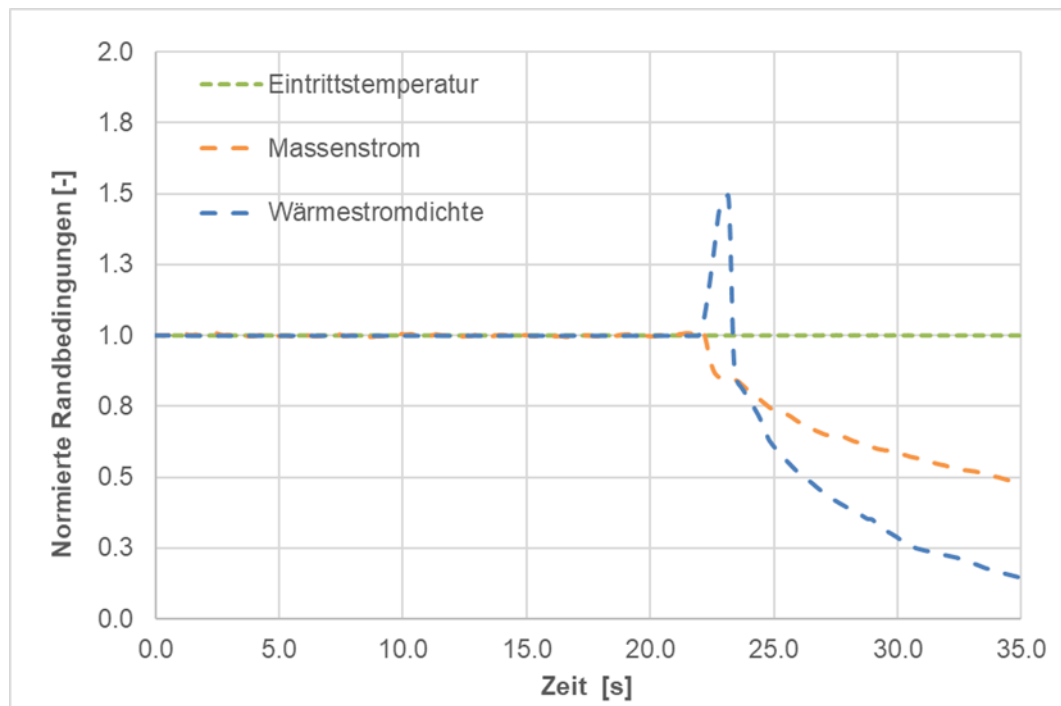


Abb. 3.14 Normierte Eintrittstemperatur, Massenstrom und Wärmestromdichte im Brennelementbündel C3 bei Turbinenschnellabschaltung ohne Bypass

In den Versuchen wurde die Temperatur der Stabwand in verschiedenen Abschnitten mithilfe von Chrom-Aluminium-Thermoelementen mit 0,5 mm Durchmesser innerhalb der Verkleidung gemessen. Die Messpositionen sind in Abb. 3.15 dargestellt. Für Stab Nr. 31 wurden zwei Messpunkte im Abschnitt C (in einer Höhe von 2,479 m) und vier Messpunkte im Abschnitt B (in einer Höhe von 3,003 m) installiert.

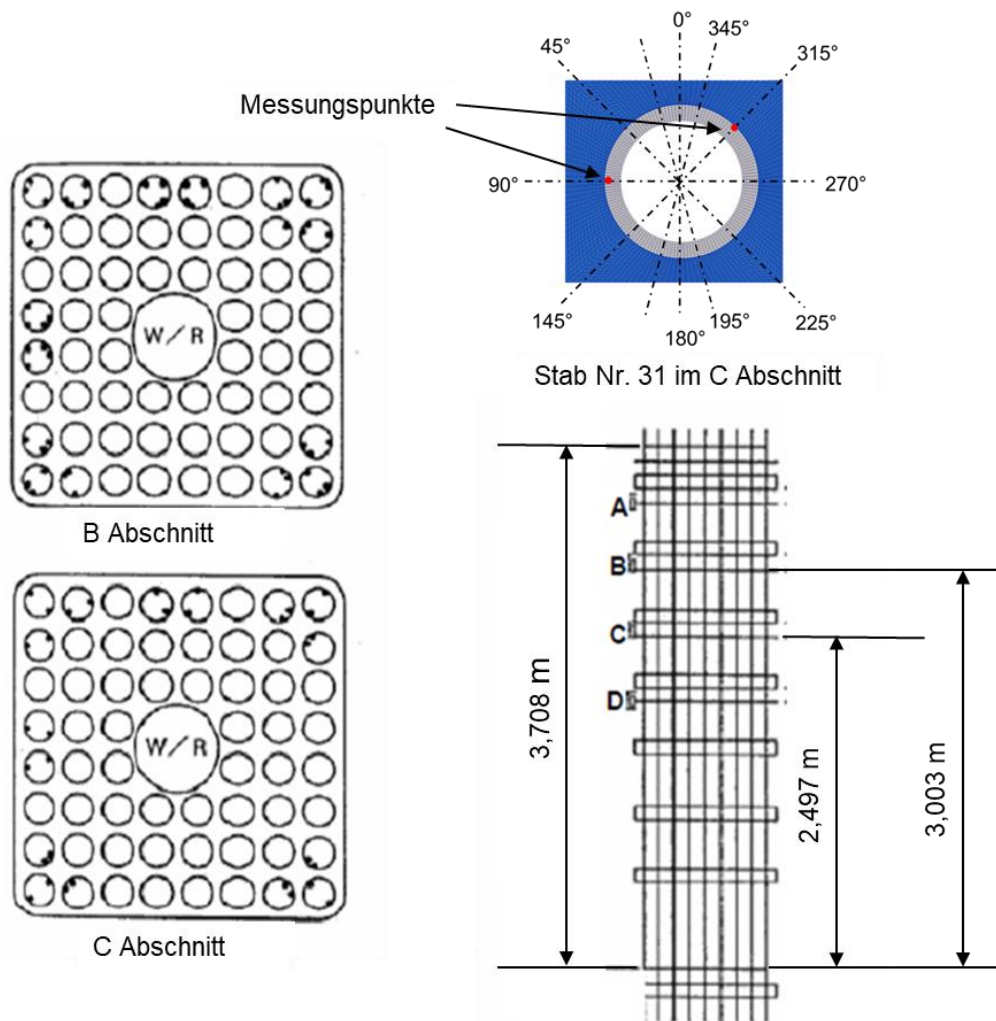


Abb. 3.15 Messpunkte im untersuchten Brennelementbündel C3

Hier wurden Stab Nr. 31 und der umgebende Kanal (der rot umrandete Bereich in Abbildung Abb. 3.11 und Abb. 3.12) simuliert. Die simulierte Geometrie ist in Abb. 3.16 dargestellt. Die Gesamthöhe des Kanals (Fluidbereich) beträgt 4,708 m, wovon 3,708 m beheizt werden. Die Kanalbreite ist 0,0162 m, wobei sich der Stab nicht exakt in der Mitte des Kanals befindet. Der Abstand von der Kanalmitte zur Wand beträgt 0,0093 und der Abstand zum Symmetriepunkt ist 0,0081 m. Der beheizte Stab wird als Solid-Domäne spezifiziert.

Mithilfe von ICEM CFD wurden für die beiden Domänen Hexa-Gitter generiert. Das Rechengitter für die Fluiddomäne umfasst 1.612.800 Rechenzellen, während das Gitter für die Festkörperdomäne aus 635.904 Rechenzellen besteht. Das Interface-Netz ist für beide Domänen identisch und besteht aus 79.488 Oberflächenzellen.

Der CHT-Wärmetransport zwischen den beiden Fluiden wurde mit Hilfe einer entsprechenden `interface`-Randbedingung berücksichtigt. Die drei Seiten der Fluid-Domäne wurden als `symmetry` spezifiziert und die vierte Seite wurde als adiabatische Wand definiert. Am Einlass wird, wie im Experiment (Abb. 3.14), kaltes Wasser mit einem zeitlich veränderlichen Massenstrom (auf Grund der Turbinnenschnellabschaltung) zugeführt. Die Einlasstemperatur bleibt im Experiment nahezu konstant (siehe Abb. 3.14), daher wird in der Simulation am Einlass der CFD-Domäne eine konstante Temperatur von 548,6 K eingestellt. Am Auslass wird ein konstanter Druck von 71 bar spezifiziert. Die Wärmestromdichteverteilung (siehe Abb. 3.13 und ihre zeitliche Entwicklung Abb. 3.14) an der beheizten Wand des Stabes werden in der Simulation durch eine `codedMixed`-Randbedingung nachgebildet. Die Basis-Wärmestromdichte beträgt $1,06 \cdot 10^6 \text{ W/m}^2$ und der Massenstrom 11,63 kg/s am Anfang der Simulation. Die übrigen Randbedingungen, die in dieser Simulation angewendet werden, sind die gleichen wie in der vorigen Simulation (s. Tab. 3.2 und Tab. 3.3). Die in dieser Simulation verwendeten Zweiphasenströmungsmodelle sind in Tab. 3.1 zusammengefasst. Für Blasensieden und Übergangssieden werden dieselben Modelle verwendet wie in den beiden vorherigen Simulationen (siehe Tab. 3.4). Anstelle des `Thurgood`-Modells wird für das Filmsieden das `Bromley`-Modell verwendet, da das Wandsieden in dieser Simulation an der äußeren Rohrwand stattfindet.

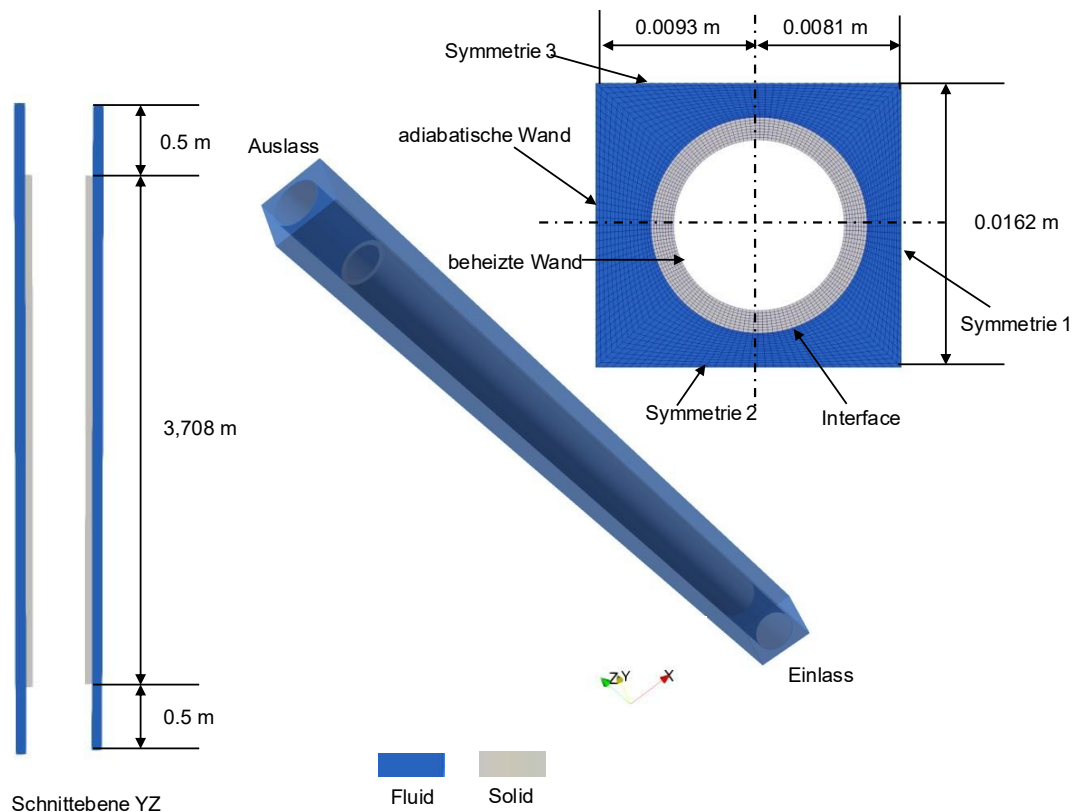


Abb. 3.16 Geometrie und Rechennetz der Simulation für das BFBT-Benchmark

Die instationäre Rechnung wurde auf dem Manitu-HPC-Cluster der GRS durchgeführt. Es wurde eine Zeitschrittgröße von $1\text{E-}4$ s, verwendet bis der maximale Dampfgehalt im oberen Teststreckenbereich ca. 50% erreicht hat, danach wurde der Zeitschritt halbiert. Die Berechnung von 50 s Simulationszeit dauerte etwa 1 Woche auf 144 parallelen Rechenkernen.

Abb. 3.17 zeigt den Dampfgehalt im Kanal und die Temperatur an der Stab-Wand im Abschnitt C. Die Temperaturverläufe an den verschiedenen Positionen der Stab-Wand stellt Abb. 3.18 dar.

Zum Zeitpunkt $t = 21,5$ s befindet sich die Teststrecke im normalen Betriebszustand (Reaktor-Nennbetrieb). Es ist erkennbar, dass der Dampfgehalt ungleichmäßig in der Schnitt-Ebene verteilt ist. An den Positionen mit Winkeln von 180° , 270° und 345° liegt der Dampfgehalt bereits über 0,8. An diesen Stellen wird dem Dampf weitere Wärme zugeführt und dieser wird leicht überhitzt (Abb. 3.18). Die Temperatur an den Punkten Sim-C180, Sim-C270 und Sim-C345 ist etwa 7 K höher als die Temperatur an den Punkten Sim-C90 und Sim-C315.

Ab $t > 22$ s nimmt der Massenstrom rapide ab und die Wärmestromdichte an den Staboberflächen steigt sprunghaft an. Der Dampfgehalt im Kanal und die Temperatur der Stab-Wand steigen. Zum Zeitpunkt $t = 23$ s liegt der Dampfgehalt an der gesamten Stab-Wand über 0,85. Die Temperatur an allen fünf Vergleichspunkten steigt zwischen $t = 22$ s und $t = 23$ s um etwa 15 K.

Danach steigt die Wandtemperatur weiter an. An einigen Stellen übersteigt die Oberflächentemperatur die DNB-Temperatur, wodurch die Modelle für den Siedeübergang aktiviert werden. Ein Großteil der Wärme wird an den Dampf abgegeben, wodurch der Dampf überhitzt wird. Innerhalb der Wand sind große Temperatursprünge zu beobachten (Abb. 3.18). Zum Zeitpunkt $t = 23,2$ s ist die Temperatur an den Punkten Sim-C195 und Sim-C345 um mehr als 50 K höher als an den übrigen Stellen. Die Temperatur an den Positionen Sim-C195 und Sim-C345 steigt weiter an und erreicht ihren Höchstwert (651 K an Position Sim-C345) zum Zeitpunkt $t = 23,9$ s. Anschließend sinkt die Wandtemperatur an beiden Positionen rapide, während die Wandtemperatur an den anderen drei Stellen ab etwa 23,5 s langsamer abfällt. Die Temperaturen gleichen sich an allen Stellen an und sind zum Zeitpunkt $t = 30$ s mit 566 K nahezu identisch. Aufgrund der sinkenden Stableistung sinkt auch der Wärmestrom (s. Abb. 3.14), und der Dampfgehalt sinkt an der Wand bis auf 0,75 (Abb. 3.17, unten rechts).

Im Experiment wird die Wandtemperatur an vier Positionen in Abschnitt B (in einer Höhe von 3,003 m) gemessen. An diesen Messpunkten tritt, wie auch in der Simulation, kein CHF auf. Am Messpunkt C-90 in Abschnitt B ist im Experiment ebenfalls kein CHF eingetreten.

Der kritische Wärmefluss (CHF) wurde am Messpunkt C315 gemessen. An derselben Position in der Simulation (Sim-C315) tritt kein CHF auf, stattdessen wird der CHF an der benachbarten Position von Sim-C345 beobachtet. Die CHF-Position in der Simulation weicht um etwa 30° vom Experiment ab. Abb. 3.19 vergleicht die Temperaturprofile von Experiment und Simulation. Die qualitative Übereinstimmung ist gut. Der quantitative Vergleich ergibt einen Temperatursprung in der Simulation um 0,5 s früher als im Experiment, dabei wird aber die maximale Temperatur um 40 K unterschätzt.

Die Abweichung zwischen Experiment und Simulation ist wahrscheinlich darauf zurückzuführen, dass in der Simulation ein Unterkanal mit Symmetrierandbedingungen berücksichtigt wird. Im Experiment ist weder die Geometrie noch die Leistungsverteilung ganz

symmetrisch. Dies führt auch zu einer asymmetrischen Dampfverteilung im Kanal, was eine wichtige Rolle für das Auftreten des kritischen Wärmeflusses spielt.

Um dies etwas näher zu untersuchen, wurde ein neues Rechengitter mit 15 Stäben erstellt (Abb. 3.20). Das Rechengitter für die Fluid-Domänen umfasst 7,66 Millionen Rechenzellen, das Gitter für die Solid-Domäne 2,38 Millionen. Eine erste Testberechnung mit dem Rechengitter wurde durchgeführt. Es wurde festgestellt, dass mit den bisherigen Zeitschritten eine Simulation von 50 s Problemzeit etwa 3 Monate auf 192 parallelen Kernen laufen wird. Aus diesem Grund war es nicht möglich, diese zusätzliche Analyse während der Projektlaufzeit durchzuführen.

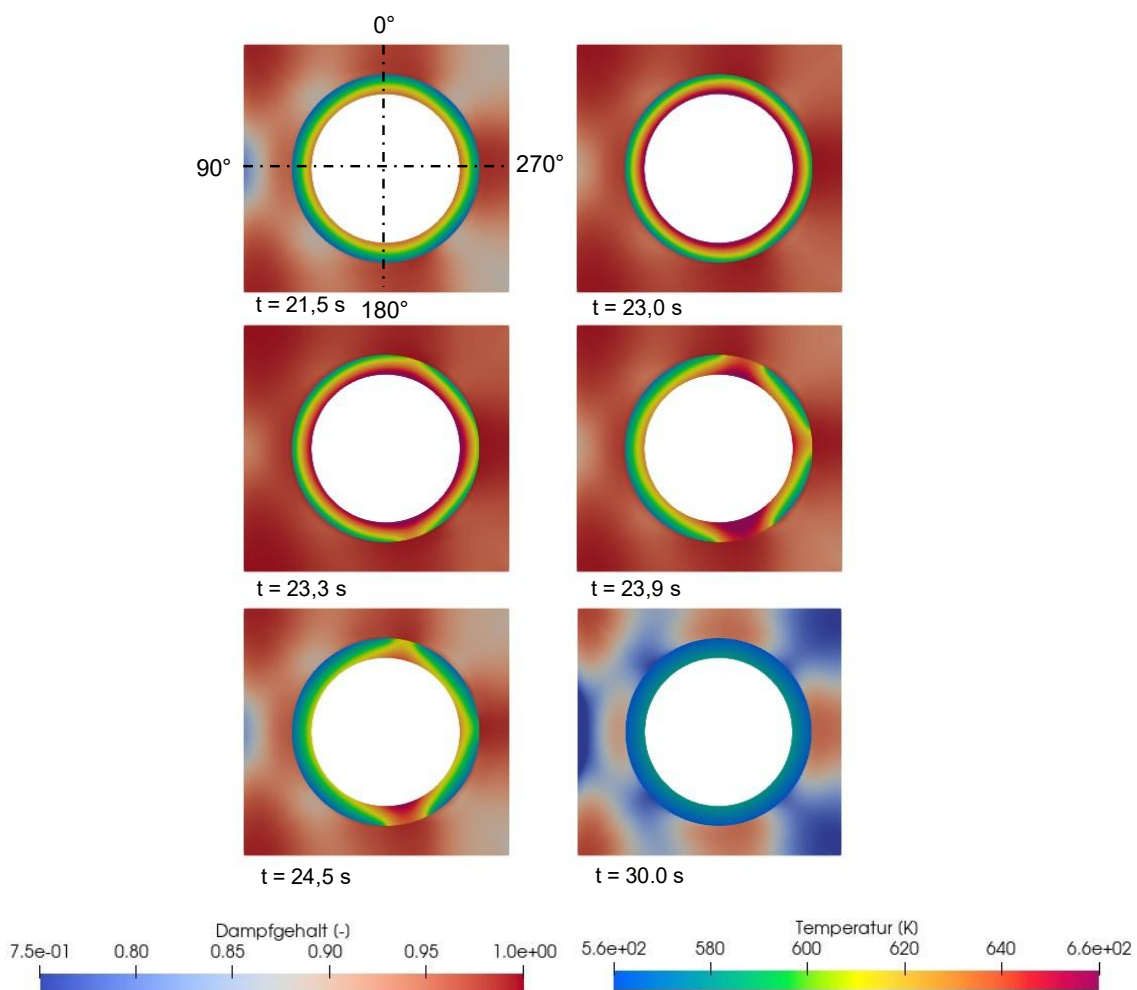


Abb. 3.17 Dampfgehalt in der Fluiddomäne und Temperatur in der Solid-Domäne im Abschnitt C

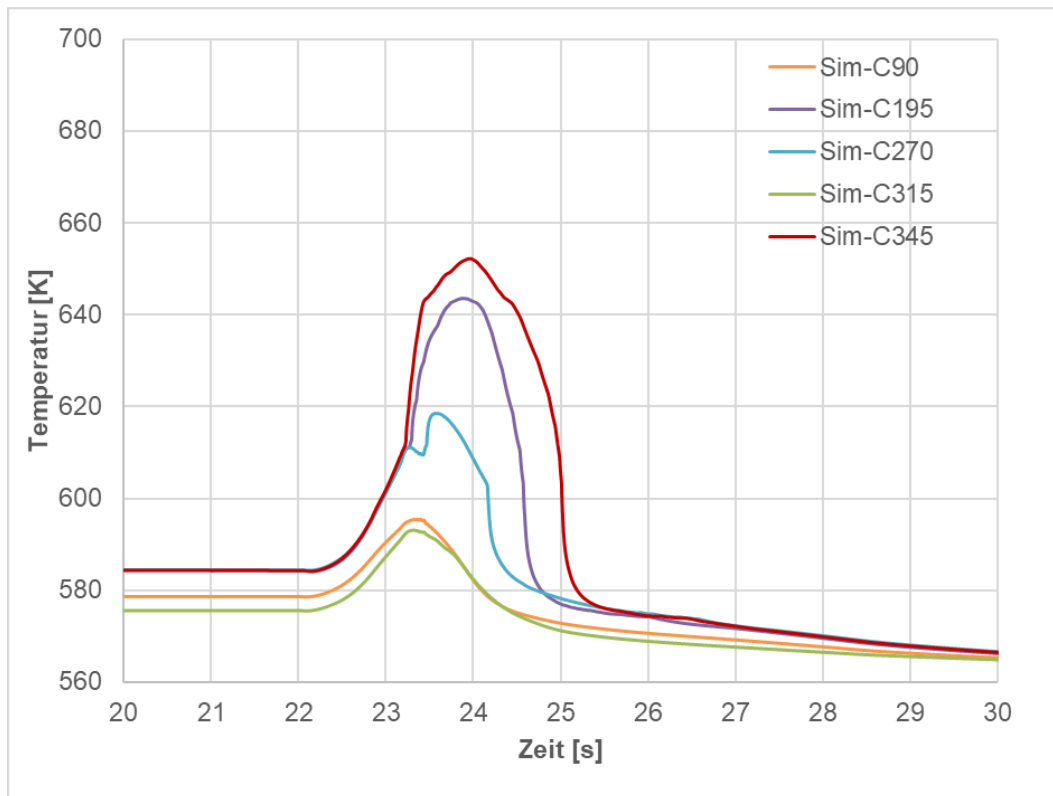


Abb. 3.18 Temperaturverläufe an verschiedenen Wand-Positionen im Abschnitt C

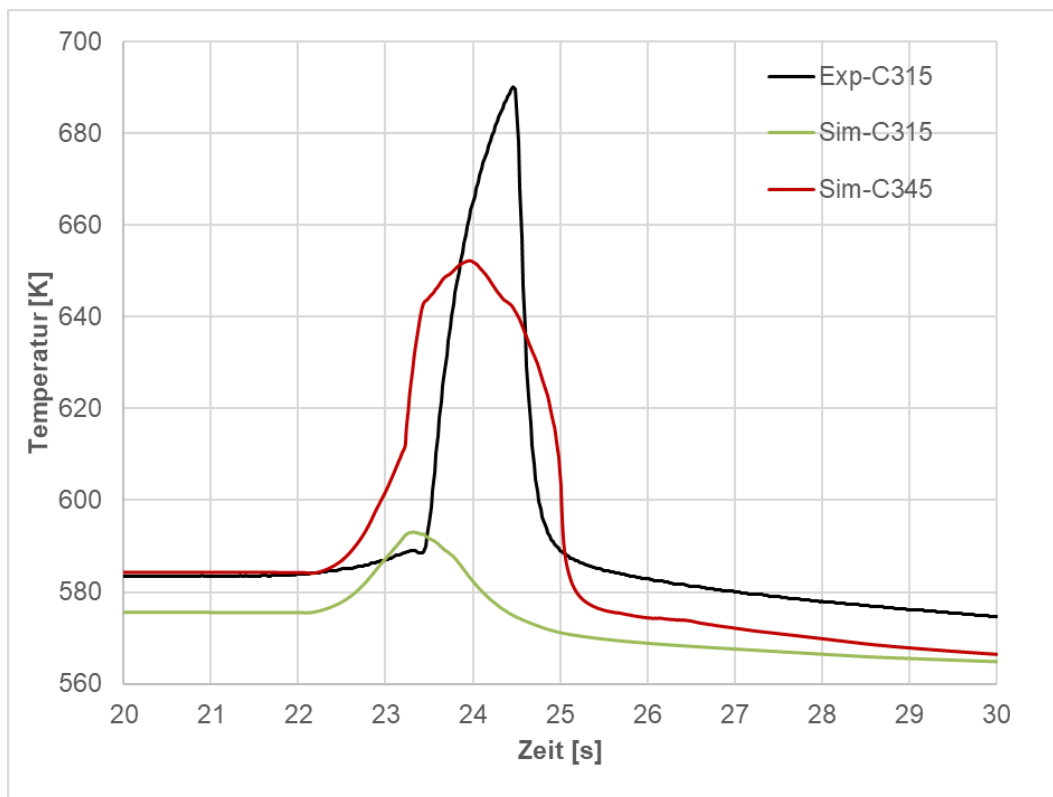


Abb. 3.19 Vergleich der Temperaturverläufe von Experiment und Simulation

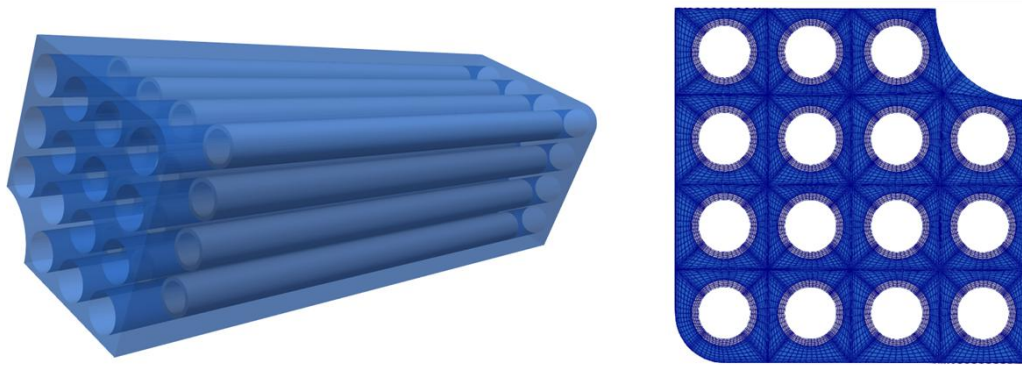


Abb. 3.20 Geometrie und Rechennetz mit 15 Stäben

3.8 Fazit

Zur Bestimmung der kritischen Wärmestromdichte sind spezielle CHF-Modelle notwendig, die in OpenFOAM bisher nicht verfügbar waren. Um diese Lücke zu schließen, wurden im Rahmen dieses Projekts zwölf CHF-Modelle und eine entsprechende Randbedingung in OpenFOAM implementiert und validiert. Dies ermöglichte die Simulation der unterschiedlichen Siedebereiche, wobei die Umschaltung zwischen den Modellen mit bestimmten Umschaltkriterien erfolgte und mit 2D-Simulationen erfolgreich getestet wurde. Die Validierung anhand der Becker- und BFBT-Versuche in 3D zeigte, dass OpenFOAM die Siedekrise vorhersagen kann. Gewisse Abweichungen von den Versuchsdaten wurden bei der berechneten maximalen Temperaturspitze sowie beim genauen Zeitpunkt des Temperaturanstiegs festgestellt. Es konnte trotzdem bewiesen werden, dass mit Hilfe von 3D-CFD-Verfahren und den neu implementierten Modellen das lokale Auftreten von CHF simuliert werden kann.

4 Validierung von OpenFOAM für komplexe Zweiphasenströmungen

In diesem Arbeitspaket wird der aktuelle Zweiphasen-Solver für die Simulation von Geometrien zu Brennelementlagerbecken (BE)-Lagerbecken validiert. Hierzu werden experimentelle Daten von der ALADIN-Anlage in Dresden verwendet. In der Anlage wurde ein Siedewasserreaktor (SWR)-BE und seine Umgebung experimentell im Maßstab 1:1 untersucht. Dadurch ist die strömungstechnische und thermische Ähnlichkeit zum realen Lagerbecken gewährleistet. ALADIN dient der Simulation von Störfallphänomenen wie Ausdampfen, Wasserblockade und Luftkühlung, die in einem realen Brennelementlagerbecken auftreten können. Im Rahmen der Forschungsarbeiten werden Störfälle betrachtet, bei denen die BE-Wärmeabfuhrsysteme versagen. Als Folge steigt die Wassertemperatur bis zur Siedetemperatur, was zu Verdampfen des Beckenwassers und letztendlich zu einem sinkenden Lagerbecken-Füllstand führt.

4.1 Versuchsbeschreibung

Die ALADIN-Testanlage dient der generischen und integralen Untersuchung des thermohydraulischen Verhaltens sowie des Wärmeübertragungsverhaltens eines abgebrannten SWR-BE in einem BE-Behälter unter Unfallbedingungen. Abb. 4.1 zeigt den Aufbau der ALADIN-Testanlage als 3D-CAD-Modell. Die Baugruppe setzt sich aus den in Abb. 4.1 dargestellten Komponenten zusammen /PAR 18/. Die Hauptkomponente bildet ein zentral angeordnetes, elektrisch beheiztes Stabbündel. Dieses umfasst einen zentralen Wasserkanal, wie er typischerweise in SWR-BE in Originalgröße vorzufinden ist. Um den Umfang des Heizstabbündels sind vier Rand- und Eckelemente angeordnet (Randelement: 10 Heizstäbe + Randkanal; Eckelement: 1 Heizstab + Eckkanal), um die angrenzenden Brennelemente und damit die Lagerbedingungen innerhalb des Brennelement-Lagerbehälters (BE-LB) nachzubilden. Alle Komponenten stehen an den oberen und unteren Enden in hydraulischer Verbindung. Der Aufbau der Versuchsanlage ALADIN mit den wichtigsten Bemaßungen ist in Abb. 4.1 und Abb. 4.2 zu sehen. Die detaillierte Beschreibung ist in /PAR 18/ zu finden.

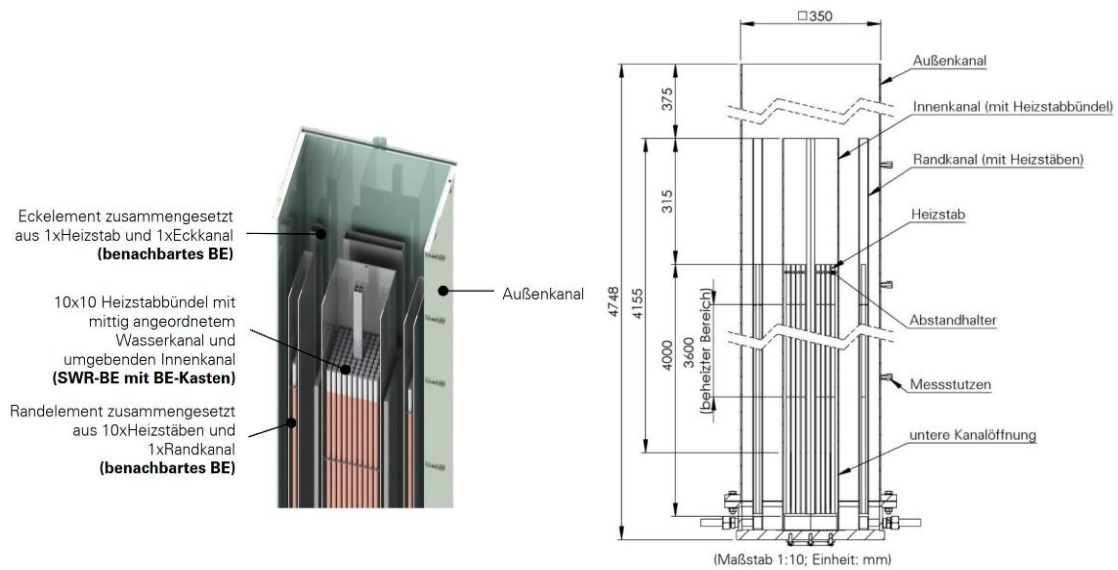


Abb. 4.1 Versuchsanlage ALADIN /PAR 18/

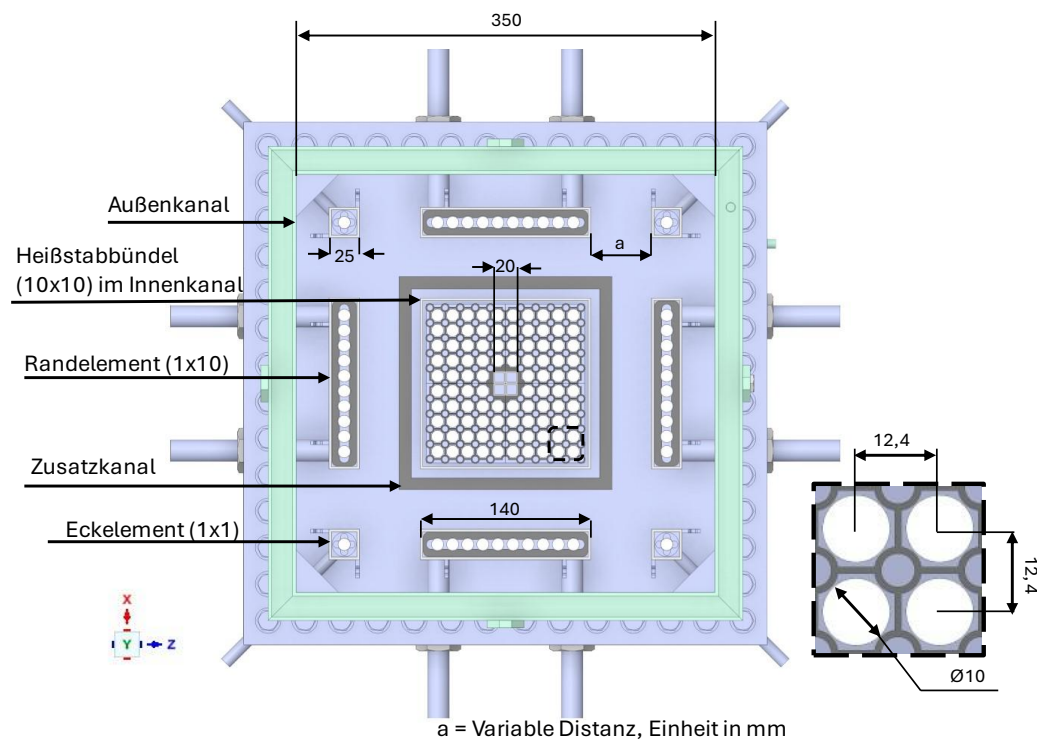


Abb. 4.2 Versuchsanlage ALADIN (Ansicht von oben)

Das Heizstabbündel, das zur erleichterten Installation in vier Quadranten unterteilt ist, besteht aus insgesamt 96 elektrisch beheizten Stäben, die in einem quadratischen Muster angeordnet sind. Der Durchmesser der Heizstäbe beträgt 10 mm, wobei die beheizte Länge 3600 mm von insgesamt 4000 mm misst. Der Mantelwerkstoff besteht aus Edelstahl 1.4541, weist eine Wandstärke von 0,5 mm auf und ist für eine maximale Leistung

von 500 W ausgelegt /PAR 18/. Das Leistungsverteilungsprofil entspricht näherungsweise dem typischen Nachzerfallswärmeprofil abgebrannter Brennelemente, siehe Abb. 4.3 (links). Jeder elektrisch beheizte Stab in ALADIN setzt sich aus einem Hüllrohr (als Mantelwerkstoff), Magnesiumoxid und einer Heizwendel zusammen (Abb. 4.3, rechts).

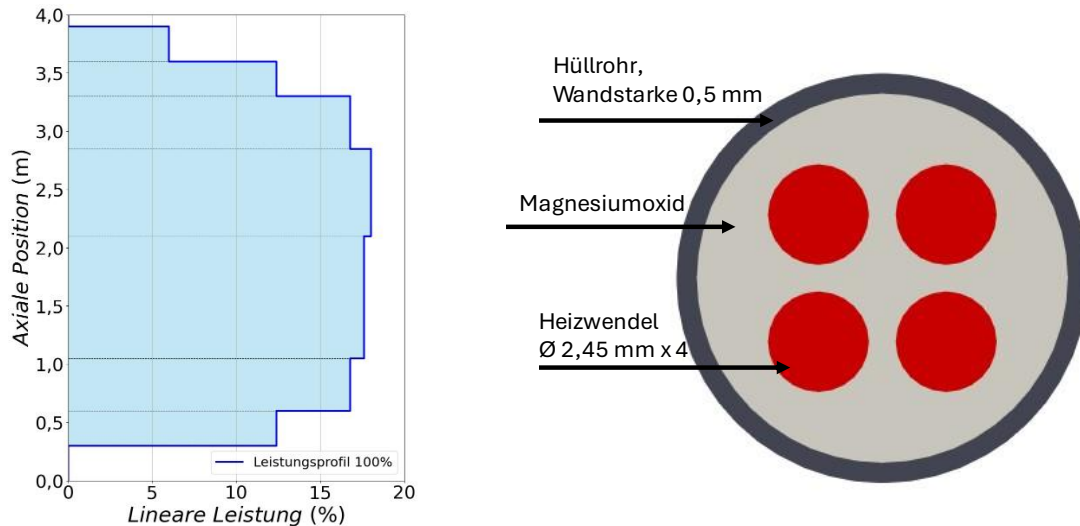


Abb. 4.3 Axiale Leistungsverteilung eines Heizstabes (links) und radialer Stabschnitt (rechts)

Um die Heizstäbe in gleichen Abständen zu halten und dem Stabpaket mechanische Stabilität zu verleihen, sind insgesamt 4 x 7 generische Abstandshalter quer zur Längsachse angeordnet, siehe Abb. 4.4. In den Rand- und Eckkanälen befinden sich jeweils 4 Abstandshalter mit einem Abstand von 1000 mm. Die Anordnung der Thermoelemente (zur Messung der Staboberflächentemperatur (SOF-Temperatur)) innerhalb des Heizstabbündels sowie in den Rand- und Eckelementen ist in Abb. 4.4 dargestellt /SCH 20/. Der erste Quadrant ist sehr dicht instrumentiert, während der zweite und dritte Quadrant eine ausreichende Anzahl von Messpositionen enthalten, um azimuthale Temperaturgradienten im Stabbündel nachweisen zu können; und der vierte Quadrant ist nicht instrumentiert. In einigen Messebenen wurde der Zentralstab Z des ersten Quadranten an mehreren azimuthalen Positionen mit Thermoelementen (z.B. SOF: S-Z-225, Stab Z mit Winkel 225°; F-Z-045, Fluid, Stab Z mit Winkel 45°) versehen, um Temperaturgradienten am Stabumfang ermitteln zu können. Messungen des Fluids erfolgen auf den Ebenen 7 und 8. Die zusätzlichen Messebenen 11 und 12 sind jeweils in einem Abstand von 300 mm oberhalb der Ebenen 10 bzw. 11 angeordnet und dienen ebenfalls der Fluidmessung. Die Messgenauigkeit der verwendeten Thermoelemente liegt bei ≤ 5 K. Die zusätzliche Messung der Struktur-Temperatur wurde in A.1 dargestellt.

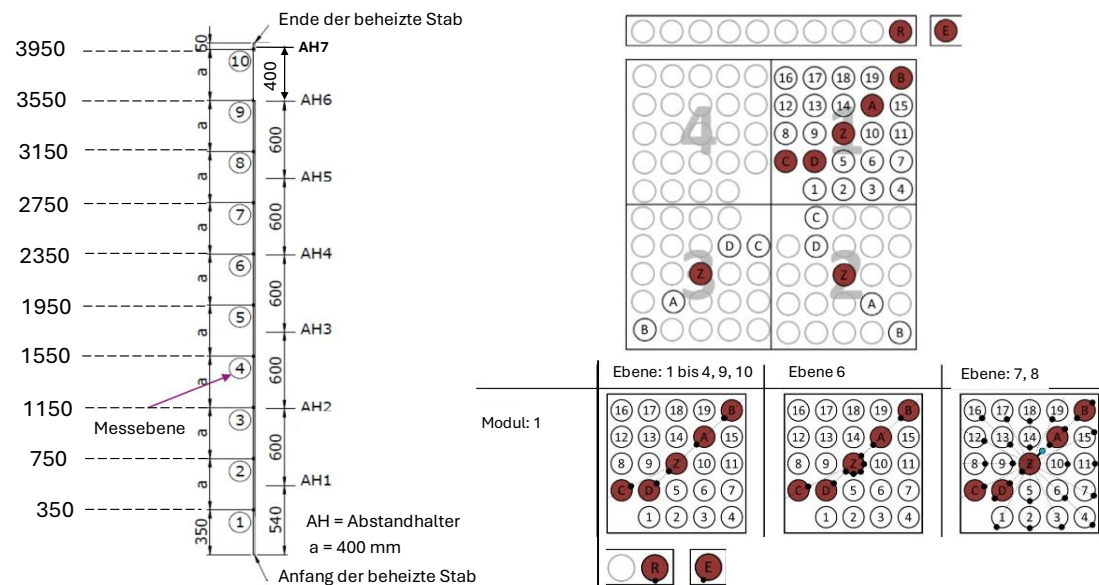


Abb. 4.4 Verteilung der Thermoelemente in der Versuchsanlage ALADIN (links: Messebenen in axialer Richtung und Positionen der Abstandhalter, rechts oben: Aufteilung in Quadranten, rechts unten: Quadrant 1 mit Messpositionen) /SCH 20/

Zur Analyse der jeweiligen Szenarien beziehungsweise Untersuchungsfälle werden die elektrische Leistung der Heizstäbe, das radiale Leistungsverteilungsprofil sowie die Spaltbreite (Abstand zwischen dem Heizstabbündel und den Rand- bzw. ECKelementen) variiert. Darüber hinaus besteht die Möglichkeit, einen Zusatzkanal zu implementieren. Als Abbruchkriterium für die Versuche wurde die vom Hersteller der Heizstäbe vorgegebene maximal zulässige SOF-Temperatur von 450 °C festgelegt, um eine Beschädigung der Heizstäbe zu vermeiden /PAR 18/.

Aus der ALADIN-Versuchsmatrix wurden zwei Szenarien ausgewählt, nämlich „Luftgekühlte BE ohne Wasserblockade“ sowie „Dampfkühlung“. Diese zwei Szenarien werden mit Hilfe von CFD-Tools numerisch gerechnet. Zusätzlich zum vorgesehenen Arbeitsprogramm wurde das **Szenario „Ausdampfen“** analytisch gerechnet.

Szenario „Luftgekühltes BE ohne Wasserblockade“: Die Anlage befindet sich in vollständig entleertem Zustand (Füllstand 0,00 m) /PAR 18/. Hierfür wurden eine Spaltbreite von $a=50$ mm ausgewählt mit einem gleichmäßigen Leistungsprofil und einer Stableistung von 100 W pro Stab. Auf einen Zusatzkanal wurde verzichtet.

Szenario „Dampfkühlung“: Zur Abschätzung des Einflusses des ausdampfenden Wassers auf die Kühlung der freigelegten SOF wurde die Versuchsanlage bis zu einer

Höhe von 3,17 m befüllt. Dies entspricht einer freigelegten, beheizten Stablänge von 0,765 m /PAR 18/. Hierfür wurden folgende Randbedingungen festgelegt: 50 W Stableistung, gleichmäßiges radiales Leistungsprofil, Spaltbreite von $a=25$ mm, Zusatzkanal.

Szenario „Ausdampfen“: Die Anlage ist bis 4,40 m mit Wasser gefüllt. Somit ist ein anfänglicher Naturumlauf theoretisch möglich.

Abb. 4.5 zeigt den Füllstand bei drei verschiedenen Versuchsszenarien in der Teststrecke.

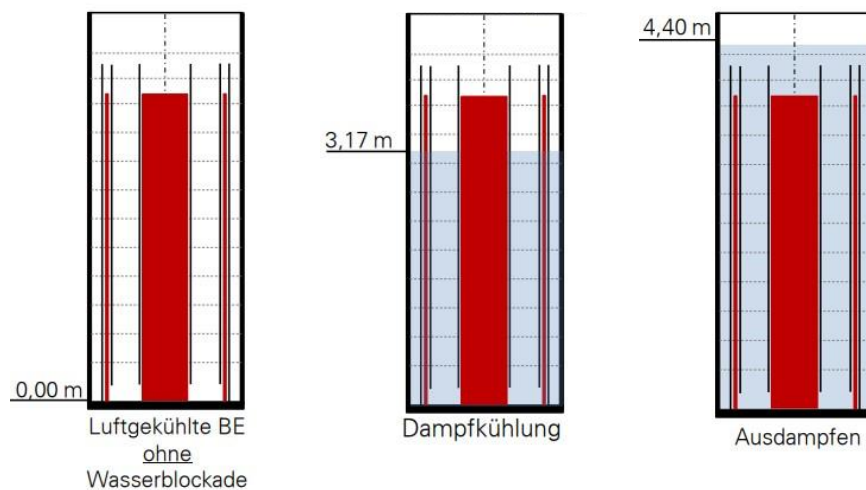


Abb. 4.5 Füllstand in der ALADIN-Teststrecke bei drei verschiedenen Versuchsszenarien /PAR 18/

4.2 Aufbereitung und Vereinfachung des CAD-Modells der ALADIN-Versuchsanlage

Eine CAD-Datei wurde der GRS von den Experimentatoren in Dresden zur Verfügung gestellt. Im ersten Schritt wurde die CAD-Baugruppe in ANSYS SpaceClaim importiert. Anschließend erfolgte eine Überprüfung sämtlicher Maße sowie eine Analyse der möglichen CFD-Domäne für die 3D-Berechnungen mit OpenFOAM. Im zweiten Schritt wurde die Baugruppe vereinfacht, indem zusätzliche Komponenten wie Schrauben, Muttern, Laschen und Dichtungen entfernt wurden. Diese haben wenig Einfluss auf die Rechenergebnisse, jedoch verkomplizieren sie unnötig die Rechen-netzerstellung. Es wurden auch Öffnungen für Schläuche (Abb. 4.2) für elektrische Leitungen aus der Baugruppe entnommen. Der dadurch entstandene Hohlraum wurde als Festkörperstruktur geschlossen. Zur weiteren Vereinfachung wurden alle Abstandshalter aus der Baugruppe

entfernt, weil diese eine sehr hohe Anzahl von Netzelementen erfordern. Weil die ALADIN-Versuche zeitlich sehr lange dauern, musste ein schnell laufendes CFD-Modell erstellt werden. Dafür wurde ein 3D-Modell vorbereitet, das einen 90°-Rotationssymmetriesektor der ALADIN-Anlage darstellt. Dieses Modell besteht aus drei Untermodellen, die drei verschiedenen Bereiche darstellen: Metallstrukturen, Isoliermaterial, Fluidbereich. Die drei Bereiche wurden in ein einziges, reduziertes (Symmetriesektor-)Teststreckenmodell integriert. Abb. 4.6 zeigt die Festkörperstruktur, die Isolierung, den Fluidbereich und das resultierende reduzierte Teststreckenmodell.

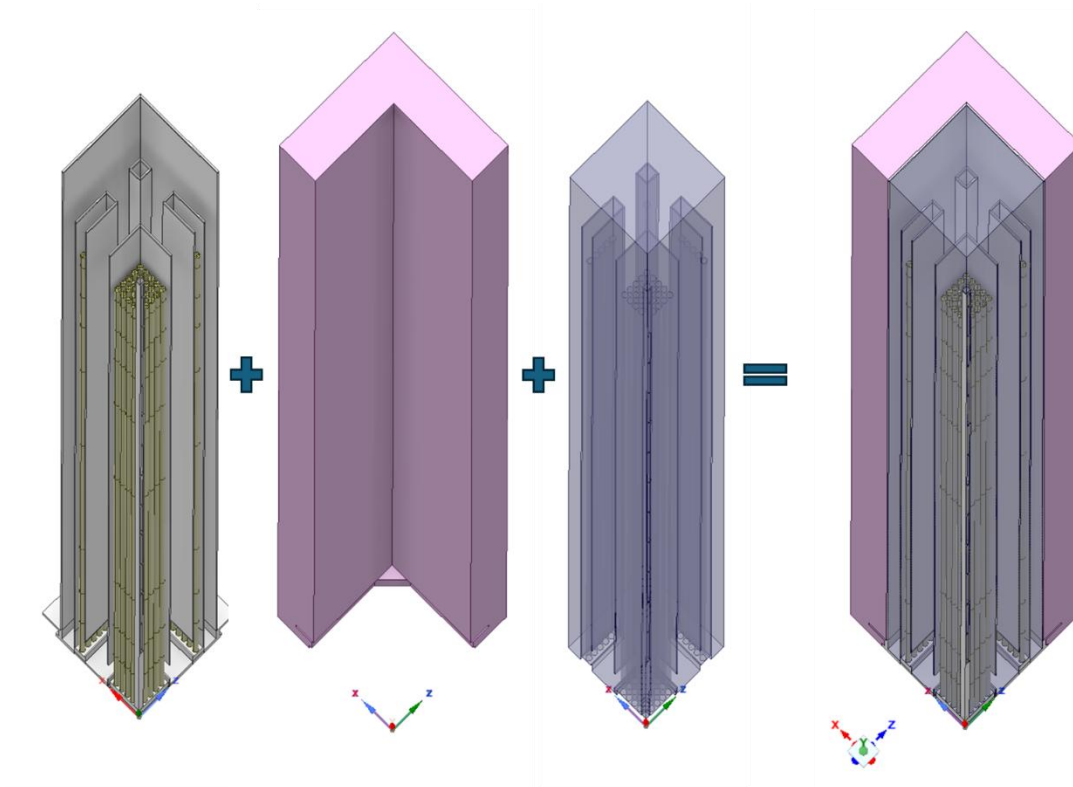


Abb. 4.6 CAD-Modellierung der ALADIN-Anlage: Festkörperstruktur, Isolierung, und Fluidbereich

4.3 Vernetzung des CAD-Modells der ALADIN-Anlage

Die Netzqualität ist ein entscheidender Faktor für die numerische Rechenstabilität von CFD-Programmen. Bei unzureichender Gitterqualität (z. B. Skewness, minimaler orthogonaler Winkel) kommt es in OpenFOAM entweder zu einer Divergenz der Rechnung oder zu nicht-physikalischen Lösungen. Tetraeder-Netze weisen in der Regel eine geringere Gitterqualität auf als Hexaeder-Netze. Infolgedessen treten beim Einsatz von

Tetraeder-Netzen numerische Probleme deutlich häufiger auf. Trotzdem werden immer wieder Tetraeder-Netze in komplexen Geometrien angewendet.

In einem ersten Schritt wurde nur der Fluidbereich vernetzt. Das in Abb. 4.7 abgebildete Netz ist ein Ergebnis mehrerer Netzanalysen, die nach den OECD/NEA-Empfehlungen /NEA 15/ durchgeführt worden sind. Um die gesamte Fluiddomäne optimal vernetzen zu können, wurde diese in mehrere Sektoren unterteilt. Jeder Sektor wurde separat vernetzt, um eine gleichmäßige Zellstruktur und eine bessere Kontrolle über die lokale Netzdichte sicherzustellen. Die Stäbe wurden mit Prismen-Schichten vernetzt, weil an ihren Oberflächen die Vergleichspunkte für die SOF zu finden sind. Im unteren Teststreckenbereich befinden sich Stäbe und Öffnungen (oranger Abschnitt in Abb. 4.7). Dort wurde ein dichterer und glatter Übergang zu den Tetraeder-Elementen erstellt. Weiterhin wurden lokale Netz-Verfeinerungen an den Wänden durchgeführt. Um eine korrekte Entwicklung des Geschwindigkeitsprofils im wandnahen Bereich zu ermöglichen, wurde die Prismen-Schicht-Funktion mit geometrisch relativer Element-Größe definiert.

In einem zweiten Schritt wurden die Festkörperstrukturen vernetzt. Dafür wurde eine ähnliche Vernetzungsstrategie wie beim Fluidbereich-Netz entwickelt, allerdings ohne Prismen. Jeder elektrisch beheizte Stab besteht aus Hüllrohr, Magnesiumoxid und vier Heizwendeln, siehe Abb. 4.8. Die Stäbe wurden mit der Hex-Dominant-Methode vernetzt, während der untere Teststreckenbereich mit Tetraeder-Elementen vernetzt wurde. Danach konnte die Wandisolierung mit der Hex-Dominant-Methode vernetzt werden.

Die hier verwendete Kombination von verschiedenen Vernetzungsmethoden diente zur Verringerung der Gesamtanzahl von Elementen, wobei die Netzqualitätsanforderungen berücksichtigt wurden. Die Netze der drei Domänen wurden in CFX-Pre zusammengeführt. Dies resultierte in einem Rechennetz mit insgesamt 10 Millionen Elementen. Die wesentlichen Netzqualitätsparameter haben folgende Werte: maximales Aspekt-Verhältnis < 290 , maximale Skewness $< 2,49$, minimaler orthogonaler Winkel > 79 .

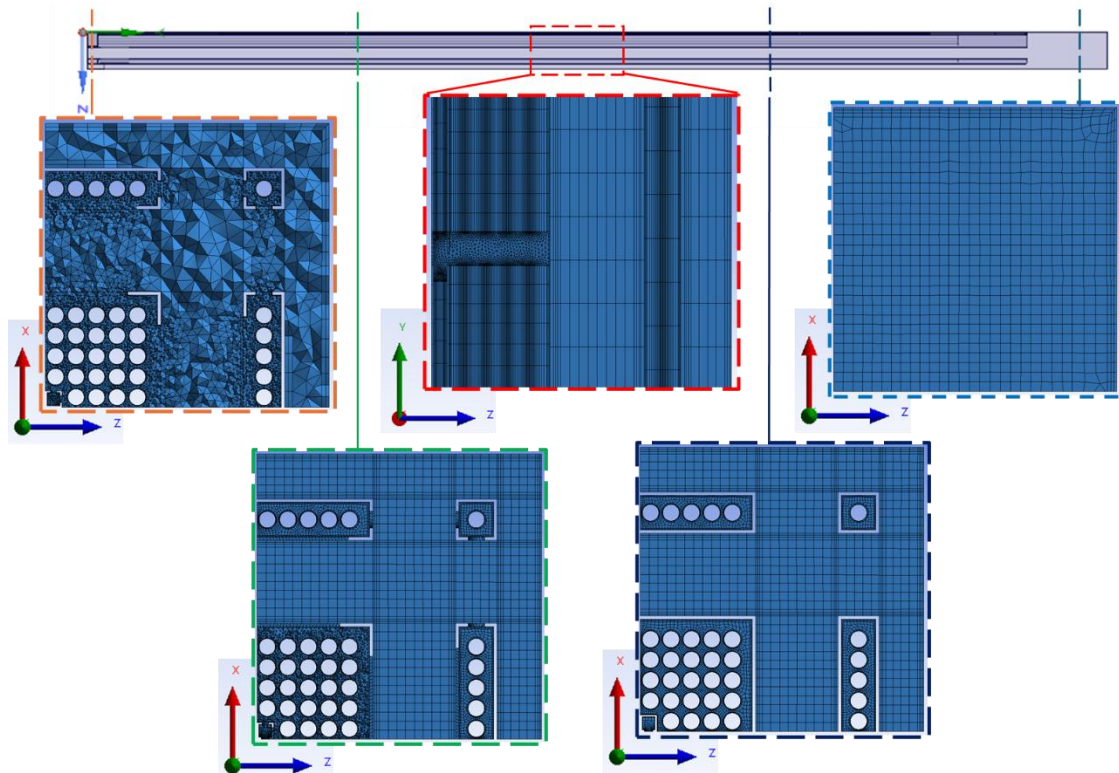


Abb. 4.7 Rechennetz für die Fluid-Domäne der ALADIN-Teststrecke

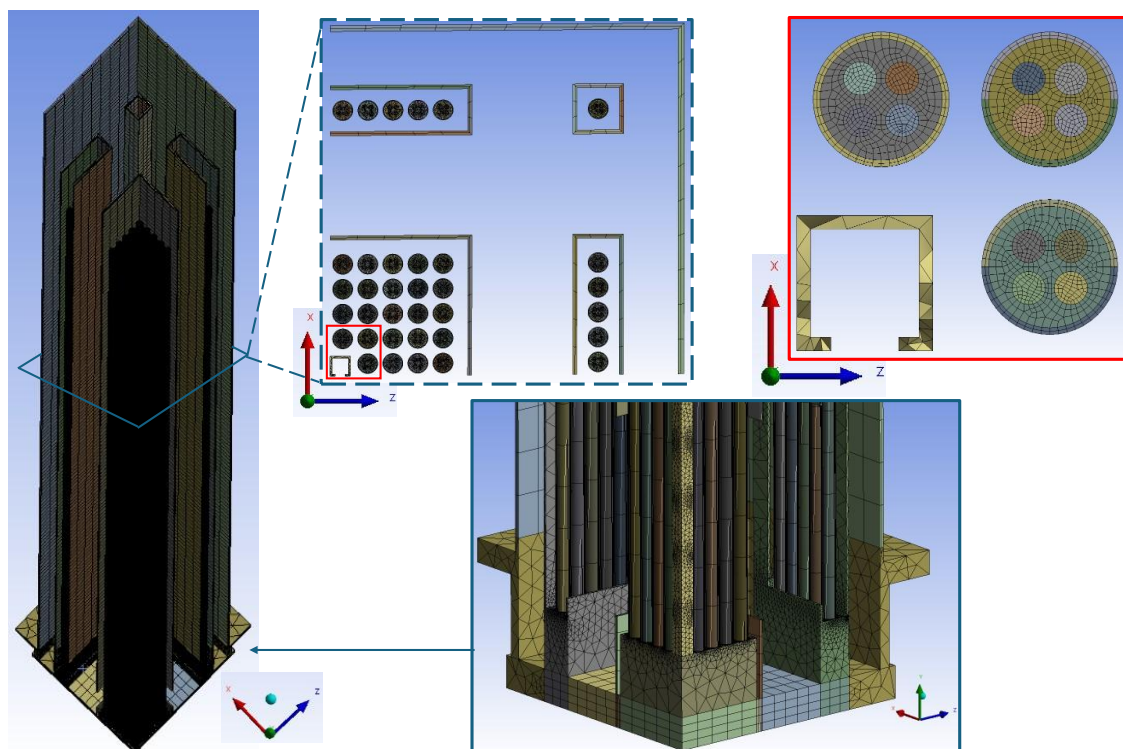


Abb. 4.8 Rechennetz von den Festkörperstrukturen in der ALADIN-Teststrecke

4.4 Das Szenario „Luftgekühltes BE ohne Wasserblockade“

In Rahmen der „Untersuchungen zu luftgekühlten BE im BE-LB“ wurde ein Störfallszenario analysiert, bei dem der Wasserfüllstand 0,00 m (vollständig entleerter Zustand) beträgt. In diesem Szenario erfolgt die Kühlung der Stäbe ausschließlich durch Luft. Eine Kühlung der SOF durch verdampfendes BE-LB-Wasser (Dampf) wurde deshalb vollständig ausgeschlossen /PAR 18/. Eine Luftzirkulation zwischen dem Innenkanal (mit dem Stabbündel) und dem Außenkanal ist über die unteren Öffnungen des Innenkanals sowie über dessen oberes Ende möglich.

Zur Auswertung der Versuchsreihen wurde Abb. 4.9 (P_{einzel} = Leistung von einem Stab) herangezogen, in der die zeitlichen Verläufe der jeweils maximal gemessenen SOF-Temperaturen im Heizstabbündel (unabhängig vom Messpunkt) für jede Heizleistung und jedes Szenario dargestellt sind. Die Entwicklung der maximalen SOF-Temperaturen wird maßgeblich durch die Heizleistung bestimmt – mit zunehmender Heizleistung erfolgt eine schnellere Erreichung kritischer SOF-Temperaturen. Der Zusammenhang zwischen Heizleistung und Aufheizzeit weist jedoch keine Linearität auf, sondern eine exponentielle Annäherung. Bei einer Stableistung über 50 W sind keine signifikanten Unterschiede mit und ohne Wasserblockade festzustellen.

Zur Simulation wurde der Fall mit einer Spaltbreite von 50 mm, einem gleichmäßigen radialen Leistungsprofil und einer Stableistung von 100 W (ohne Zusatzkanal) ausgewählt. Die einzelne Stableistung von 100 W führt zu einer Gesamtleistung von 14000 W. Diese setzt sich zusammen aus 9600 W Leistung in der Stabbündel und 4400 W Leistung in den Nachbarelementen.

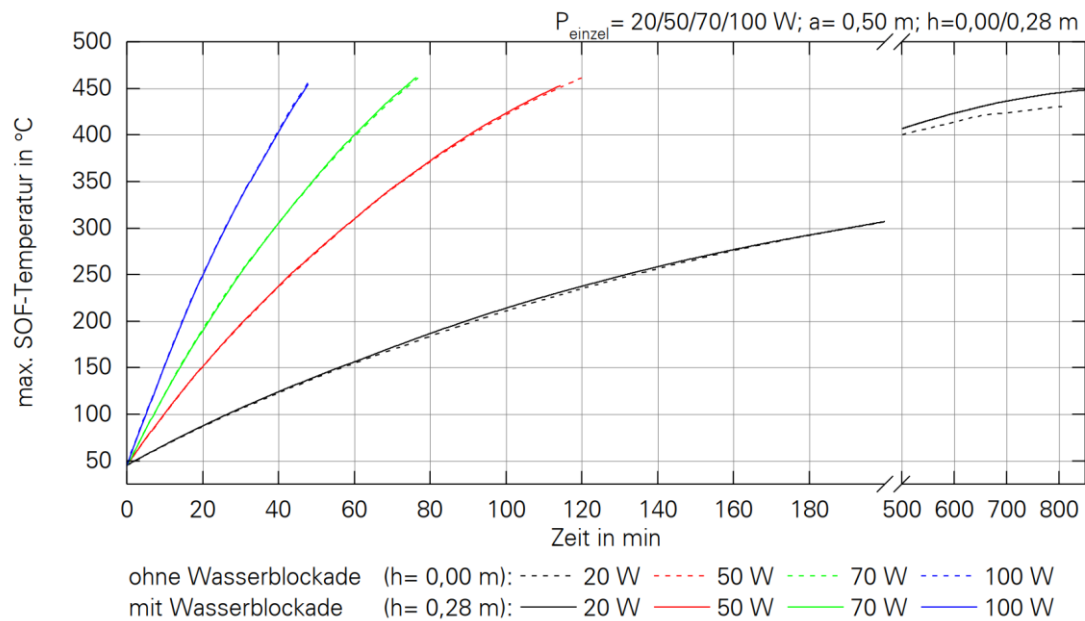


Abb. 4.9 Verläufe der maximalen SOF-Temperaturen innerhalb des Heizstabbündels, $P_{\text{einzel}}=20/50/70/100 \text{ W}$; $a=50 \text{ mm}$; $h=0,00/0,28 \text{ m}$ /PAR 18/

4.4.1 Erste Testrechnung zum Szenario „Luftgekühltes BE ohne Wasserblockade“

In einem ersten Versuch wurde ANSYS CFX angewendet, um schnell ein grobes Bild von der Aussagekraft der CFD-Methode zu bekommen. Die ALADIN-Erfahrungen zeigten, dass mit dem kommerziellen CFD-Softwarepaket deutlich größere Zeitschritte als mit OpenFOAM erzielt werden können.

Das ALADIN-Rechenmodell wurde mit den oben festgelegten Randbedingungen versehen. Für die Material-Modellierung stellten die Experimentatoren die Eigenschaften des Isoliermaterials zur Verfügung. Außer den Materialeigenschaften von Magnesiumoxid (MgO) sind die Eigenschaften von Stahl und Luft überall verfügbar. Um die Materialeigenschaften von MgO im Code zu berücksichtigen, musste zuerst eine Literaturrecherche durchgeführt werden. Aus den Quellen /RAO 14/, /RAO 14/, /SLI 98/ und /NIST 25/ wurden die temperaturabhängigen Werte für Dichte (kg/m^3), Wärmeausdehnungskoeffizient ($1/\text{K}$), Wärmeleitfähigkeit ($\text{W/m}\cdot\text{K}$) sowie spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck ($\text{J/kg}\cdot\text{K}$) entnommen. Die detaillierte physikalische und numerische Modellierung der Analyse ist in Kap. 4.4.4.1 beschrieben, hier werden nur die Ergebnisse der ersten Testrechnung kurz vorgestellt. Zum Vergleich wurde für den zentralen Stab Z die SOF über die Höhe dargestellt, siehe Abb. 4.10. Die Simulation wurde nur für die ersten 300 s durchgeführt. Es ist zu sehen, dass über die Simulationszeit die Abweichung vom

Experiment steigt und CFX die SOF unterschätzt. Der eigentliche Grund für die SOF-Unterschätzung ist unklar, als mögliche Gründe wurden numerische Einstellungen, der Einfluss der MgO-Materialeigenschaften, die fehlende Modellierung der Abstandhalter sowie die Strahlungsmodellierung identifiziert.

Um den Einfluss der Abstandhalter zu untersuchen, sollten ein entsprechendes Modell erstellt werden. Dies erfordert eine sehr hohe Anzahl der Elemente und daher sind hier intelligente Lösungsansätze und praktikable Kompromisse erforderlich. Aus diesem Grund wurde entschieden, die Abstandhalter als poröse Körper zu betrachten. Diese sollen die Strömungsgeschwindigkeiten durch zusätzlichen Druckabfall in axialer und radialer Richtung verlangsamen und deshalb zu höheren Temperaturen führen. Im ersten Schritt wurden die wesentlichen Parameter des porösen Körpers gerechnet. Die Gleichung für den Impulsverlust S_M in ANSYS CFX lautet:

$$S_M = \gamma \left(-\frac{\mu}{K_{\text{perm}}} U_i - K_{\text{loss}} \frac{\rho}{2} |U| U_i \right) \quad (4.1)$$

Darin ist γ die Volumenporosität, μ die dynamische Viskosität des Fluids, K_{perm} die Permeabilität für den Reibungsverlust, K_{loss} der Verlustkoeffizient für den Formverlust, ρ die Dichte des Fluids sowie U_i der Geschwindigkeitsvektor. Je kleiner K_{perm} und je größer K_{loss} , desto größer wird der Impulsverlust. Der Druckverlustkoeffizient (Darcy-Weisbach) in SWR ist 1,2.

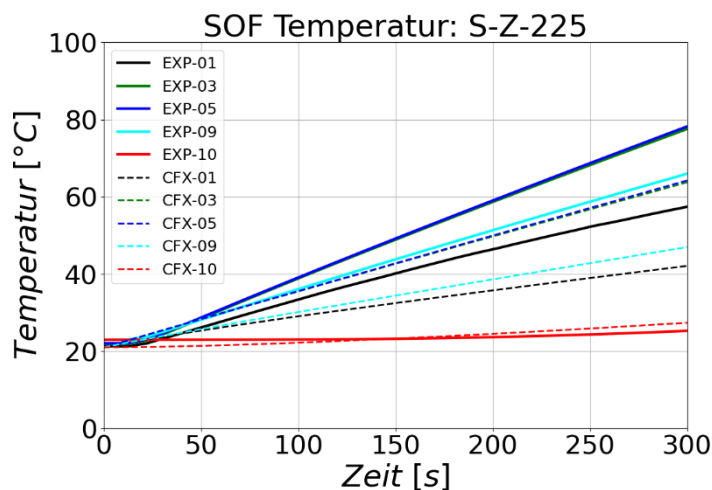


Abb. 4.10 SOF-Temperatur des Stabs Z mit MgO aus Literaturwerte

Auf dieser Basis wurden die Werte für die wesentlichen Parameter für das poröse Medium berechnet. Zusätzlich wurde auch K_{perm} um Faktor 100 vergrößert, um den Einfluss eines vergrößerten Druckabfalls untersuchen zu können (Tab. 4.1).

Tab. 4.1 Untersuchte Druckverlustkoeffizienten

Parameter	Abstandhalter Innenkanal	Abstandhalter Randkanal	Abstandhalter Eckkanal
K_{perm}	9.09E-08	8.8120E-08	4.0381E-08
K_{loss}	240	600	600
K_{perm}	9.09E-06	8.8120E-06	4.0381E-06
K_{loss}	240	600	600

Mit diesen Parametern wurden zwei Rechnungen durchgeführt. In Abb 4.11 wird die Änderung der Geschwindigkeit und der Aufheizung in der ALADIN-Anlage im Innenkanal gezeigt. Die Geschwindigkeit wird verringert, wie erwartet; dies beschleunigt aber kaum den Temperaturanstieg im Innenkanal. Daher spielt der Druckverlust, verursacht von den Abstandhaltern, eher eine unbedeutende Rolle.

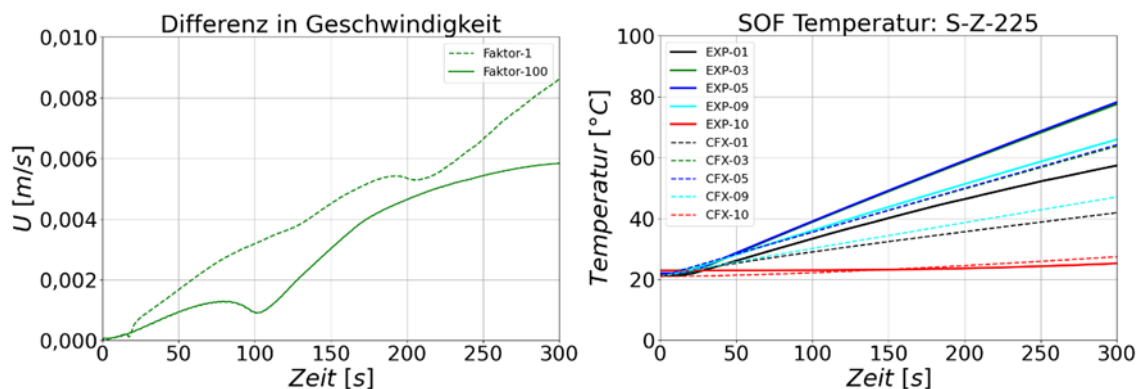


Abb 4.11 Einfluss der porösen Körper in ALADIN-Anlage: Differenz der Geschwindigkeit und SOF-Temperatur

4.4.2 Erweiterung der Stabmodellierung

Weitere Untersuchungen wurden zur detaillierten Modellierung der Stäbe durchgeführt. Hierfür ist die Entwicklung eines reduzierten und numerisch effizienten CFD-Modells erforderlich, da die Größe des eingesetzten ALADIN-Modells und die lange Problemzeit zu einer sehr hohen Rechenzeit geführt haben. Aus diesem Grund wurde ein reduziertes Modell entwickelt, bei dem die Seitenstäbe und das Wasser bis zur Wand nicht

berücksichtigt wurden. Abb. 4.12 stellt das bisherige (links) und das reduzierte (rechts) CFD-Modell dar.

Ein neues Rechennetz wurde erstellt, wobei die wesentlichen Qualitätsparameter optimiert wurden. Zusätzlich wurde besonders auf die Kompatibilität der erzeugten Netze mit OpenFOAM-Anforderungen geachtet. Vier Rechengitter mit 2,1 Mio. („grob“), 5,6 Mio. („mittel“), 11 Mio. („fein“) und 17,9 Mio. („am feinsten“) Elementen wurden generiert. Die Netzstudien wurden mit dem SST-Turbulenzmodell durchgeführt. Die Advektion der Terme wurde mit zweiter Ordnung gerechnet, wobei die Konvergenzkriterien bei $\text{RMS} = 10^{-5}$ lagen. Verglichen wurden SOF- (Ebene 10) und Fluid-Temperaturen (Ebene 8), s. Abb. 4.13 und Abb. 4.14. Da sich die Ergebnisse mit den feineren Netzen kaum unterschieden haben ($<1\%$), wurde für die nachfolgenden Untersuchungen das Rechennetz mit 11 Mio. Elementen ausgewählt.

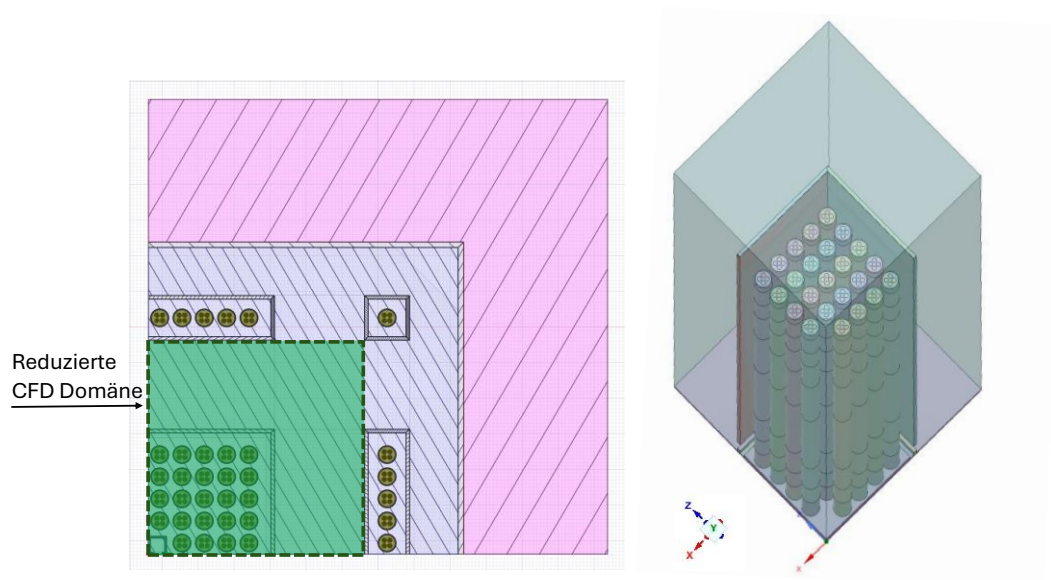


Abb. 4.12 Innenkanal-Modellierung: Teststrecke mit Markierung des neuen, reduzierten Modells (links), 3D-Innenkanal-Model (rechts)

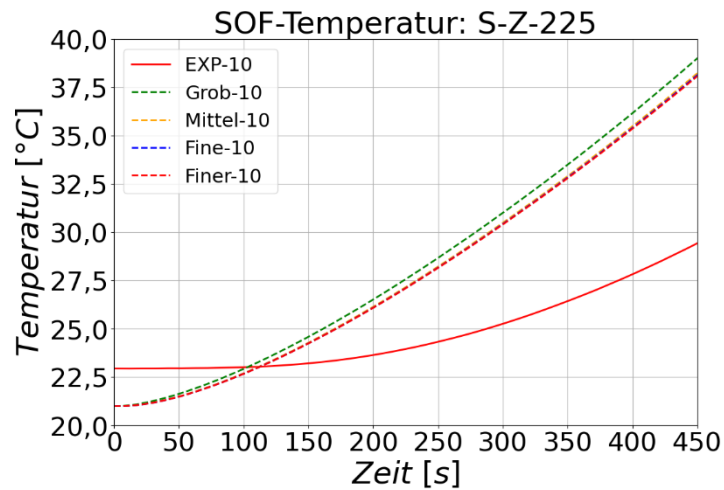


Abb. 4.13 Ergebnisse der Netzstudie: SOF-Temperatur (Ebene 10)

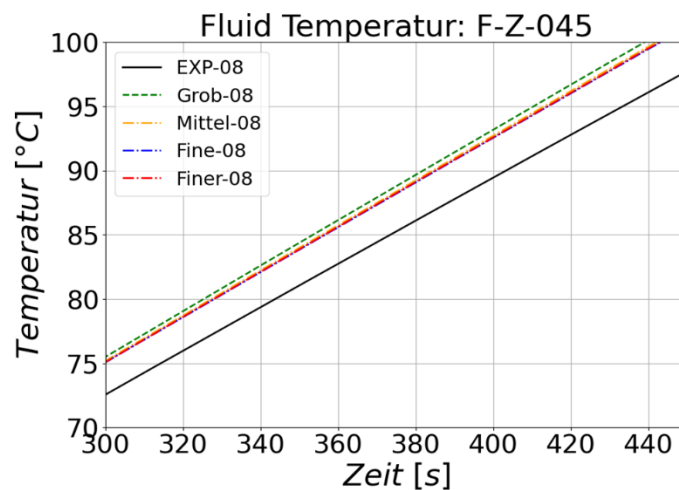


Abb. 4.14 Ergebnisse der Netzstudie: Fluid-Temperatur-Messung (Ebene 8)

4.4.3 MgO-Werkstoffkalibrierung

In einem nächsten Schritt wurde dieses reduzierte Modell zur Kalibrierung der MgO-Materialeigenschaften angewendet. Es wurde klar, dass die Werkstoffeigenschaften der Materialien innerhalb der Stäbe kalibriert werden müssen, um eine korrekte Abbildung des Temperaturprofils zu ermöglichen. Die MgO-Materialeigenschaften sind mit den größten Unsicherheiten behaftet. Die Dichte von pulverisiertem MgO ist unbekannt und sie hat einen großen Einfluss auf die Wärmeleitfähigkeit und die spezifische Wärmekapazität und letztendlich auf die Temperaturentwicklung im beheizten Stab. Weiterhin befinden sich innerhalb der MgO-Zone vier aus Kupfer gefertigte Heizdrähte. Deren Beitrag zur Strukturmodellierung muss angemessen abgebildet werden. Aus diesem Grund wurden im Rahmen des Kalibrierungsverfahrens mehrere Simulationen mit unter-

schiedlichen Kombinationen für die Wärmeleitfähigkeit und die spezifische Wärmekapazität von MgO durchgeführt: konstante und temperaturabhängige Stoffwerte, Stoffwerte von MgO, Kupfer oder eine Kombination von beiden. Abb. 4.15 stellt die wesentlichen Materialeigenschaften von MgO und Kupfer dar. Untersuchungen zu Werkstoffzusammensetzung und den Materialeigenschaften wurden auch in /JOC 20/ durchgeführt. Die in der GRS analysierten fünf Kombinationen zu der Kalibrierung von MgO sind in Tab. 4.2 zusammengefasst. Die beste Übereinstimmung mit den Versuchsdaten zeigte die CFX-5-Rechnung, bei der die temperaturabhängige spezifische Wärmekapazität von Kupfer und die temperaturabhängige Wärmeleitfähigkeit kombiniert wurden. Dies bestätigt Abb. 4.16. Es ist jedoch zu sehen, dass die Abweichungen für Ebene 9 auch mit den kalibrierten Werten immer noch vorhanden sind (Abb. 4.17).

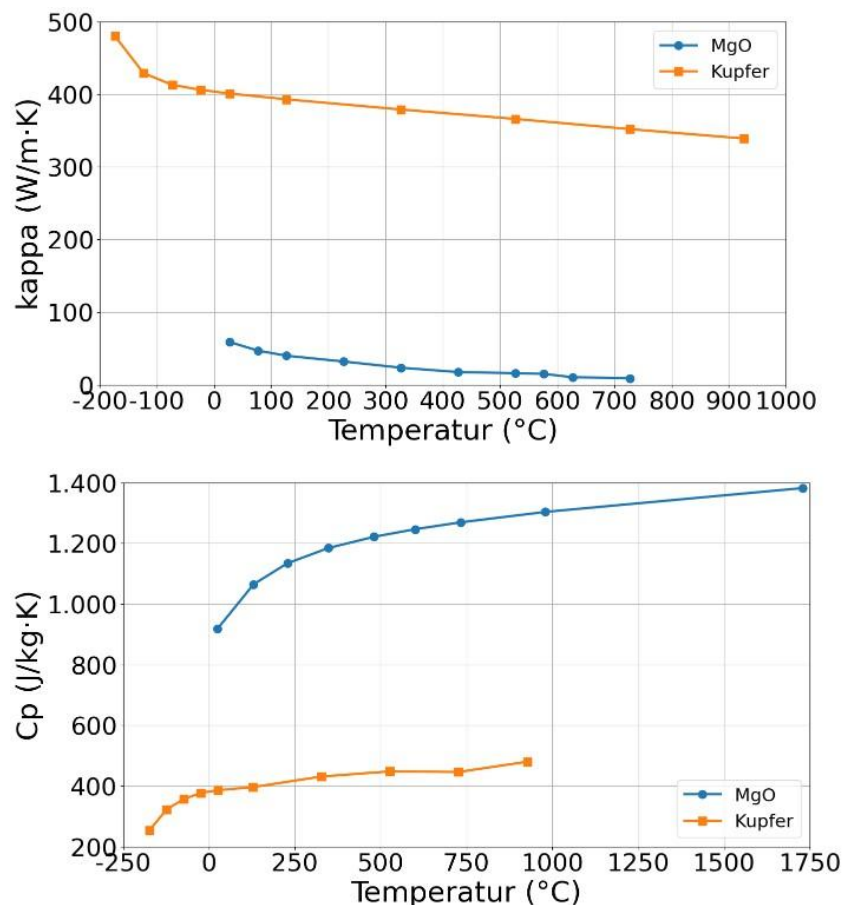


Abb. 4.15 Materialeigenschaften von MgO und Kupfer: Wärmeleitfähigkeit (oben) und spezifische Wärmekapazität (unten)

Tab. 4.2 Durchgeführte Simulationen zur Kalibrierung der MgO-Stoffwerte

Simulation	MgO	
	Spezifische Wärmekapazität C_p	Wärmeleitfähigkeit κ
CFX-1	Kupfer (C_p , T)	Kupfer (κ , T)
CFX-2	Konstant 880 J/(kg K)	Konstant 59 W/(m K)
CFX-3	Kupfer ($1,25 \cdot C_p$, T)	MgO (κ , T)
CFX-4	(Kupfer (C_p , T) + MgO (C_p , T)) / 2	Konstant 59 W/(m K)
CFX-5	Kupfer (C_p , T)	MgO (κ , T)

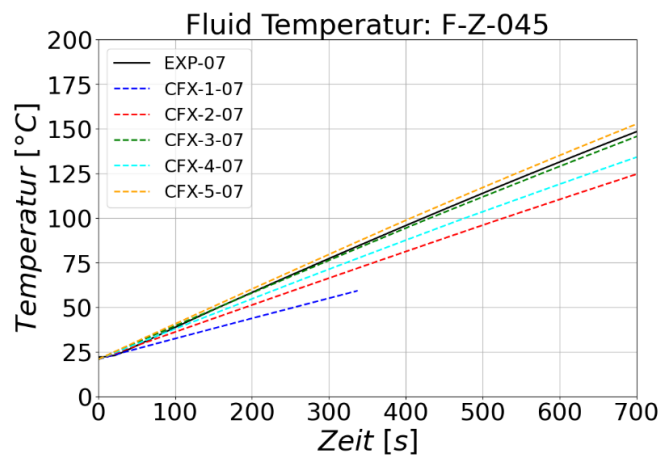


Abb. 4.16 Fluid-Temperatur auf Ebene 7

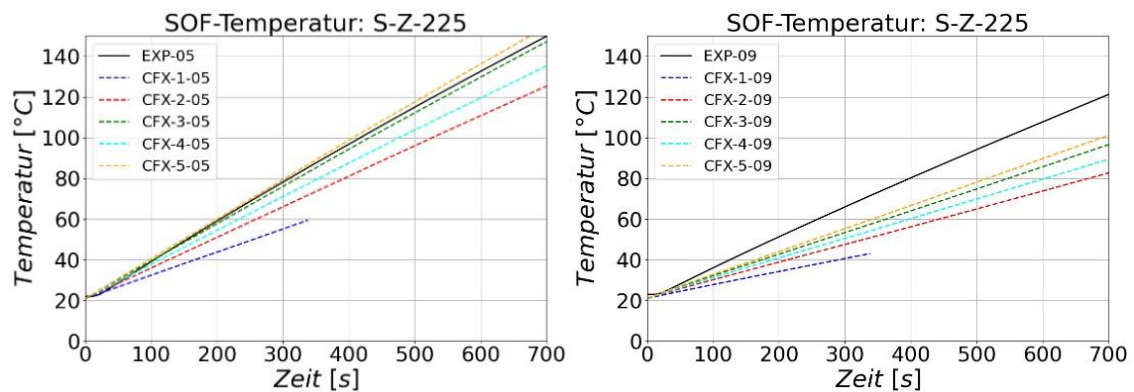


Abb. 4.17 SOF-Temperatur auf Ebene 9

4.4.4 Mathematische Modelle

In diesem Kapitel werden die eingesetzten mathematischen Modelle in ANSYS CFX und OpenFOAM zu den nachstehenden Analysen mit dem reduzierten und kalibrierten

Rechenmodell beschrieben. Die ANSYS CFX-Analysen und der Vergleich mit Open-FOAM waren im Projektantrag nicht vorgesehen, werden aber hier trotzdem beschrieben.

4.4.4.1 ANSYS CFX-Setup

Die Gitter für das Fluid und den Festkörper wurden mittels GGI (General Grid Interface) verbunden. Darauffolgend wurden zwei separate Rechendomänen in ANSYS CFX generiert: Fluid und Solid.

Da die Luft kompressibel ist, wurde sie als ideales Gas modelliert, wobei temperaturabhängige Cp-Werte verwendet wurden. Die Wärmeleitfähigkeit und die dynamische Viskosität werden nach Sutherland definiert [ANS 21/:

$$\frac{\mu}{\mu_0} = \frac{T_{\text{ref}} + S}{T + S} \left(\frac{T}{T_{\text{ref}}} \right)^n \quad (4.2)$$

$$\frac{\kappa}{\kappa_0} = \frac{T_{\text{ref}} + S}{T + S} \left(\frac{T}{T_{\text{ref}}} \right)^n \quad (4.3)$$

wobei $T_{\text{ref}} = 273 \text{ K}$, $n=1,5$ und S die Konstante von Sutherland ist (111 K für dynamische Viskosität und 194 K für die Wärmeleitfähigkeit [COM 25/). Der Referenzwert für die dynamische Viskosität μ_0 ist $1,71\text{E-}5 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ und κ_0 ist die Referenz-Wärmeleitfähigkeit von $0,0241 \text{ W/mK}$ [COM 25/. Der Absorptions-Koeffizient von Luft wird mit $0,1$ angenommen. Dieser Wert wurde auf Basis der Erfahrungen in der GRS angenommen. Für Kupfer und Stahl wurden temperaturabhängige Stoffwerte eingesetzt. Die Modellierung des MgO wurde bereits beschreiben, wobei $T_{\text{ref}} = 273 \text{ K}$, $n=1,5$ und S die Konstante von Sutherland ist (111 K für dynamische Viskosität und 194 K für die Wärmeleitfähigkeit [COM 25/). Der Referenzwert für die dynamische Viskosität μ_0 ist $1,71\text{E-}5 \text{ Pa}\cdot\text{s}$. und κ_0 ist die Referenz-Wärmeleitfähigkeit von $0,0241 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ [COM 25/. Es wird ein Absorptionskoeffizient für Luft von $0,1$ angenommen. Dieser Wert wurde auf Basis der GRS-Erfahrung angenommen. Für Kupfer und Stahl wurden temperaturabhängige Stoffwerte eingesetzt. Die Modellierung des MgO wurde bereits beschrieben.

Die Symmetrie-Flächen in der Fluid-Domäne wurden mit `symmetry`-Randbedingung versehen, siehe Abb. 4.18. Ein konstanter relativer Druck von 0 Pa wurde am Auslass spezifiziert, wobei der Referenz-Druck für die Rechnung 1 bar betrug. Die Außenwand wird als adiabatisch modelliert. Am Auslass wurde für das Strahlungsmodell die

Randbedingung der „Opening Temperature“ (21 °C) angewendet. Für die Simulation der Turbulenz wurde das SST-Turbulenzmodell mit 5% Turbulenzintensität am Einlass eingesetzt. Dabei wurde die Turbulenzproduktion durch Auftriebskräfte berücksichtigt. Zur Beschreibung der wandnahen Strömungsbereiche kamen automatisch generierte Wandfunktionen zum Einsatz. Die Fluid-Domäne wurde mit 0 m/s Fluidgeschwindigkeit und einer Umgebungstemperatur von 21 °C initialisiert. Für die Berechnung der Wärmeübertragung wurde das „Thermal Energy“-Modell aktiviert, die Berücksichtigung der thermischen Strahlung erfolgte mit dem „Discrete-Transfer-Modell“ (DTM) mit 32 Strahlen. Ein Streumodell wurde nicht eingeschaltet und die spektrale Abhängigkeit wurde im Modell für graue Gase vereinfachend abgebildet. Obwohl die Emissivität von Edelstahl in geringem Maße von der Temperatur und der Wellenlänge abhängt, kann sie im untersuchten Temperaturbereich als konstant betrachtet werden. Nach /ROL 67/ haben alle metallischen Oberflächen in etwa eine Emissivität von 0,7, dieser Wert wurde auch in der Arbeit von /HAN 21/ verwendet. Deswegen wurde in der Fluid-Wand-Schnittstelle (fluidseitig) die thermische Strahlung mit einer opaken Wand mit einer Emissivität von 0,7 und einem diffusen Anteil von 1,0 modelliert. Die Wände wurden als glatt betrachtet.

Die Festkörperstrukturen wurden mit einer Temperatur von 21 °C initialisiert und die Symmetrieflächen mit Symmetrie-Randbedingungen versehen. Die Heizstäbe bestehen aus drei verschiedenen Unterdomänen: Stahl, MgO und Kupfer, siehe Abb. 4.3 (rechts). In der Kupfer-Unterdomäne wurde die Leistung als volumetrische Leistung (W/m^3) spezifiziert. Das von den Experimentatoren spezifizierte axiale Leistungsprofil wurde ebenfalls aufgeprägt, siehe Abb. 4.3 (links).

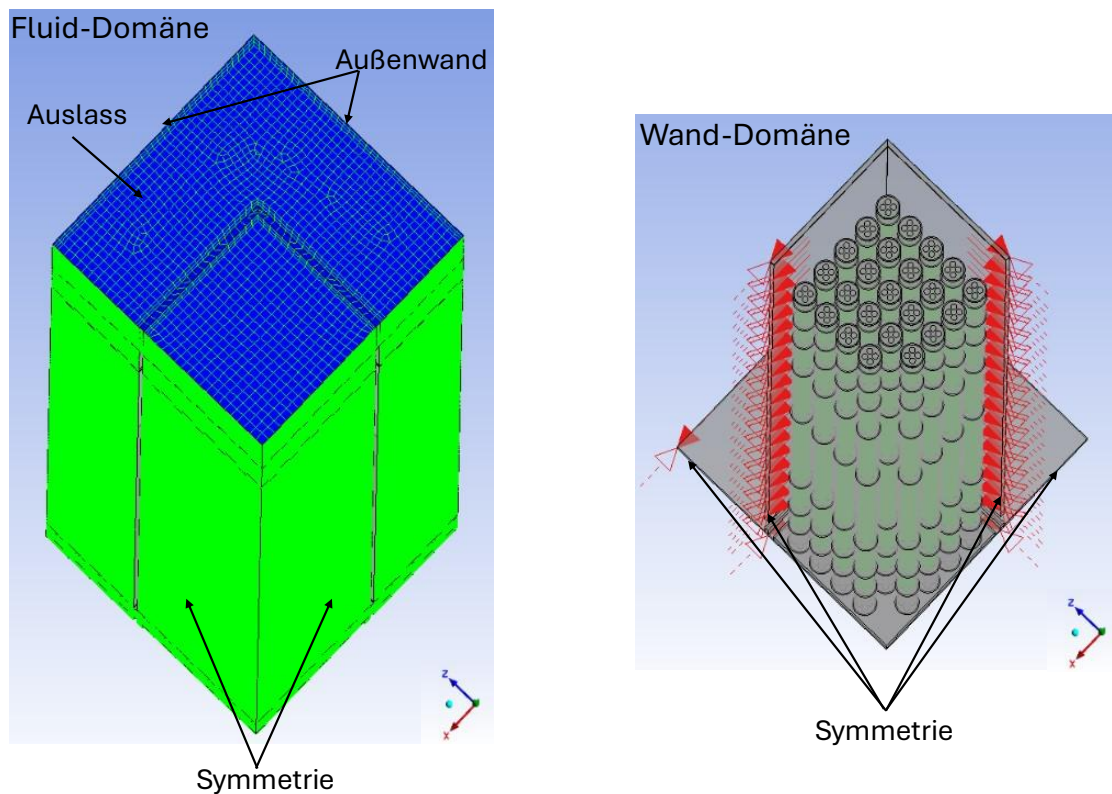


Abb. 4.18 Randbedingungen im reduzierten CFD-Modell: Fluid-Domäne (links) und Festkörper-Domäne (rechts)

Für die Advektion der Terme wurde das „High Resolution“-Schema verwendet, während die Turbulenz mit erster Ordnung gerechnet wurde. Für die Zeitdiskretisierung wurde das Backward-Euler-Schema verwendet. Das RMS-Konvergenzkriterium wurde auf $\text{RMS} < 10^{-4}$ spezifiziert. Die Zeitschrittsteuerung erfolgte mit Hilfe eines adaptiven Zeitschritts, dieser lag im Bereich 0,05 s – 0,5 s.

4.4.4.2 OpenFOAM-Setup

Das Rechennetz wurde in OpenFOAM exportiert und dort wurden zwei Regionen definiert: Fluid und Wand. Die Fluid-Wand-Schnittstelle wurde mit `mappedWall` (als „Interface“) realisiert. Zum Einsatz kam der OpenFOAM-Löser `foamMultiRun`. Die wesentlichen Gründe für die Solver-Auswahl waren die Berücksichtigung der Strömungskompressibilität sowie von CHT.

Die Luft wurde ebenfalls als ideales Gas modelliert, wobei die Wärmeleitfähigkeit und die spezifische Wärmekapazität mit Hilfe des Modells von Sutherland und Janaf berechnet wurden:

$$\mu = A_s \frac{\sqrt{T}}{(1 + T_s/T)} \quad (4.4)$$

$$\kappa = \mu C_v (1.32 + 1.77 * R/C_v) \quad (4.5)$$

wobei A_s die Sutherland-Konstante ($1.458\text{E-}06 \text{ kg}/(\text{ms K}^{1/2})$) und T_s die Sutherland-Temperatur von 110,4 K ist. Die Kupfer- und Stahl-Stoffwerte wurden temperaturabhängig betrachtet. Am Auslass der Teststrecke wurde `prghPressure` mit 1 bar definiert. Für die Berechnung des wandnahen Bereichs wurden die Modelleinstellungen `kqRWallFunction`, `omegaWallFunction`, `epsilonWallFunction` und `compressible::alphat-WallFunction` angewendet. Weiterhin wurde das `kOmegaSST`-Turbulenzmodell mit 5% Turbulenzintensität am Einlass eingesetzt.

Die Stableistung wurde über `heatSource` auf die `cellZone` mittels `fvModels` aufgebracht. Zusätzlich wurde die Wärmeübertragung durch Strahlung mit dem Modell `fvDOM` (finite-volume Discrete Ordinates Method) aktiviert. Die Diskretisierung der Strahlung erfolgte mittels drei azimuthaler Winkel ($n\text{Phi} = 3$) und drei polarer Winkel ($n\text{Theta} = 3$), wodurch eine ausreichende Richtungsauflösung gewährleistet wurde. Die Konvergenztoleranz für die Strahlungsiteration wurde auf $1\text{E-}3$ festgelegt, während die maximale Anzahl der Iterationen auf fünf begrenzt wurde. Zusätzlich wurde ein Kopplungsintervall von 20 Strömungsiterationen pro Strahlungsiteration definiert. Es wurden weder Streu-Modell noch Rußpartikel-Modell aktiviert. In der Fluid-Wand-Schnittstelle (fluidseitig) wurde die thermische Strahlung unter Annahme einer opaken Wand mit einer Emissivität von 0,3 modelliert. Die Gleichung für die Strahlungsintensität in OpenFOAM lautet:

$$I_w(s) = (1 - \varepsilon)I_r + \varepsilon \frac{\sigma T_w^4}{\pi} \quad (4.6)$$

wobei ε die Wand-Emissivität; I_r die einfallende hemisphärische Strahlungsintensität auf die Wand; σ die Stefan-Boltzmann-Konstante und T_w die Wandtemperatur ist. Die restlichen Einstellungen waren den ANSYS CFX-Einstellungen ähnlich.

Die Zeitdiskretisierung wurde mit einem Euler-Schema realisiert. Außerdem wurde das `cellLimited Gauss linear`-Schema für die Skalare und die Vektoren verwendet, das eine Genauigkeit der zweiten Ordnung aufweist. Das verwendete Advektions-Schema ist das `Gauss linearUpwind grad(U)`. Das Pimple-Loop wurde mit drei

nCorrectors (Anzahl der inneren Korrekturen) und zwei nNonOrthogonalCorrectors spezifiziert. Das Konvergenzkriterium wurde auf 1E-4 gesetzt. Der maximale Zeitschritt Δt wurde auf 0.025 s begrenzt.

4.4.5 Analyse und Vergleich der erzielten URANS-Ergebnisse

4.4.5.1 Einfluss des Strahlungsmodells auf die ANSYS CFX-Ergebnisse

Da Strahlungswärmeübertragung eine wichtige Rolle spielen kann, musste deren Einfluss auf die numerischen Ergebnisse untersucht werden. Dabei wurde mit ANSYS CFX eine Rechnung ohne Strahlungsmodell, eine mit P1-Strahlungsmodell und eine mit DTM-Strahlungsmodell durchgeführt. In den Simulationen wurde die Leistung nach ca. $t=3000$ s abgeschaltet (wie im Experiment).

Abb. 4.19 zeigt den Vergleich für die Fluid-Temperatur in den Messebenen 7 und 8. Es ist zu sehen, dass die Simulation ohne Strahlungsmodell das Experiment deutlich überschätzt, während die Simulation mit dem P1-Modell die Daten unterschätzt. Beim Experiment nimmt die Temperatur mit der Zeit nicht linear zu. Grund dafür ist, dass die Temperaturdifferenz zwischen Fluid und Umgebung (bzw. Heizquelle) mit steigender Fluidtemperatur kleiner wird. Dadurch verringert sich die treibende Temperaturdifferenz für den Wärmeübergang und die Erwärmungsrate sinkt. Die Rechnung ohne Strahlung zeigt erwartungsgemäß eine höhere Temperatur, dies ist auch bei den SOF-Temperaturen zu sehen (s. Abb. 4.20 (oben)). Für die Messebene 7 sagt CFX eine um etwa 90 K höhere Temperatur voraus.

Das P1-Modell (grüne Kurve, Abb. 4.19) hingegen unterschätzt die Fluid-Temperaturen in beiden Messebenen. In optisch mäßig bis stark diffusen Regionen kann P1 brauchbare Ergebnisse liefern; in optisch dünnen oder stark richtungsabhängigen Strahlungsfeldern jedoch neigt P1 dazu, die effektive Strahlungsleistung zu unterschätzen („Überdiffusion“) und damit die Fluid-Temperatur zu niedrig anzusiedeln - dies erklärt die systematische Unterschätzung der grünen P1-Kurve gegenüber den Messdaten. Diese Beobachtungen gelten auch für die SOF-Temperaturen.

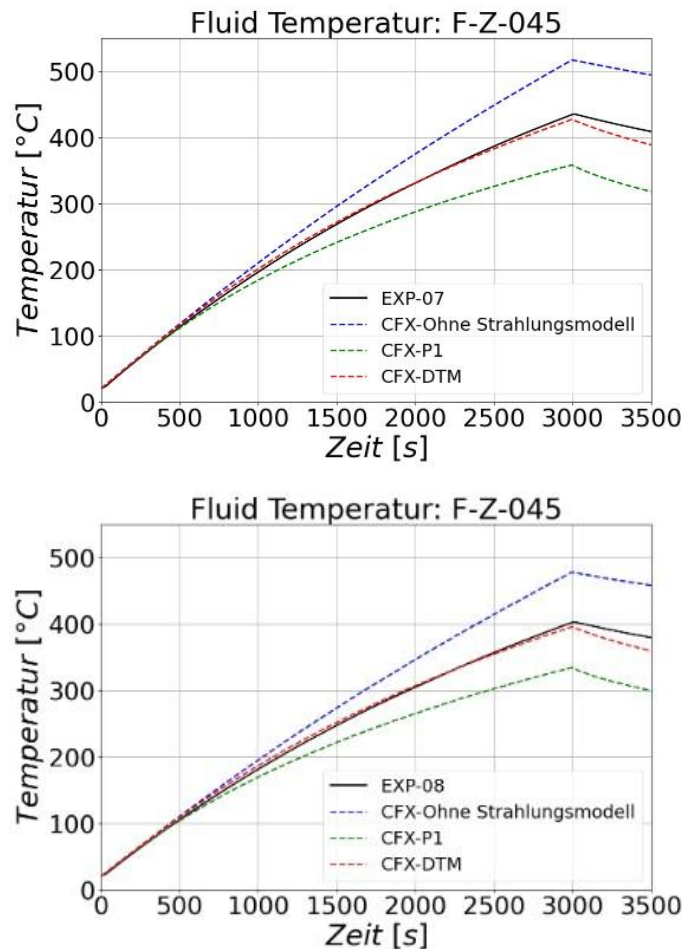


Abb. 4.19 Einfluss des Strahlungsmodells auf die Fluid-Temperatur: Messebene 7 (oben), Messebene 8 (unten)

Das DTM (rote Kurve, Abb. 4.19) erfasst gerichtete Strahlung effizienter und reproduziert die experimentellen Daten am besten: sowohl der Temperaturanstieg als auch sein Maximum werden in beiden Messebenen realistisch wiedergegeben. Dies gilt auch für die SOF-Temperaturen (s. Abb. 4.20), allerdings sind immer noch größere Abweichungen (~ 70 K) in den obersten und untersten Ebenen vorhanden.

Zum besseren Vergleich der drei Rechnungen wurde auf die XZ-Schnittebene ($Y=2029$ mm, ungefähr in der Mitte der Stablänge) die Temperatur bei Simulationszeit $t=2500$ s dargestellt (Abb. 4.21). Ohne Strahlungsmodell ist eine deutlich höhere Temperatur im Bereich der Heizbündel zu erkennen; der Wärmeeintrag wird dort lokal stark überschätzt, während der Wärmetransport in die Umgebung unterschätzt wird. Dies führt zu einem steilen Temperaturgradienten zwischen Heizbündel und Fluid. Das P1-Modell zeigt im Vergleich eine homogenere Verteilung, allerdings werden die Temperaturen in der Nähe der Heizbündel zu stark abgeflacht. Es ist in Abb. 4.22 ($t=2500$ s) zu erkennen,

dass die homogene Strahlungsverteilung im P1-Modell im Bereich des Heizbündels nur geringe Richtungsabhängigkeiten betrachtet. Dies ist typisch für die P1-Approximation, welche die Strahlung als diffusive Größe behandelt und dadurch lokale Intensitätsunterschiede nivelliert.

Das DTM liefert eine ausgewogenere Abbildung: die hohen Temperaturen im Bereich des Heizbündels werden realistisch wiedergegeben, gleichzeitig zeigt sich ein plausibler Abfall in Richtung der kühleren Randbereiche. Damit bildet das DTM die Strahlungsübertragung räumlich differenzierter und physikalisch konsistenter ab als das P1-Modell, was sich auch in der besseren Übereinstimmung mit den experimentellen Messdaten widerspiegelt. Damit wird deutlich, dass das DTM die physikalische Natur des Strahlungstransports in ALADIN deutlich besser erfasst als das P1-Modell, welches zur Überdiffusion neigt.

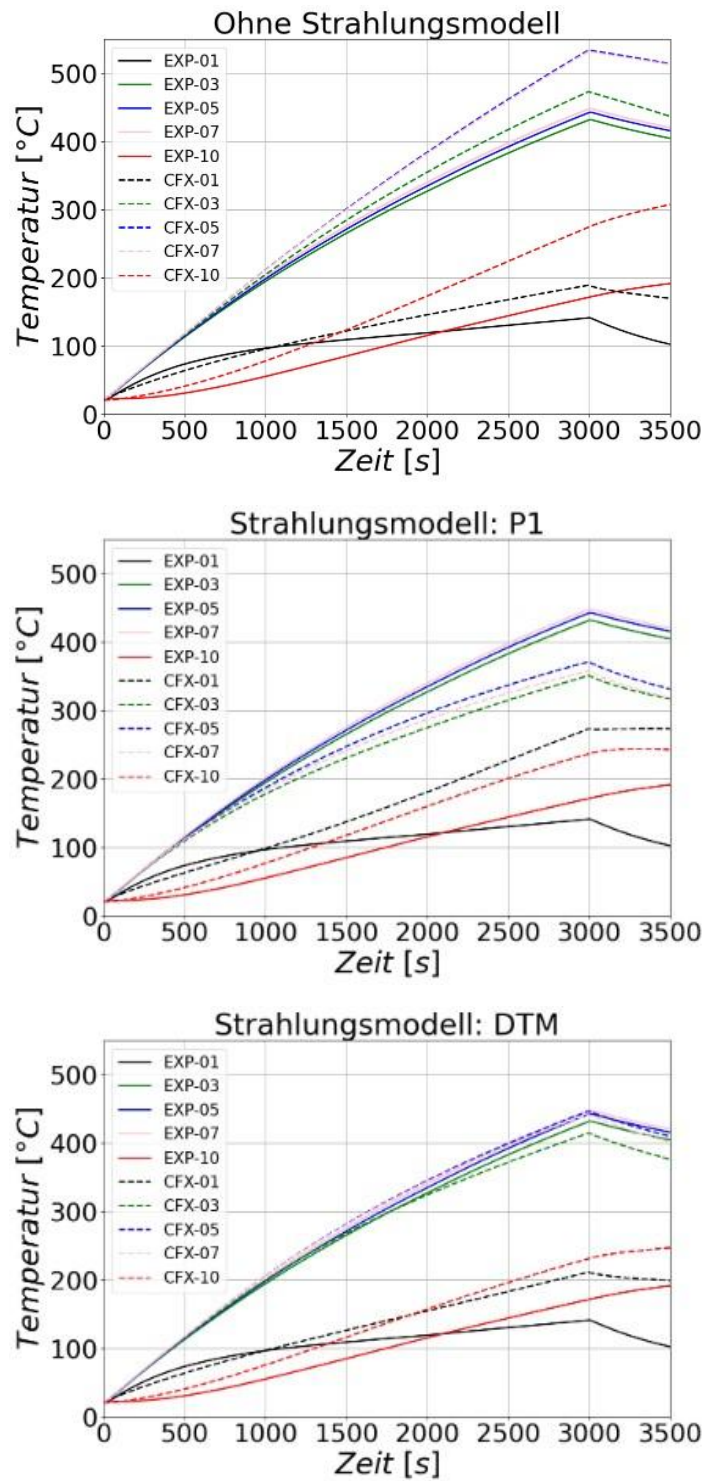


Abb. 4.20 Einfluss des Strahlungsmodells auf die SOF-Temperatur S-Z-225: ohne Strahlungsmodell (oben), P1 Modell (Mitte) und DTM (unten)

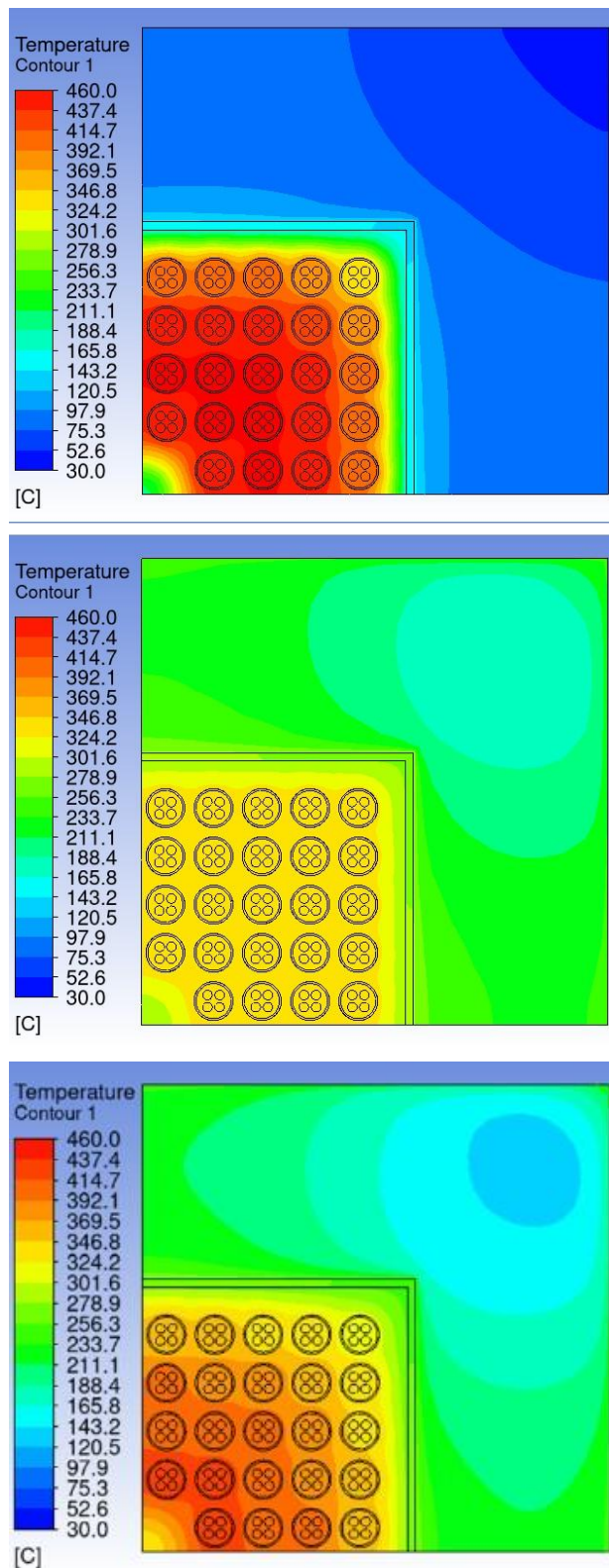


Abb. 4.21 Temperatur-Verteilung auf XZ-Schnittebene ($Y=2029$ mm, $t=2500$ s): ohne Strahlungsmodell (oben), P1 (Mitte) und DTM (unten)

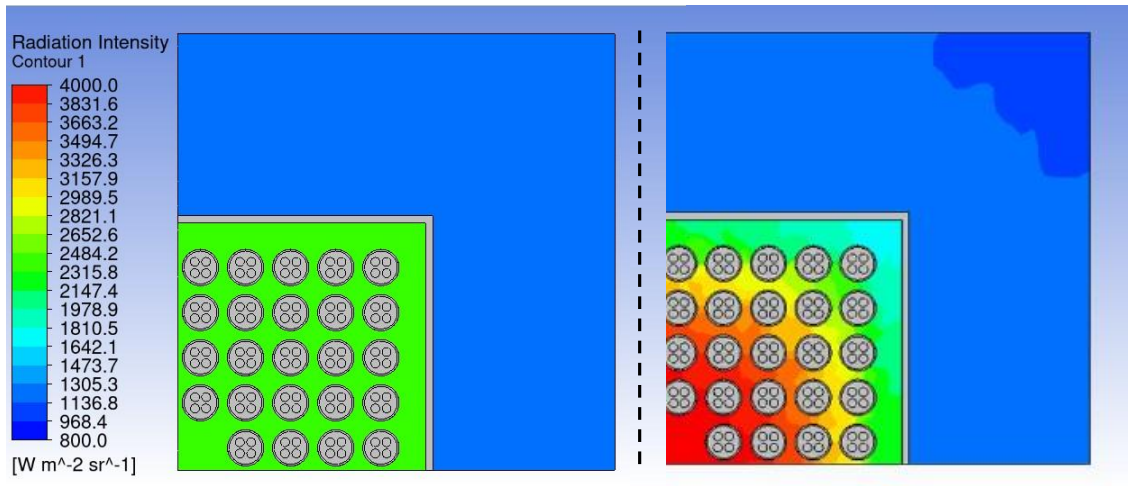


Abb. 4.22 Strahlungsintensität auf XZ-Schnittebene (Y=2029 mm, t=2500 s): P1 (links) und DTM (rechts)

Vergleiche wurden auch für den Stab B durchgeführt (Abb. 4.23), der in der BE-Ecke oben links ca. 12 mm von den beiden BE-Wänden positioniert ist. Messebene 5 liegt in der Mitte und Messebene 10 ist oben. Es ist zu sehen, dass das DTM-Modell auch hier die besten Ergebnisse liefert.

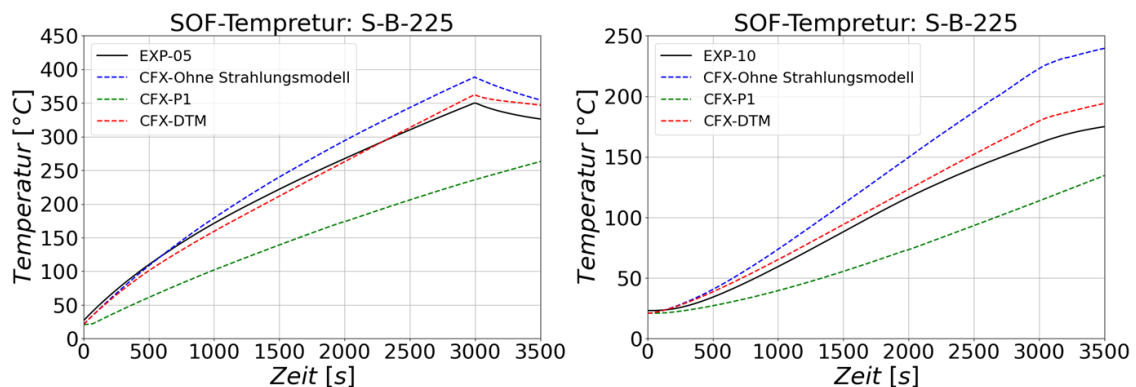


Abb. 4.23 Einfluss des Strahlungsmodells auf S-B-225: Messebene 5 (links), Messebene 10 (rechts)

4.4.5.2 Analyse und Vergleich der ANSYS CFX- und OpenFOAM-Ergebnisse

Abb. 4.24 und Abb. 4.25 zeigen mit ANSYS Post generierte Strömungslinien, die mit der Temperatur gefärbt sind (t=500 s) und entsprechend Geschwindigkeitsvektoren der Strömung. Es ist zu sehen, dass sich eine konvektive Strömung innerhalb der CFX-Fluid-Domäne einstellt (Kamineffekt). Dabei wird die kältere Luft (ca. 21 °C, mit max. Geschwindigkeit ca. 3 m/s) durch die Aufheizung leichter und deshalb steigt sie nach oben

in das Bündel. Dies führt zum Nachströmen von kühlerer Luft (von ca. 25 °C mit 0,7 m/s Geschwindigkeit) aus der Umgebung durch die Öffnungen am unteren Teststreckenende aus dem Innenkanal (s. Abb. 4.24 und Abb. 4.25 (rechts)). Diese Luft wird anschließend im Heizstabbündel erwärmt und in den Konvektionskreislauf eingebunden.

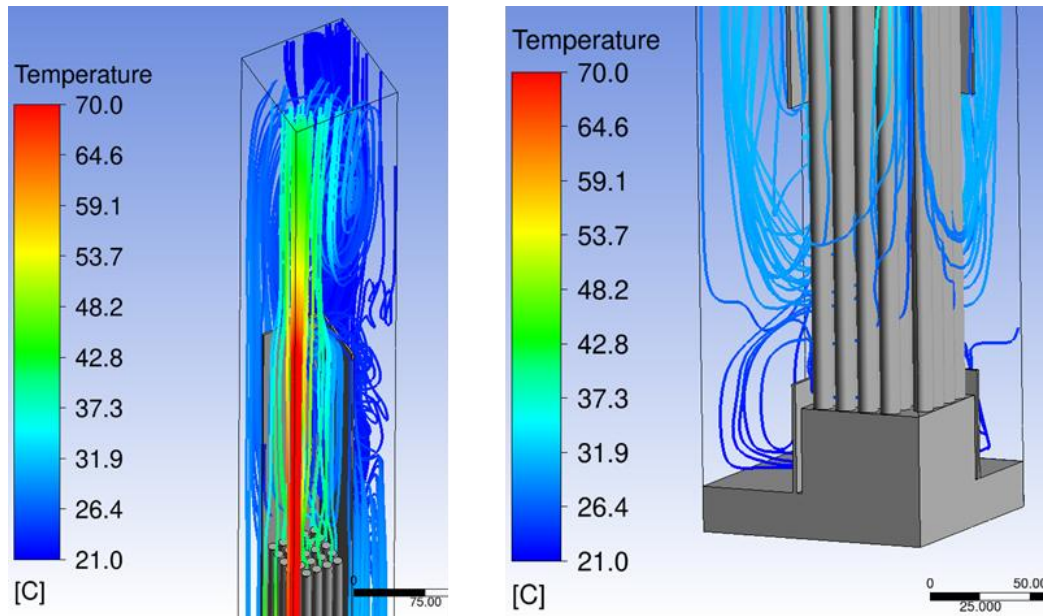


Abb. 4.24 Stromlinien gefärbt mit Temperatur bei $t=500$ s: Strömung in oberen Bereich (links) und im Bereich der Öffnungen (rechts)

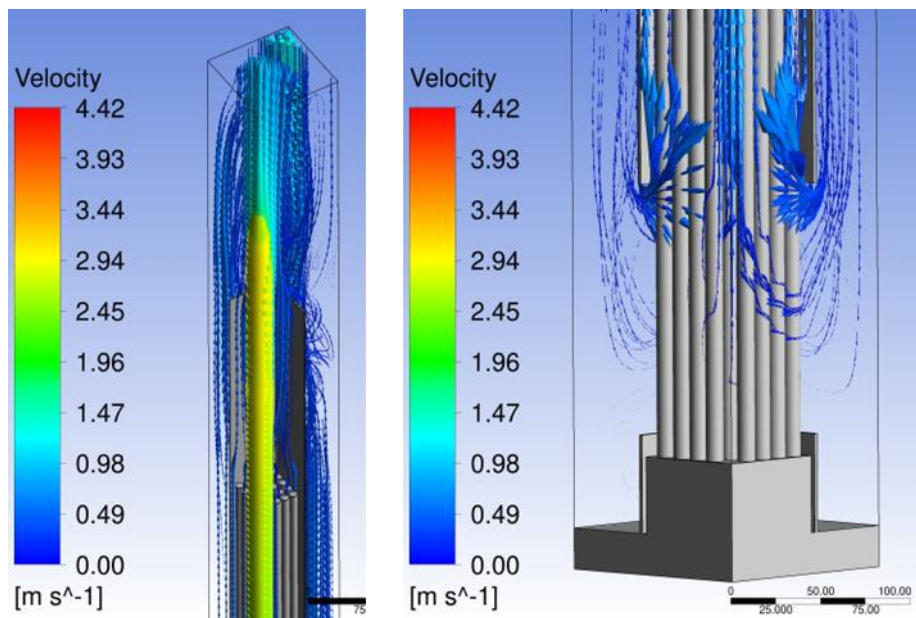


Abb. 4.25 Geschwindigkeitsvektoren bei $t=500$ s: Strömung im oberen Bereich (links) und im Bereich der Öffnungen (rechts)

Kältere Luft strömt auch entlang der Außenwand des reduzierten Modells (s. Abb. 4.24 und Abb. 4.25 (links)). Oberhalb der Heizstabbündel trifft sie die vom Bündel strömende heiße Luft und vermischt sich nur teilweise mit ihr. Dabei entsteht eine große Rezirkulationszone im oberen Teststreckenbereich. Abb. 4.26 zeigt die gleichen Bilder bei $t=1000$ s, $t=2000$ s und $t=3000$ s. Die Temperatur in der Teststrecke steigt und erwartungsgemäß wird in der Bündel-Mitte die höchste Temperatur erreicht. Die maximale Luftgeschwindigkeit in diesem Bereich erreicht 4 m/s.

In einem weiteren Schritt wurden die Ergebnisse von ANSYS CFX und OpenFOAM verglichen. OpenFOAM konnte nur mit kleineren Zeitschritten vorankommen, trotzdem wurden auch hier 3000 s gerechnet. Abb. 4.27 vergleicht die Fluid-Temperatur auf den Messebenen 7 und 8. Es ist zu sehen, dass OpenFOAM eine um bis zu 90 K niedrigere Temperatur als die experimentelle vorhersagt, während bei CFX die Abweichung im Bereich 10 K liegt ($t=3000$ s).

In Abb. 4.28 wurde die SOF-Temperatur für S-Z-225 dargestellt. CFX erfasst die gerichtete Strahlung effizienter und reproduziert gut die experimentelle Kurvenform für die meisten Ebenen. Qualitative und quantitative Abweichungen sind in den unteren und oberen Bereichen (Messebenen 1 und 10). In Gegensatz dazu unterschätzt OpenFOAM die SOF-Temperaturen um 80 - 90 K, wobei die berechneten Temperaturen in den Messebenen 1 und 10 nicht mehr vom Experiment abweichen als die mit CFX berechneten. Ähnliche Ergebnisse sind auch in den Abb. 4.29 und Abb. 4.30 für die Stäbe für S-A-225 und S-C-063 festzustellen.

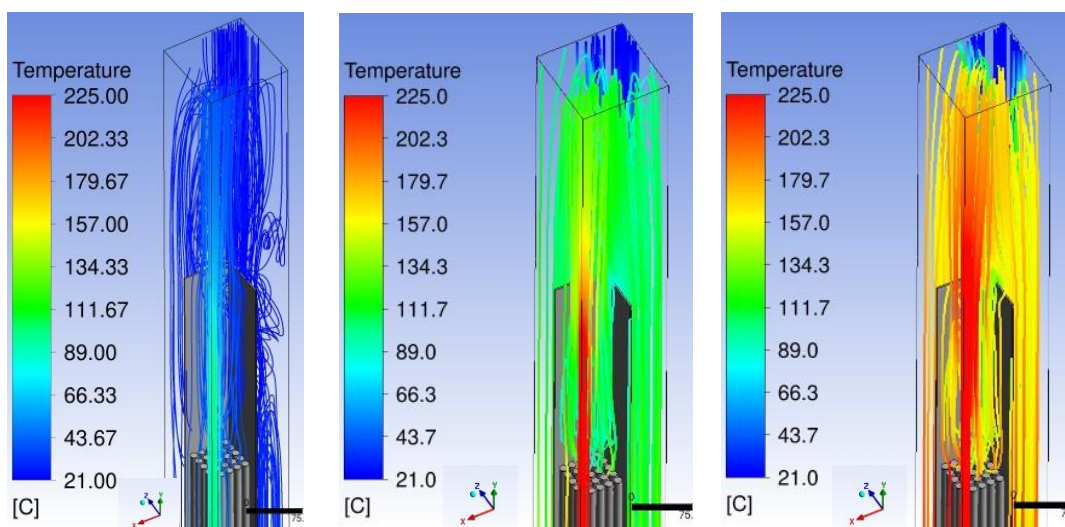


Abb. 4.26 Stromlinien gefärbt mit Temperatur: $t=1000$ s (links), $t=2000$ s (Mitte) und $t=3000$ s (rechts)

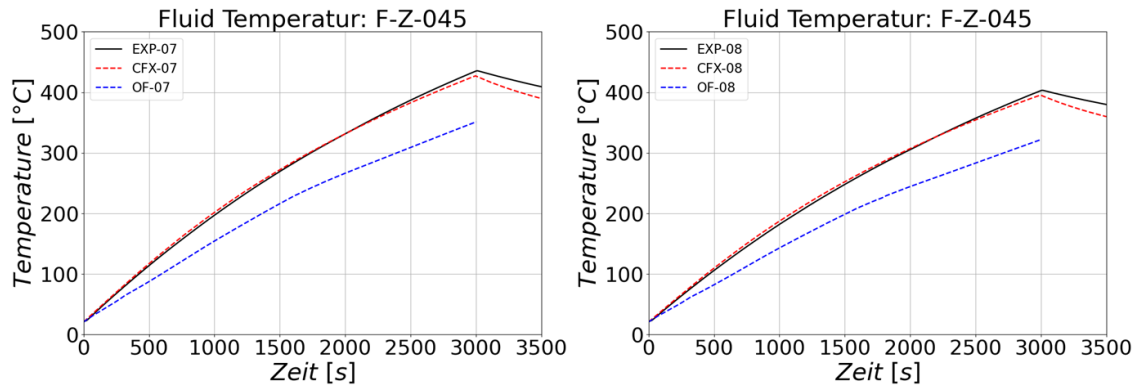


Abb. 4.27 Vergleich der Fluid-Temperatur von CFX und OpenFOAM: Messebene 7 (links), Messebene 8 (rechts)

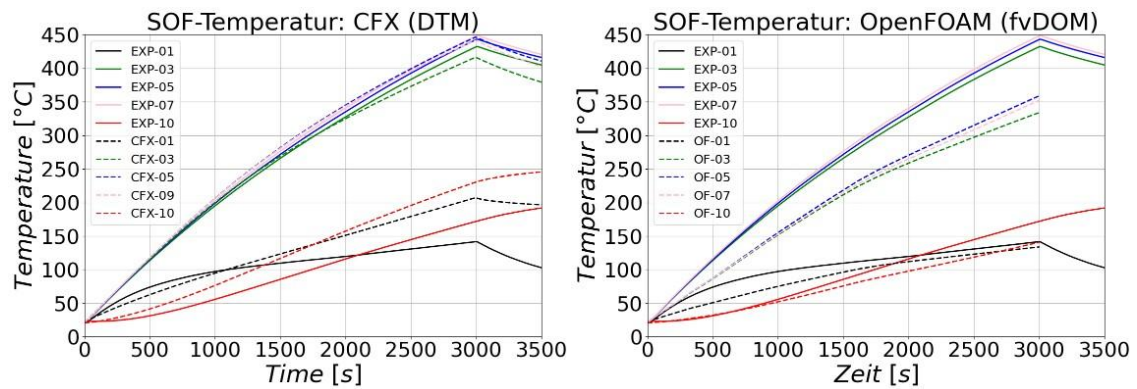


Abb. 4.28 Vergleich der SOF-Temperatur für S-Z-225: CFX-Ergebnisse (links) und OpenFOAM (rechts)

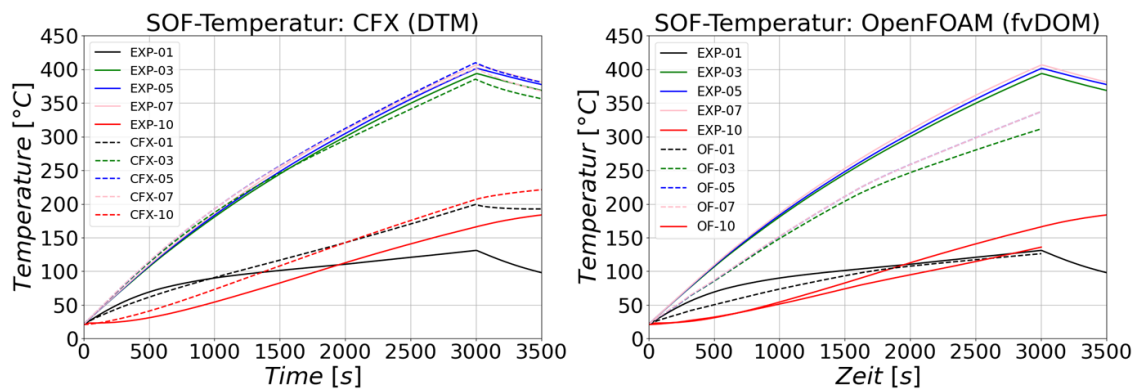


Abb. 4.29 Vergleich der SOF-Temperatur für S-A-225: CFX-Ergebnisse (links) und OpenFOAM (rechts)

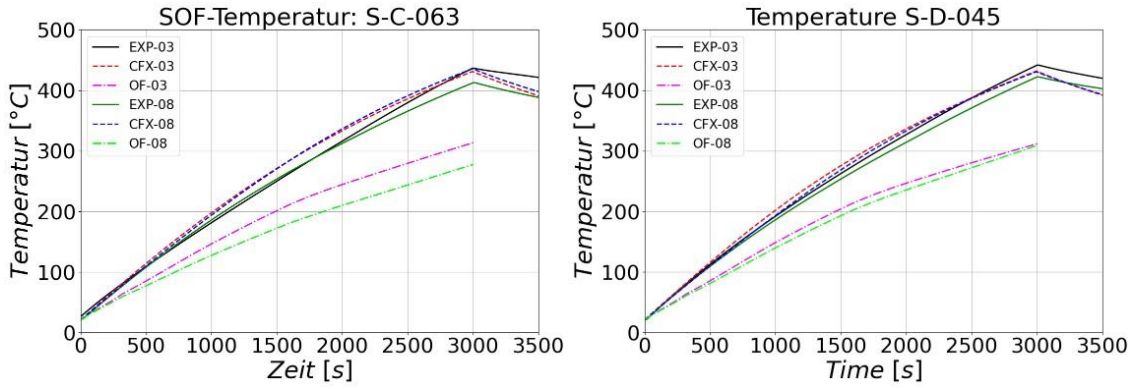


Abb. 4.30 Vergleich der SOF-Temperatur in Ebenen 3 und 8: S-C-063 (links) und S-D-045 (rechts)

Die Ursache für die Unterschiede in den OpenFOAM- und ANSYS CFX-Ergebnissen könnte in den unterschiedlichen Strahlungsmodellen liegen. In ANSYS CFX wird die DTM-Methode eingesetzt, die auf einem strahlbasierten Ansatz beruht: von den Begrenzungsflächen oder Quellen im Strömungsgebiet werden diskrete Strahlen ausgesandt, entlang derer die Strahlungstransportgleichung integriert wird. Dadurch wird die Strahlungsintensität lokal durch Absorption, Emission und ggf. vereinfachte Streuung bestimmt, wobei insbesondere Line-of-Sight-Effekte und Schattenbildungen präzise erfasst werden können. Die Berechnung erfolgt dabei als eindimensionale Integration entlang unabhängiger Strahlen, was zu einer geringen Rechenlast führt. Mehrfachstreuung und komplexe Wechselwirkungen im Medium können jedoch nur eingeschränkt berücksichtigt werden. Die Integration der Intensität entlang der Strahlen wird folgendermaßen gerechnet /ANS 25/:

$$I_v(r, s) = I_{v0}(r, s) \exp[-(\kappa_a - \kappa_s)s] + I_v(1 - \exp(-\kappa_a s)) + \kappa_s I_v \quad (4.7)$$

mit κ_a = Absorptionskoeffizient, κ_s = Streukoeffizient, s = Laufweg entlang des Strahls, I_v = Emissionsquelle und $\bar{I}_v$ = Winkelmittelwert der Intensität.

Im Gegensatz dazu implementiert OpenFOAM mit der Finite-Volume Discrete Ordinates Method (fvDOM) einen gitterbasierten Transportansatz, bei dem der Winkelraum in diskrete Richtungen (Ordinaten) unterteilt wird und für jede Richtung eine gekoppelte Transportgleichung über das gesamte Rechengitter gelöst wird. Dadurch entsteht ein vollständiges Intensitätsfeld, das über alle Richtungen integriert die Strahlungsflüsse und volumetrischen Quellterme liefert. Dieser Ansatz ist rechenintensiv, ermöglicht aber eine systematischere Behandlung teilnehmender Medien mit Absorption, Emission und Mehrfachstreuung sowie eine konsistente Kopplung an das Energiefeld. Somit liegt der

zentrale Unterschied darin, dass CFX eine effiziente, strahlweise Integration mit starker Eignung für direkte Strahlung nutzt, während OpenFOAM über DOM eine umfassende, richtungsaufgelöste Lösung für komplexe Strahlungstransporte bereitstellt. DOM diskretisiert den Solidwinkel $\Delta\Omega_i$ und löst die stationäre RTE für jede diskrete Richtung (i) und jeden Spektralbereich (λ) /OPE 23/:

$$s_i \cdot \nabla I_{\lambda,i} = -(\kappa_a - \kappa_s)I_{\lambda,i} + \kappa_a I_{b,\lambda}(T) + \frac{\kappa_s}{4\pi} \sum_j [I_{\lambda,j} \Phi(s_i, s_j) \Delta\Omega_j] \quad (4.8)$$

mit $I_{b,\lambda}(T)$ = Schwarzkörper-Emissionsintensität, Ω = Raumwinkel, $\Phi(s_i, s_j)$ = Streu-Phasenfunktion. Daraus werden die Bestrahlungsstärke und die Strahlungsquellen für die Energiebilanz berechnet. Gleichungen (4.7) und (4.8) entsprechen konzeptionell derselben Kopplung, jedoch führt DOM dies richtungsabhängig durch und löst die räumliche PDE, anstatt nur entlang ausgewählter Strahlen zu integrieren.

Die zugrunde liegende Berechnungsmethode der Strahlungsmodellierung in OpenFOAM ist mit einem erheblichen numerischen Aufwand verbunden. Eine wesentliche Voraussetzung für die Verbesserung der Ergebnisqualität ist die lokale Netzverfeinerung in Bereichen mit starken Strahlungsgradienten, da grobe Zellen die Genauigkeit der Lösung deutlich beeinträchtigen können.

Die Analysen zeigten, dass die OpenFOAM-Simulationen mit einem Strahlungsmodell sehr aufwendig sind. Grund dafür sind die (im Vergleich zu CFX) feineren Rechennetze, die eingesetzt werden sollen. Diese führen automatisch zu kleineren Zeitschrittgrößen, was die Dauer der Rechenläufe weiterhin vergrößert. Nach eigenen Schätzungen wird die OpenFOAM-Analyse von einem Versuch mit einem erweiterten CFD-Modell (wie dem im nächsten Kapitel beschriebenen CFD-Modell) über sechs Monate dauern (mit 60 - 70 Kernen). Der Aufwand mit ANSYS CFX ist aufgrund der kleineren Rechennetze und größeren Zeitschritte um Größenordnungen kleiner. Daher wurden die nachfolgenden Simulationen zum Szenario „Luftgekühltes BE ohne Wasserblockade“ mit einem erweiterten ANSYS CFX-Modell durchgeführt.

4.5 Simulation des Szenarios „Luftgekühltes BE ohne Wasserblockade“ mit dem erweiterten ANSYS CFX-Modell

Die beschriebenen Simulationen wurden mit dem reduzierten Modell durchgeführt, um den Einfluss verschiedener Modelle und die Kalibrierung mehrerer Parameter schneller durchführen zu können. In diesem Kapitel werden die Analysen mit dem detaillierten ANSYS CFX-Modell beschrieben. Die Geometriaufbereitung und die Gittergenerierung wurden bereits in Kap. 4.2 und 4.3 erläutert. Das erweiterte ANSYS CFX-Modell besteht aus drei Domänen: Fluid, Wand und Isolierung (Abb. 4.31). Diese wurden mit dem GGI-Interface verbunden. Die Außenwand der Isolierung kommt in Berührung mit der Umgebung, an dieser Stelle wurde eine konstante Temperatur von 23 °C spezifiziert. Die drei Domänen wurden mit Rotationssymmetrie-Randbedingungen versehen. Die Materialeigenschaften der Teststreckenisolierung wurden von den Experimentatoren zur Verfügung gestellt. Die Stoffwerte der restlichen Materialien wurden bereits in Kap. 4.4 beschreiben und die Randbedingungen und Einstellungen in Kap. 4.4.4.1 erläutert.

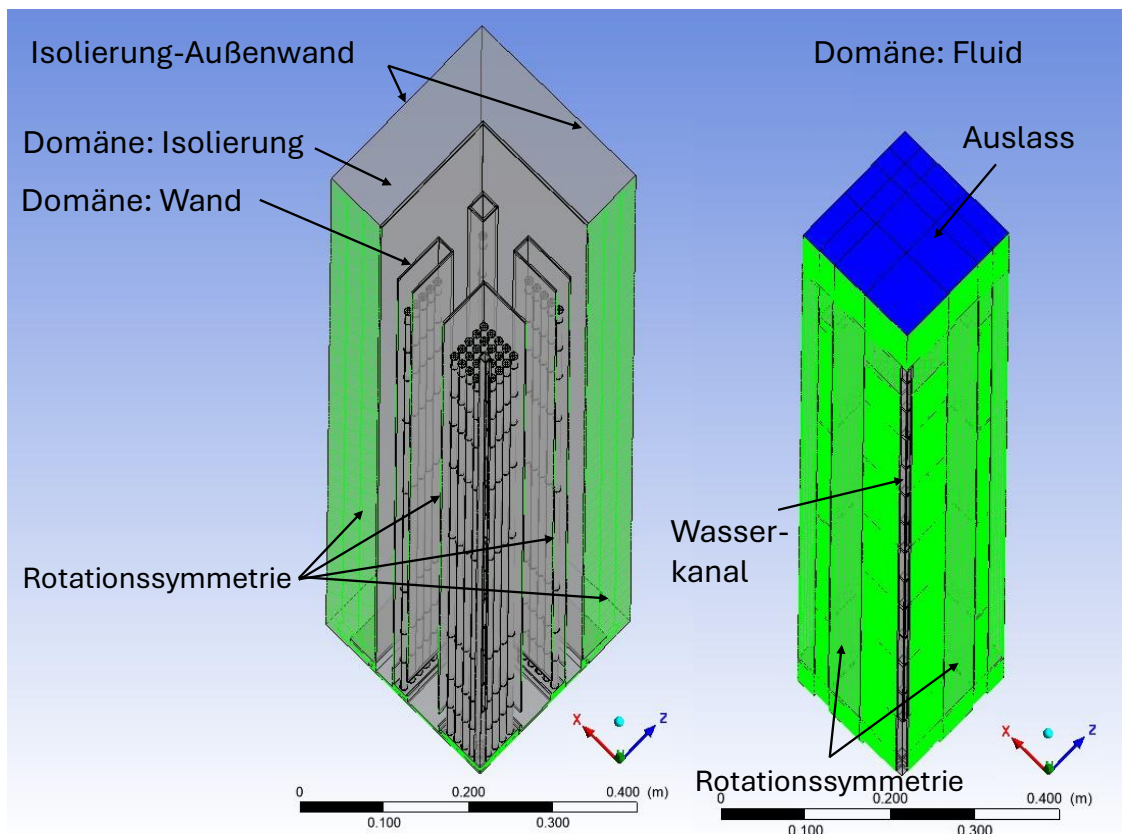


Abb. 4.31 Erweitertes ANSYS CFX-Modell mit Randbedingungen

4.6 Analyse und Vergleich mit Versuchsdaten

Mit Hilfe von 70 parallelen Kernen konnte ANSYS CFX 60 s Problem-Zeit pro Tag rechnen. Die gesamte Simulation (3100 s) lief ca. 7 Wochen auf dem GRS-Cluster.

Abb. 4.32 und Abb. 4.33 zeigen die Temperaturverteilung und die Geschwindigkeitsvektoren bei $t=500$ s. Der vorher beobachtete Kamineffekt ist auch hier zu sehen. Aus der Umgebung strömt kühlere Luft mit Geschwindigkeit von 0,35 m/s in den ALADIN-Versuchsaufbau ein, siehe Abb. 4.32. Diese tritt zunächst am äußeren Randbereich des Außenkanals ein und gelangt anschließend in den unteren Bereich des 3D-ALADIN-Modells. Die einströmende kalte Luft (ca. 21 °C) verteilt sich über die Öffnungen im unteren Bereich der Anlage auf den Innenkanal, den Randkanal und den Eckkanal, in denen die beheizten Stäbe angeordnet sind (s. Abb. 4.33). Ein Teil der kalten Luft, die sich im unteren Bereich befindet, strömt mit einer durchschnittlichen Geschwindigkeit von 0,16 m/s nach oben um den inneren Kanal herum (s. Abb. 4.33).

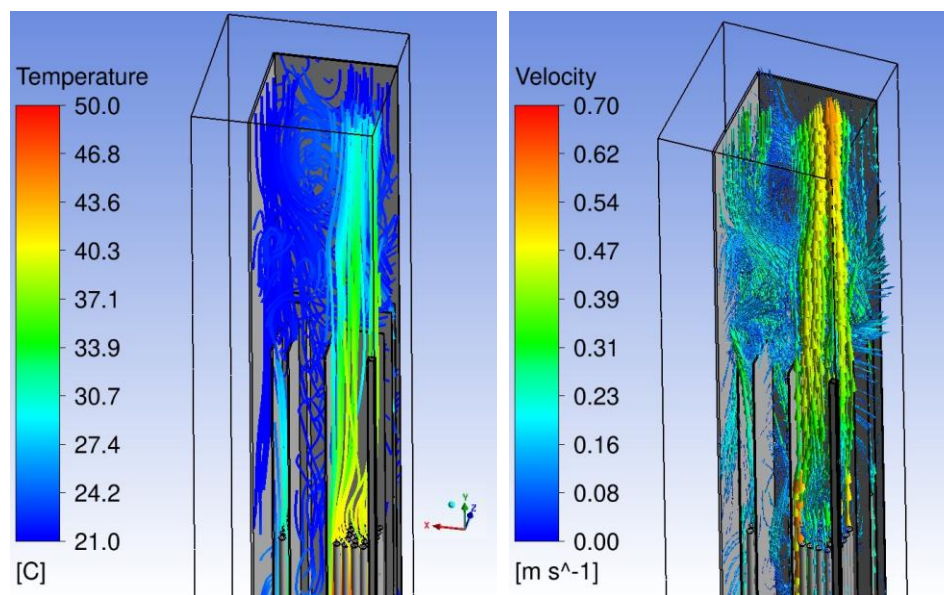


Abb. 4.32 Oberer Teststreckenbereich: Stromlinien gefärbt mit Temperatur (links) und Geschwindigkeitsvektoren (rechts) bei $t=500$ s

Im Randkanal strömt ein Teil der Luft nach unten, erwärmt sich und steigt aufgrund der temperaturbedingten Dichteunterschiede entlang der Kanalwände wieder nach oben. Insgesamt führt die durch die Erwärmung hervorgerufene Verringerung der Dichte zu einem Auftrieb, sodass die Luft entlang der Heizstäbe nach oben aufsteigt. Die erwärmte Luft gelangt anschließend oberhalb des Stabbündels, wo sie sich mit der kühleren Zuluft

vermischt. In diesem Mischungsbereich entstehen Wirbelstrukturen, wodurch eine turbulente Strömung ausgebildet wird und sich die kältere Luft teilweise erwärmt.

Bei $t=1000$ s ist im oberen Bereich des Modells ein geneigter Wirbel erkennbar, der sich im Uhrzeigersinn dreht, s. Abb. 4.34 links. In diesem Wirbelbereich kommt es zu einer starken Vermischung der von unten einströmenden kühleren Luft mit der entlang der Heizstäbe aufsteigenden heißen Luft. Zum Zeitpunkt $t=2000$ s erhöht sich die Lufttemperatur im Kernbereich bis auf 127 °C (s. Abb. 4.34 Mitte: hier sind die unterschiedlichen Skalen in den drei Bildern zu beachten). Etwa 1000 s später erreichen die Lufttemperaturen Werte von über 150 °C , wobei die Turbulenz im oberen Teststreckenbereich für eine intensive Durchmischung sorgt. Ab $t=3000$ s (siehe Abb. 4.34 rechts) nähern sich die Strömungs- und Temperaturfelder einem quasi-stationären Zustand. Die heiße Luft steigt mit hoher Geschwindigkeit entlang der Heizstäbe nach oben, während kühle Luft kontinuierlich von unten nachströmt. Dadurch wird die Temperaturverteilung im oberen Teststreckenbereich etwas homogener, wobei Temperaturspitzen von über 180 °C auftreten.

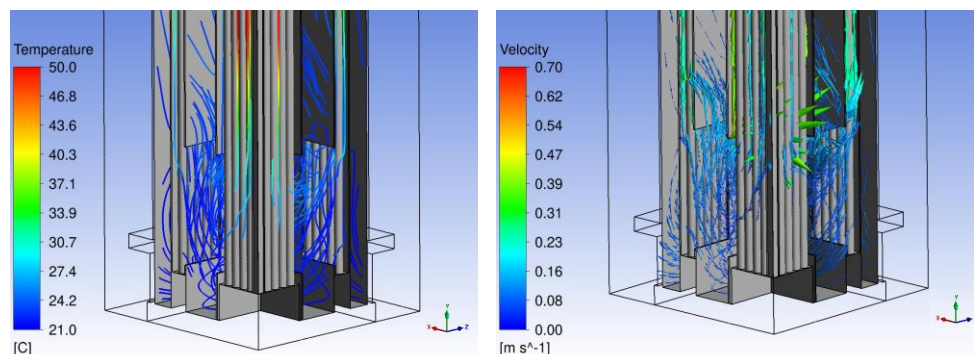


Abb. 4.33 Strömung in unteren Kanal-Öffnungen: Stromlinien gefärbt mit Temperatur (links) und Geschwindigkeitsvektoren (rechts) bei $t=500$ s:

4.7 Vergleich der SOF-Temperaturen

In Abb. 4.35 ist das Temperaturprofil des Experiments mit den Ergebnissen der CFD-Simulation für Stab D nach einer Simulationszeit (bzw. Versuchszeit) von 50 Minuten ($t=3000$ s) dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die Simulation die SOF-Temperatur über die Stab-Höhe korrekt und realistisch abbildet. Dies deutet darauf hin, dass die Wärmeerzeugung und die Aufheizung im Kernbereich relativ gut wiedergegeben werden kann.

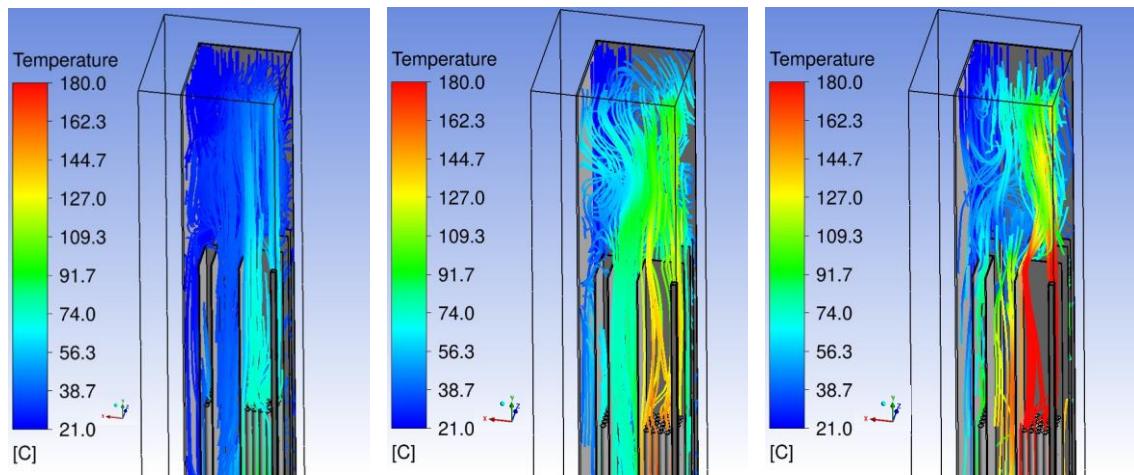


Abb. 4.34 Stromlinien gefärbt mit Temperatur: $t=1000$ s (links), $t=2000$ s (Mitte) und $t=3000$ s (rechts)

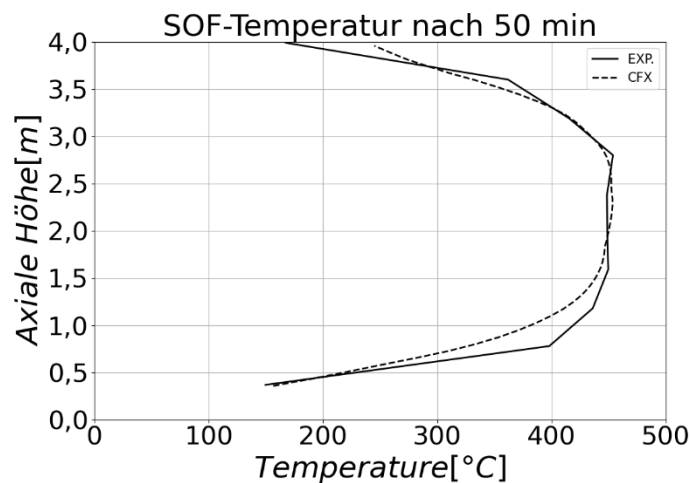


Abb. 4.35 Axiales SOF-Temperaturprofil von Stab D nach 50 min

In Abb. 4.36 ist das Temperaturprofil auf zwei Messebenen dargestellt. Messposition 7 ist die Position, auf der die Freisetzung der Energie (Leistung) maximal ist. Danach sinkt die Energieerzeugung über die Höhe von Stab Z und als Folge davon ist die Temperatur auf Messebene 8 etwas niedriger. Die Übereinstimmung zwischen Rechnung und Messung ist gut, die größte Abweichung von 10 K tritt nach 3000 s auf.

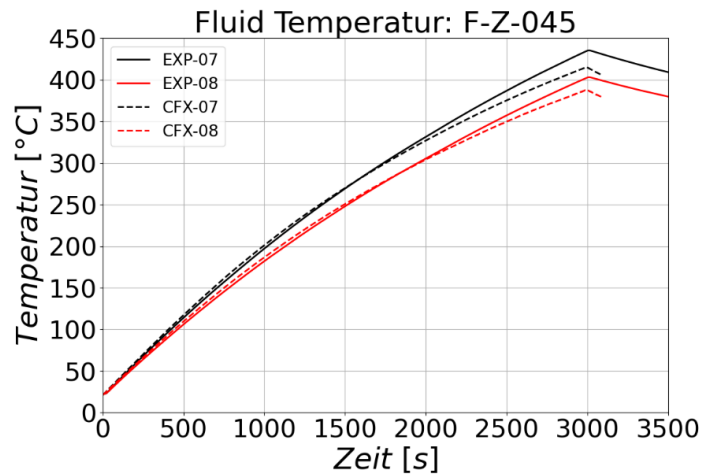


Abb. 4.36 Vergleich der Fluid-Temperatur 5 mm entfernt von der Oberfläche des Stabs Z

Zunächst wurde die SOF-Temperatur von den beheizten Stäben verglichen. Abb. 4.37 stellt die SOF-Temperatur von Stab Z für mehrere Messebenen dar. Es kann eine gute Übereinstimmung zwischen Rechnung und Messung festgestellt werden. Ausnahmen sind hier die Temperaturverläufe in Messebenen 1 und 10. Ein möglicher Grund für die Abweichung in Messebene 1 (20 K) sind die unklaren Anfangsrandbedingungen im unteren Bereich der Versuchsanlage. Die Abweichung für Messebene 10 beträgt 70 K.

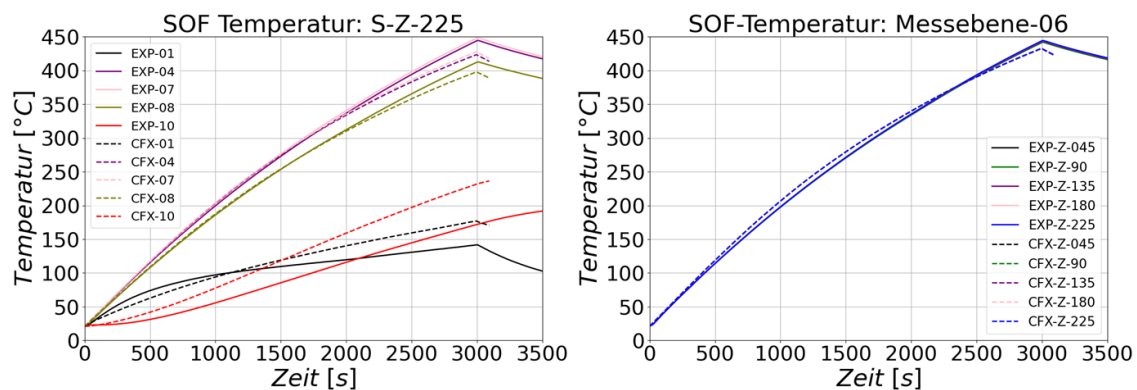


Abb. 4.37 SOF-Temperatur für S-Z-225: Messebenen 1, 4, 7, 8 und 10 (links) und Messebene 6 (rechts)

Stab A und Stab B befinden sich im wandnahen Innenkanal. Abb. 4.38 zeigt den Vergleich mit dem Experiment für diese Stäbe. Stab B ist nicht weit von der Wand entfernt und Abb. 4.37 rechts zeigt eine sehr gute Übereinstimmung auch für Messebene 1 sowie kleinere Abweichungen vom Experiment für Messebene 10.

Stab C und Stab D liegen nicht weit vom Wasserkanal entfernt und zeigen ähnliche Temperaturverläufe (Abb. 4.39). Die Messung von Stab C auf Ebene 1 war während des Versuchs ausgeschaltet, daher fehlt diese in der Abbildung.

Die Abb. 4.40 zeigt die SOF-Temperatur auf verschiedenen Messebenen für den Rand- und Eckstab. Diese Stäbe sind von zusätzlichen Kanälen umgeben, die für veränderte Strömungsbedingungen sorgen. Die Temperaturen liegen deutlich niedriger als im Bündel, was zu erwarten ist. Kühlere Luft strömt von den unteren Kanalöffnungen nach und sorgt für eine Abkühlung. Auch hier liegen die maximalen Abweichungen im Bereich von 12 K, die auf die unbekannten Randbedingungen im unteren Bereich der Anlage zurückzuführen sind.

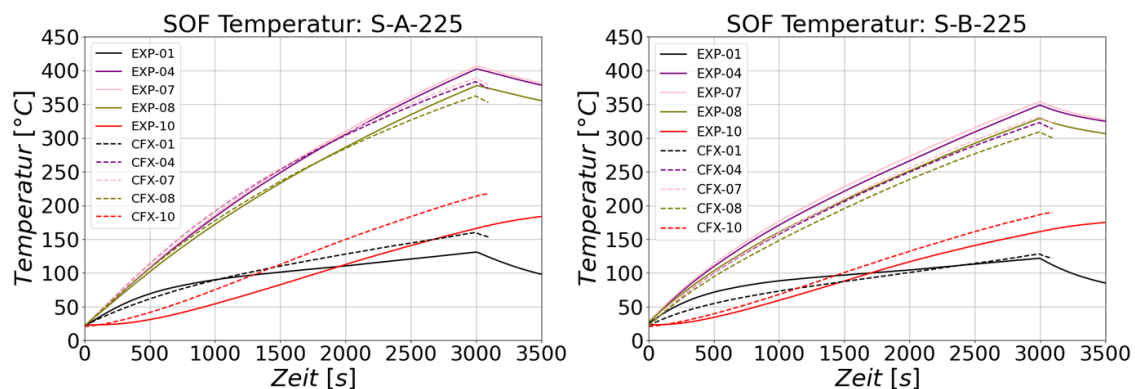


Abb. 4.38 SOF-Temperatur für S-A-225 (links) und S-B-225 (rechts)

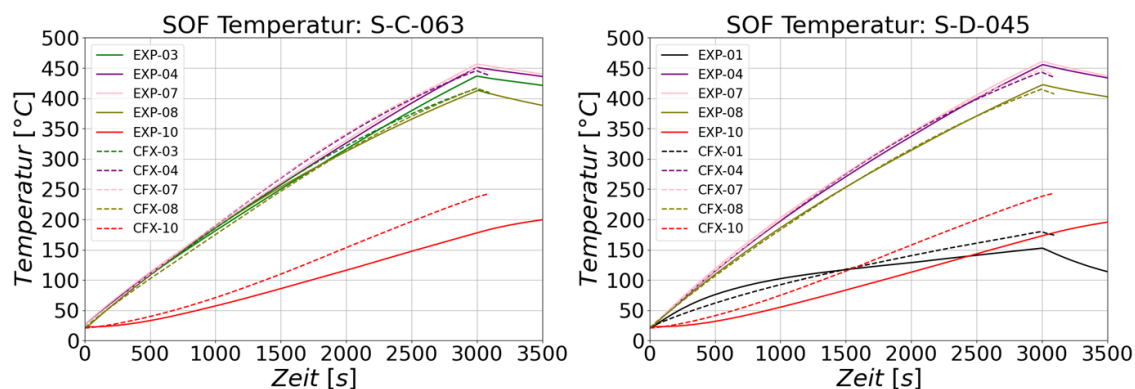


Abb. 4.39 SOF-Temperatur für S-C-063 (links) und S-D-045 (rechts)

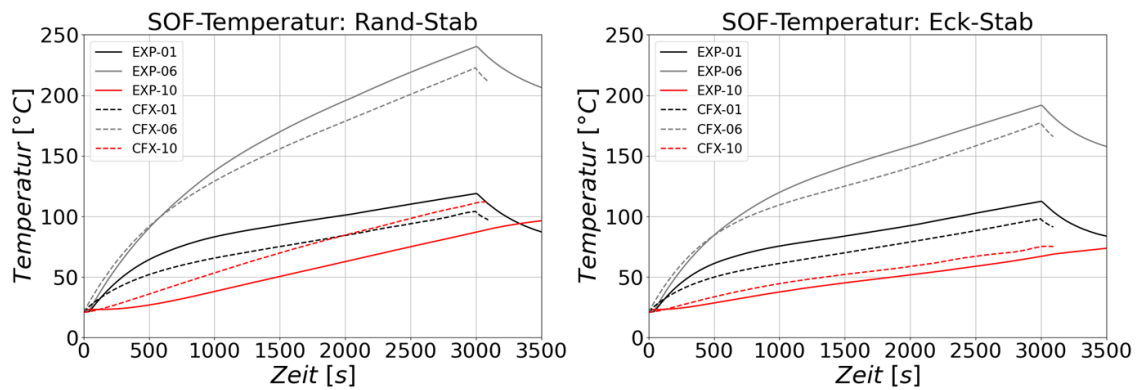


Abb. 4.40 SOF-Temperatur für Randstab (links) und Eckstab (rechts)

4.8 Vergleich der Fluid-Temperaturen

Bisher wurden die SOF-Temperaturen verglichen. Im Folgenden wird die Temperaturentwicklung in den Kanälen über die Höhe betrachtet. Die Messungen im Innenkanal erfolgten an drei Positionen. Da das verwendete Modell einen $\frac{1}{4}$ -Sektor der Teststrecke darstellt, konnten nur zwei Positionen erfasst werden: Position 0 (gesamte Kanalhöhe) und Position 1 (Messebenen 7 und 8) (s. Anhang A.1).

In Abb. 4.41 (links) ist der Temperaturverlauf über die Kanalhöhe für Position 0 dargestellt. Hierbei zeigt sich, dass die Simulation die experimentellen Trends insgesamt gut wiedergibt. Die Abweichungen zwischen Simulation und Experiment sind positionsabhängig: auf Messebene 1 und 4 beträgt die Abweichung max. 20 K, während diese bei den übrigen Messebenen unter 10 K bleibt. In Abb. 4.41 (rechts) ist der zeitliche Temperaturverlauf an den Positionen 0 und 1 auf Messebene 7 dargestellt. Der Abstand zwischen den beiden Messpositionen beträgt 55 mm. Die Simulation bildet den experimentellen Verlauf insgesamt gut ab, weist jedoch leicht höhere Temperaturwerte auf, insbesondere im späteren Zeitbereich. Der Unterschied zwischen Position 0 und 1 ist in den Simulationen stärker ausgeprägt als in den Messungen. Insgesamt zeigen die Ergebnisse, dass das erweiterte 3D-Modell die Temperaturentwicklung im Innenkanal sowohl höhen- als auch zeitabhängig gut wiedergibt. Die größten Abweichungen treten an den unteren Messebenen sowie an Position 1 auf, bleiben jedoch in einem akzeptablen Bereich (< 20 K).

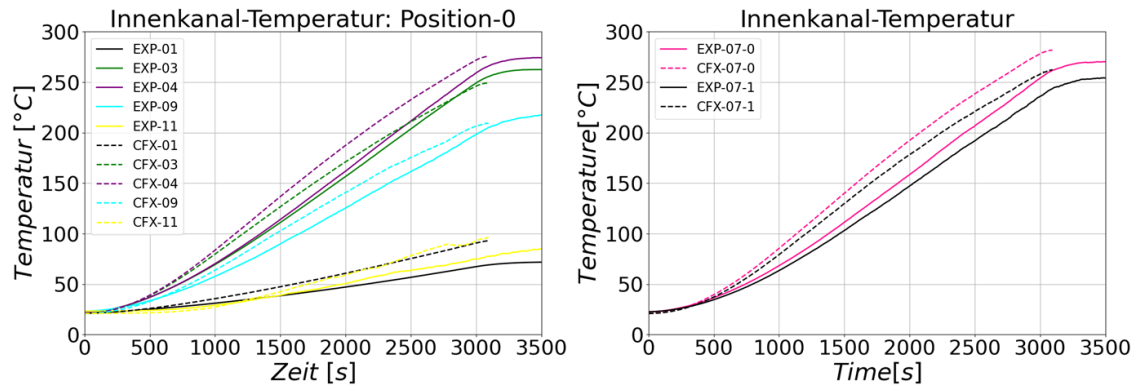


Abb. 4.41 Innenkanal-Temperatur: Messung über die Höhe (links) und Vergleich der Positionen auf Messebene 7(rechts)

Die Temperaturverläufe im Rand- und Eckkanal sind in Abb. 4.42 dargestellt. Erwartungsgemäß sind diese niedriger als die Innenkanal-Temperaturen. Obwohl im Randkanal ANSYS CFX die Messdaten um bis zu 25 K überschätzt, kann der Code den zeitlichen Verlauf der Aufheizung qualitativ gut vorhersagen (Abb. 4.42 links). Im Eckkanal (Abb. 4.42 rechts) entsteht ein niedrigeres Temperaturniveau als im Randkanal mit einer maximalen Temperatur von 140 °C auf den Messebenen 4 und 6. Es ist zu sehen, dass der Code hier die Messwerte um bis zu 25 K unterschätzt. Es lässt sich vermuten, dass der CFD-Code die Strömungsverhältnisse zwischen den beiden Kanälen nicht richtig erfasst und dies zu einer kleineren Vermischung führt. Eine höhere Turbulenz in diesen Bereichen würde den Wärmeaustausch intensivieren und somit die gerechneten Randkanal-Temperaturen reduzieren und die Eckkanal-Temperaturen erhöhen. Dies würde die Übereinstimmung mit den ALADIN-Daten weiterhin verbessern.

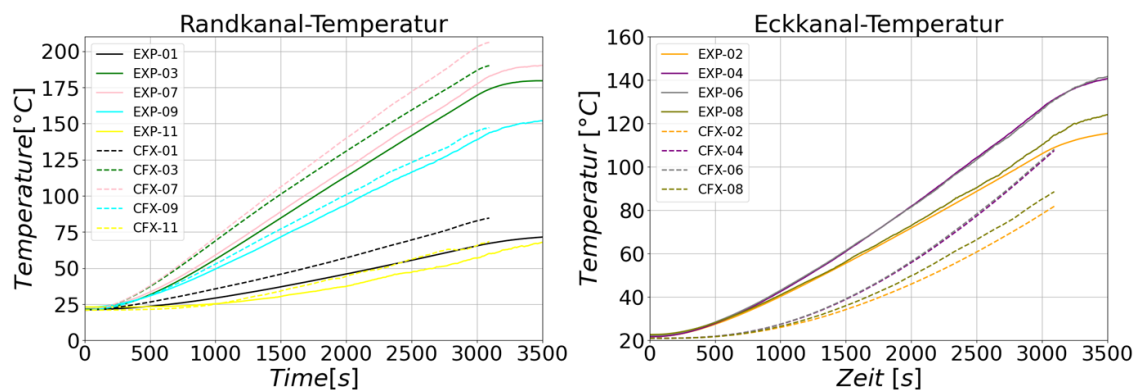


Abb. 4.42 Temperaturmessung: Randkanal (links) und Eckkanal (rechts)

4.9 Simulation des Szenarios „Dampfkühlung“ mit OpenFOAM

Hier wird die Komplexität der numerischen Simulationen durch die Berücksichtigung von Zweiphasenströmungen mit Verdampfung erhöht. In dem Szenario „Dampfkühlung“ geht es um die partielle Freilegung der ALADIN-Stäbe. Im Experiment wurde der Einfluss der Wasserverdampfung bzw. des entstehenden Dampfes auf die Kühlung der SOF untersucht und bewertet. Der anfängliche Füllstand betrug 3,17 m, sodass die SOF der Ebenen 1 bis 7 mit Wasser abgedeckt waren, während die Ebenen 8 bis 10 freilagen, siehe Abb. 4.43. Die zusätzliche Fluidmessung wurde am Ende des Innenkanals (F-B-11) und am Ende des Stabbündels (F-B-10) eingestellt. In diesem Versuch wurde der Einfluss der SOF-Temperatur von Stab D untersucht. Aus der Versuchsreihe wurde folgender Testfall zur Nachrechnung mit OpenFOAM ausgewählt: Spaltbreite von 25 mm, gleichmäßiges radiales Leistungsprofil, Stableistung von 50 W, Berücksichtigung des Zusatzkanals. Eine Stableistung von 50 W führt zu einer Stabbündelleistung von 9600 W und 2200 W Leistung der Nachbarelementen.

In diesem Versuch steigen die SOF-Temperaturen der freigelegten Stabbereiche in den Ebenen 9 und 10 bis zum Zeitpunkt $t \approx 4,25$ h von 25 °C bis auf 245 °C bzw. 416 °C, siehe Abb. 4.44. Sobald der Siedepunkt erreicht wird, beginnt das Wasser zu verdampfen. Dies hat Einfluss auf die SOF-Messstellen, die oberhalb des Wasserspiegels bleiben. Die SOF der Ebene 9 steigt bis etwa $t \approx 5$ h weiter, bevor im beheizten Stabbereich eine deutliche Abkühlung durch Mischung mit der von oben kommenden kalten Luft stattfindet, siehe Abb. 4.44. Die unbeheizte Ebene 10 hat dagegen eine Aufheizung durch den aufsteigenden, heißeren Dampf erfahren. Mit sinkendem Füllstand steigt die freigelegte beheizte Länge, entlang der sich Dampf überhitzen kann (siehe auch die steigende Fluidtemperatur am Ende des Stabbündels), wodurch die Kühlung der oberen beheizten Ebenen vermindert wird /PAR 18/.

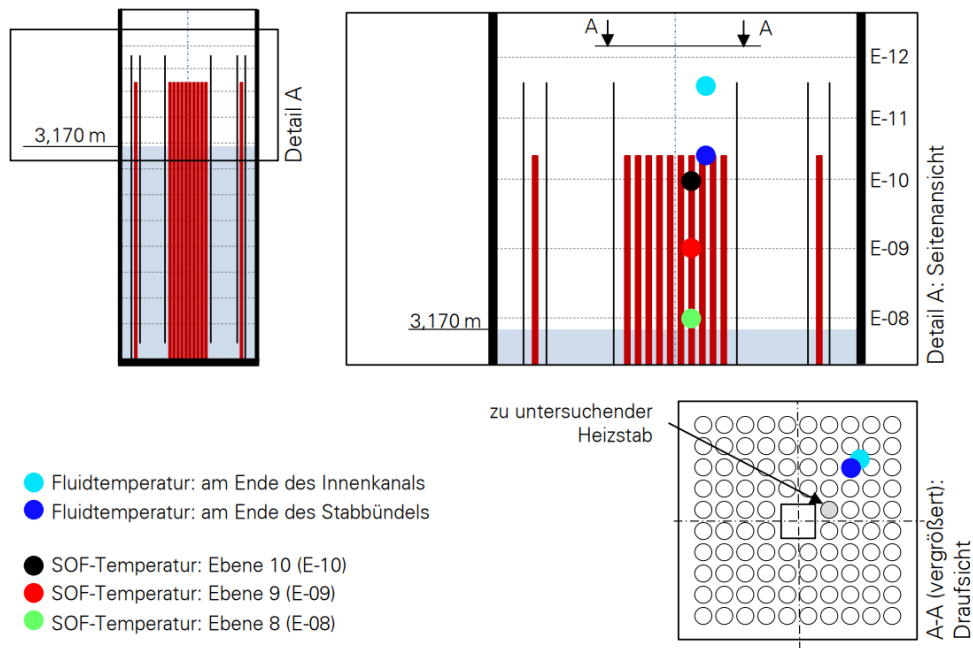


Abb. 4.43 Experimentelles Setup und Position der Messstellen /PAR 18/

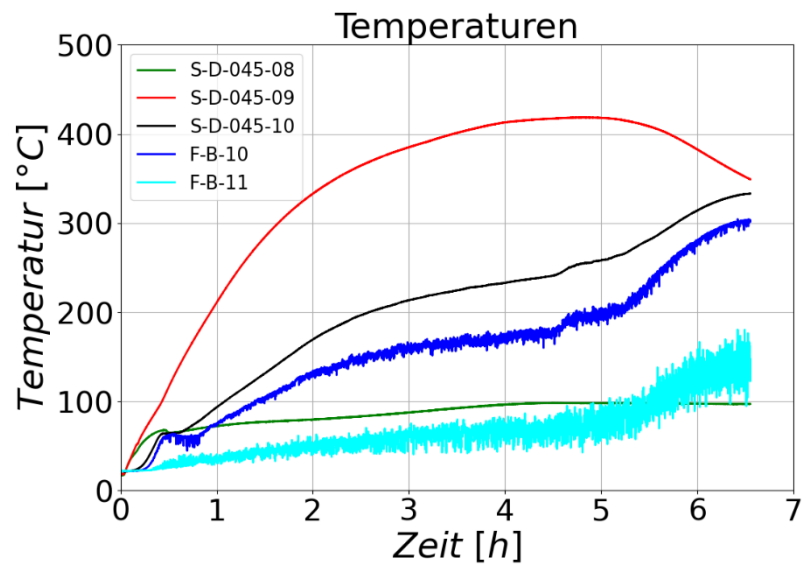


Abb. 4.44 Fluid- und SOF-Temperaturverläufe bei Experiment: 50 W/Stab; $a=25$ mm; $h=3,17$ m

4.9.1 Grundlagen des Euler-Euler-Verfahrens zur Simulation von Zweiphasenströmungen mit OpenFOAM

`multiphaseEulerFoam` ist ein flexibler multiphasischer Solver in OpenFOAM, der beliebig viele kompressible Phasen behandelt – jede mit eigenen Eigenschaften, jedoch mit einem gemeinsamen Druckfeld. Der Solver `multiphaseEulerFoam` basiert auf

dem Euler-Euler-Ansatz: jede Phase wird mit eigenen Transportgleichungen für Masse, Impuls und Energie berechnet. Austauschprozesse zwischen den Phasen wie z.B. Austausch von Impuls, Masse und Energie werden durch entsprechende Modelle berücksichtigt. Der Solver nutzt den PIMPLE-Algorithmus (Kombination aus PISO und SIMPLE) zur Lösung der Druck-Geschwindigkeits-Kopplung, was besonders für transiente Fälle die Stabilität des Rechenlaufs erhöht /OPE 23/.

Für die inkompressible bzw. quasikompressible Mehrphasen-Euler-Formulierung schreibt man für jede Phase k die Volumen-/Massenbilanz. In konservativer Form (Volumenfraktion α_k) lautet die Kontinuitätsgleichung /OPE 23/:

$$\frac{\partial \alpha_k}{\partial t} + \nabla \cdot (\alpha_k U_k) = 0 \quad (4.9)$$

Die allgemeine Form (konservativ) einer Euler-Impulsgleichung ist:

$$\frac{\partial \alpha_k \rho_k U_k}{\partial t} + \nabla \cdot (\alpha_k \rho_k U_k U_k) = -\alpha_k \nabla p + \alpha_k \rho_k g + F_{\text{visc},k} + F_{D,k} + S_k \quad (4.10)$$

wobei $F_{\text{visc},k}$ der viskose Term, $F_{D,k}$ die Wechselwirkung zwischen den Phasen (z. B. Drag), ρ_k die Dichte der Phase, U_k die Geschwindigkeit der Phase und g die Schwerkraft sind. In `thermophysicalPredictor.C` werden zwei Hauptgleichungen gelöst. Die erste Gleichung ist die Kompositionsgleichung /OPE 23/:

$$\frac{\partial \alpha_k \rho_k Y_{k,i}}{\partial t} + \nabla \cdot (\alpha_k \rho_k U_k Y_{k,i}) = R_{k,i} + S_{k,i} \quad (4.11)$$

wobei $Y_{k,i}$ der Massenanteil der Spezies i , $R_{k,i}$ der Spezies-Transfer (z. B. Reaktion oder Phasenwechsel) und $S_{k,i}$ die zusätzlichen Quellen sind. Die zweite Hauptgleichung ist die Energiegleichung ist /OPE 23/.

4.9.2 Stabilitätsuntersuchungen mit vereinfachten OpenFOAM-Modellen

Zur Überprüfung der Funktionalität des `foamMultiRun`-Lösers in Kombination mit dem `multiPhaseEuler`-Submodul wurde das OpenFOAM-Tutorial „WallBoiling“ simuliert. Dabei kam eine Wedge-Geometrie zum Einsatz. Die Materialeigenschaften wurden in tabellarischer Form als Funktionen von Druck und Temperatur definiert, sodass ein sehr

glatter Übergang zwischen Flüssigkeit und Dampf abgebildet werden konnte. Die Simulation des Tutorials zeigte eine gute Konvergenz und lieferte plausible Ergebnisse.

Auf Grundlage des Tutorials wurde im ersten Versuch die Fluid-Domäne auf eine Länge von 4,682 m extrudiert und mit einer konstanten Wandheizleistung von 100 W beheizt. Der obere Bereich der Domäne wurde als Dampfraum definiert, während im unteren Bereich Wasser bis zu einer Höhe von 3,15 m eingefüllt wurde (vgl. Abb. 4.45). Die Anfangstemperatur des Wassers betrug 96 °C. Diese erste Simulation wurde mit den Standard-Einstellungen durchgeführt. Bereits nach wenigen Sekunden Simulationszeit kam es jedoch zu einem Abbruch der Berechnung. Dieses Verhalten wurde anschließend mit verschiedenen Einstellungsoptionen in den `phaseProperties` untersucht, darunter die Parameter `gas diameter`, `Drag`, `VirtualMass`, `wallLubrication`, `turbulentDispersion` und `saturationTemperature`. Trotz verschiedener Anpassungen traten weiterhin regelmäßige Simulationsabbrüche auf.

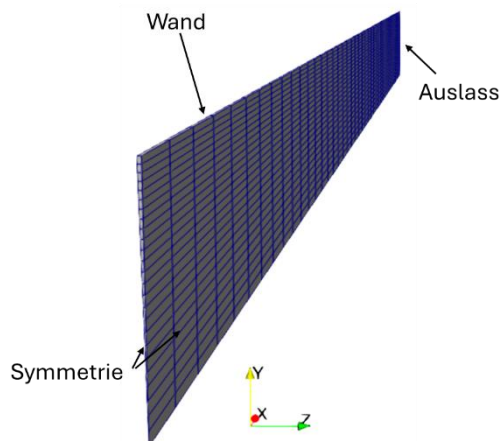


Abb. 4.45 Fluid-Domäne des ersten Versuchs

Es wurden auch Untersuchungen zu den Stoffeigenschaften von Wasser und Dampf durchgeführt. Zu diesem Zweck erfolgte eine Sensitivitätsanalyse verschiedener Ansätze zur physikalischen Materialmodellierung. Es konnte gezeigt werden, dass eine robuste Simulation insbesondere dann erreicht wird, wenn die Materialeigenschaften beider Phasen als konstant definiert werden und nur die Dichte als temperaturabhängige Größe spezifiziert wird. Durch diese Modellanpassung konnte die numerische Stabilität signifikant verbessert und die Häufigkeit der Simulationsabbrüche reduziert werden. Unter diesen Bedingungen ließ sich die zweiphasige Simulation erfolgreich bis zu einer Rechenzeit von 10 s fortführen.

Im Mai 2023 fand eine Besprechung mit dem HZDR statt, in deren Rahmen mehrere Vorschläge zur Verbesserung der physikalischen Modellierung erarbeitet wurden. Auf deren Grundlage wurde der Phasentyp `interfaceCompositionPhaseChangeMultiphaseSystem` eingesetzt, wodurch eine konvergente Lösung bis zu einer Simulationszeit von $t=32$ s berechnet werden konnte. Allerdings zeigte OpenFOAM einen Lufttemperaturanstieg von bis zu 1515 K, was unrealistisch war.

Um die Simulation weiter zu vereinfachen, wurde ein kleineres CFD-Modell erstellt ($0.02 \times 0.04 \times 0.02$ m, siehe Abb. 4.46). In diesem Testfall wurde am Boden eine geringe Heizleistung von 0,3 W vorgegeben, um ein vereinfachtes „Boiling-Szenario“ zu untersuchen. Für die Modellierung kam erneut der Phasentyp `interfaceCompositionPhaseChangeMultiphaseSystem` zum Einsatz. Wasser, Dampf und Luft wurden mit konstanten Eigenschaften beschrieben. Nach einer Simulationszeit von $t=1826$ s sank der Wasserfüllstand um 2 mm, was plausibel ist. Dabei fand der Phasenwechsel aber nicht an der Wand, sondern im Bulk statt.

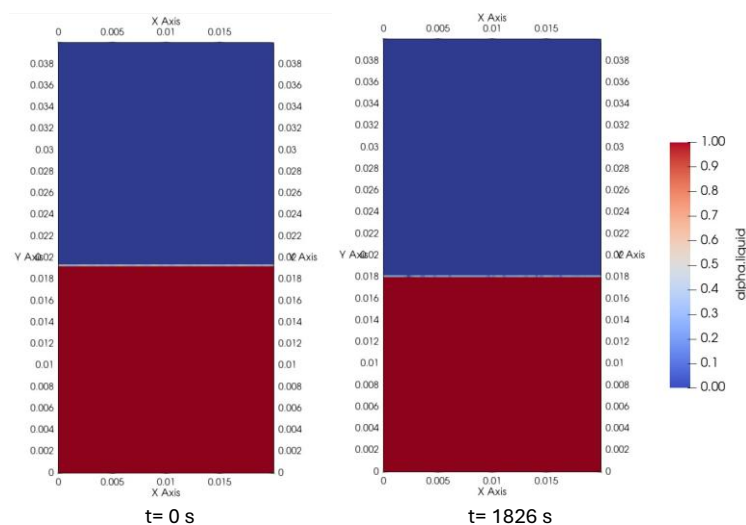


Abb. 4.46 Wasserspiegel in der verkleinerten Fluid-Domäne

Da die Verdampfung an der Wand stattfinden soll und für realistische Ergebnisse auch die Wand selbst modelliert sein muss, wurden die nächsten Simulationen mit einem gekoppelten Wärmeübergangsmodell (CHT-Modell) fortgesetzt (Abb. 4.47). Die Fluid-Domäne hat eine Länge von 4,682 m und eine Breite von 18 mm, während die Stabwanddicke 0,5 mm betrug. Der Wasserfüllstand am Anfang der Rechnung wurde bei 4 mm spezifiziert. Für die Modellierung kam der Phasentyp `thermalPhaseChangeMultiphaseSystem` zum Einsatz. Die Temperaturfelder wurden zu einem definierten Versuchszeitpunkt ($t=5$ h, siehe Abb. 4.50) in beiden Domänen (Fluid und Solid) anhand

experimenteller Messwerte initialisiert. In der Fluid-Domäne wurde kein Turbulenzmodell eingeschaltet, sodass die Strömung als laminar betrachtet wurde. Nach 440 s Simulationszeit wurde die Sättigungstemperatur erreicht und an den Staboberflächen bildete sich eine Dampfphase aus. Dies zeigt, dass die zweiphasige Simulation unter Berücksichtigung von CHT und konstanten Stoffeigenschaften sowie einer laminaren Strömungsmodellierung in der Lage war, die physikalische Entstehung einer Dampfphase an Wand- bzw. Staboberflächen vorherzusagen. Mit diesen Parametern und Einstellungen konnte im Anschluss ein Unterkanal des ALADIN-Experiments untersucht werden.

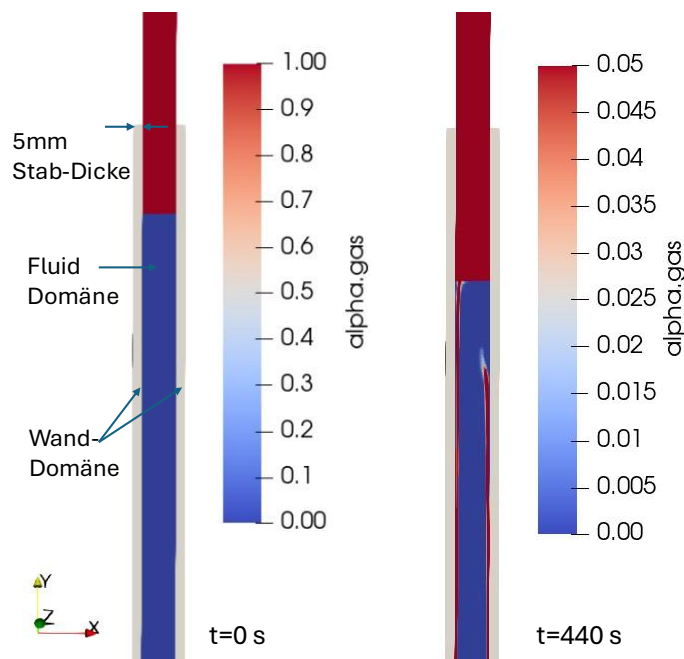


Abb. 4.47 Wasserspiegel in der CHT-Simulation

4.10 Unterkanal-Geometrie-Modellierung und Vernetzung

Im ersten Schritt wurde das weiterentwickelte Innenkanal-Modell herangezogen. Dieses Modell wurde mit den entsprechenden Randbedingungen versehen, um eine realistische Abbildung der Strömungs- und Wärmeübertragungsprozesse zu ermöglichen. Bei der Durchführung der Simulation zeigte sich, dass ein Rechengitter mit rund 10 Millionen Elementen die Verwendung einer sehr kleinen Zeitschrittweite von bis zu $t=1E-5$ s erfordert. Daraus ergibt sich die Notwendigkeit einer Modellvereinfachung. Es wurde vorgesehen, einen einzelnen Unterkanal zu simulieren. Die Untersuchung fokussiert sich auf den zentralen Kernbereich, in dem das beheizte Stabbündel positioniert ist. Durch die Fokussierung auf diesen Teilbereich reduziert sich die Größe des gesamten CAD-Modells erheblich, wodurch der Rechenaufwand deutlich kleiner wurde. In Abb. 4.48 ist

der betrachtete Unterkanal markiert. Der zugehörige Fluidbereich ist ebenfalls dargestellt. Die Fluiddomäne wurde bis zum Ende des Außenkanals extrudiert und ihre Größe betrug 0,0124 x 4,682 x 0,0124 m.

In einem weiteren Schritt wurden die Fluid- und die Wanddomäne in ANSYS Meshing importiert. Dort erfolgte die gemeinsame Vernetzung beider Domänen, sodass ein konformes Netz erzeugt werden konnte. Das Netz wurde mit der Multizone-Methode generiert, wobei das Ziel darin bestand, die Anzahl der Elemente möglichst gering zu halten. Auf diese Weise entstand ein Gesamtgitter mit etwa 1,6 Mio. Hexa-Elementen. Die Wanddomäne setzt sich aus vier Kupferelementen (rot), vier Stahlelementen (Hüllrohr, weiß) sowie vier MgO-Elementen (grün) zusammen. Die Fluiddomäne ist in der Schnittansicht blau markiert (Abb. 4.49). Die Qualität des generierten Gitters ist hoch: minimaler orthogonaler Winkel: 43°; maximaler Ausweitungsfaktor: 1,04; maximales Aspekt-Verhältnis: 30.

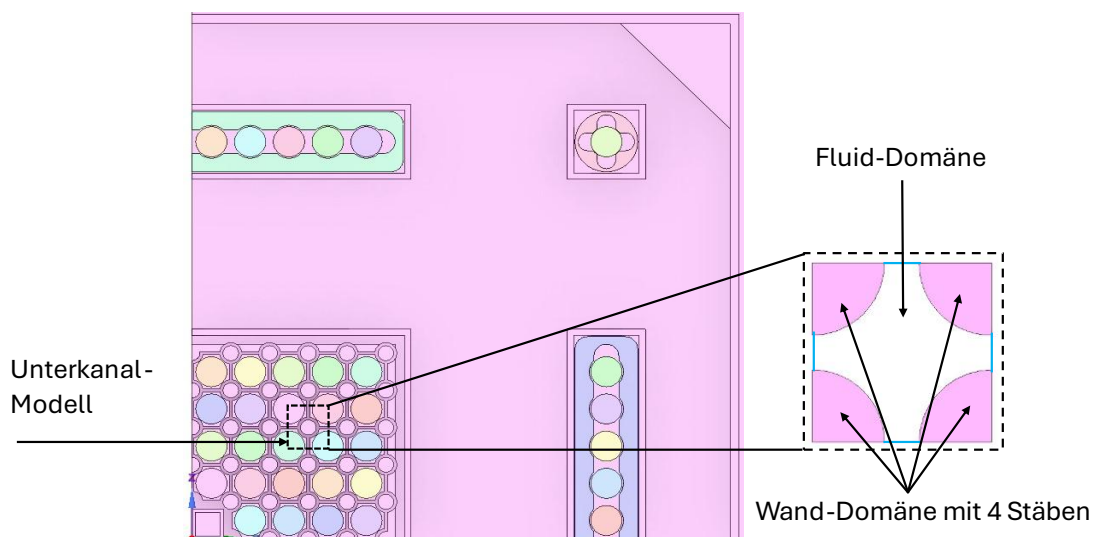


Abb. 4.48 3D-Unterkanal-Modell

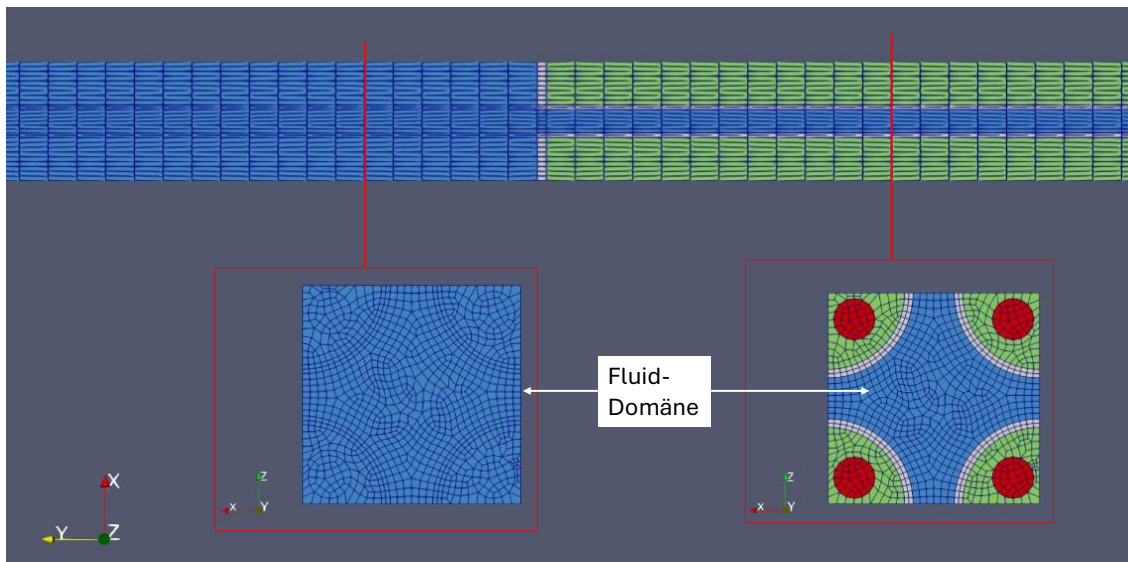


Abb. 4.49 Rechennetz des Unterkanal-Modells für das Szenario „Dampfkühlung“

4.11 Einstellungen des Unterkanal-Modells

Das Experiment „Dampfkühlung“ dauert mehrere Stunden. Eine derartige Zeitspanne ist für CFD-Simulationen nur mit extremem Aufwand erreichbar. Die SOF-Temperatur steigt im Versuch bis $t \approx 5$ h (s. Abb. 4.44), wobei die oberen Teile der freigelegten Stäbe mit Dampf gekühlt werden. In Abb. 4.50 werden die SOF-Temperaturen vom Stab S-D-045 dargestellt. Es wurde entschieden, die Versuchsergebnisse bei $t=5$ h als Randbedingungen für die CFD-Simulationen zu nehmen. Die gemessenen Fluid- und SOF-Temperaturen wurden als Randbedingungen für die Fluid- und Wand-Domäne genommen (siehe schwarze Markierung mit Strich-Linie in Abb. 4.50). Es gibt jedoch gewisse Unsicherheiten bei der Initialisierung des Temperaturfeldes. Die SOF-Temperatur über die Messebene 10 ist unbekannt und die Wasser-/Dampf-Temperatur zwischen Messebenen 9 und 10 wurde gemessen. Diese ist besonders wichtig, weil über die Zeit Messebene 9 gekühlt, während Messebene 10 geheizt wird (Abb. 4.44). Zur Vereinfachung wurde die Temperatur ab Messebene-10 bis zum Stabende mit 100 °C initialisiert. Der dazugehörige Füllstand konnte nur aus den Differenzdrucksignalen abgeleitet werden, wobei laut Experimentatoren hier auch systematische Fehler bis zu $0,448\text{ m}$ entstehen könnten /PAR 18/. Mit Hilfe der Druckmessungen wurde für $t=5$ h ein Füllstand von $3,15\text{ m}$ berechnet. Abb. 4.51 links zeigt die Anfangsbedingungen der Simulation: die Dampfverteilung im Fluidbereich (links) und die Temperaturverteilung in der Wand (rechts).

Das Netz wurde in OpenFOAM exportiert und daraus zwei Regionen entwickelt: Fluid und Wand. Das Fluid- und Wand-Interface wurden mit `mappedWall` verbunden. In

OpenFOAM wurde die CFD-Modellierung auf Basis des `foamMultiRun`-Solvers gemacht. Grund für die Solver-Auswahl war dessen Berücksichtigung der Strömungskompressibilität und des Wärmeübergangs zwischen Fluid- und Wand-Regionen. Für die Fluid-Domäne wurde der Solver „`multiphaseEuler`“ eingesetzt.

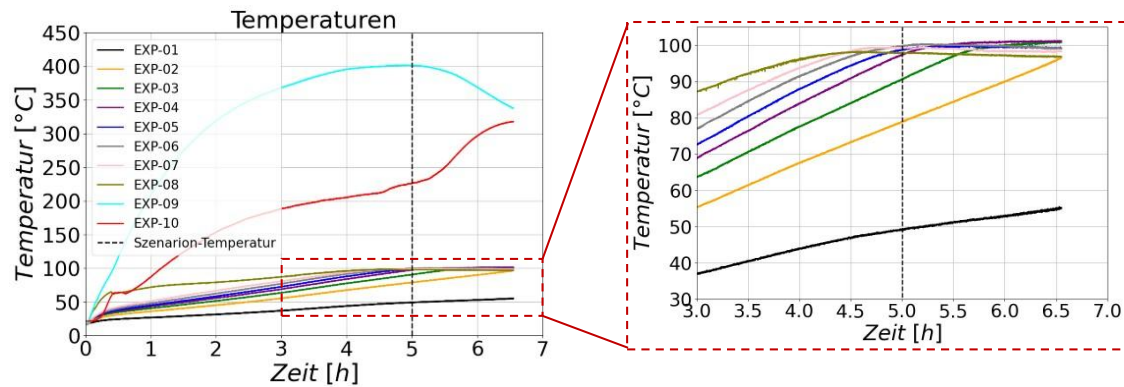


Abb. 4.50 SOF-Temperaturverläufe von Stab Z-225

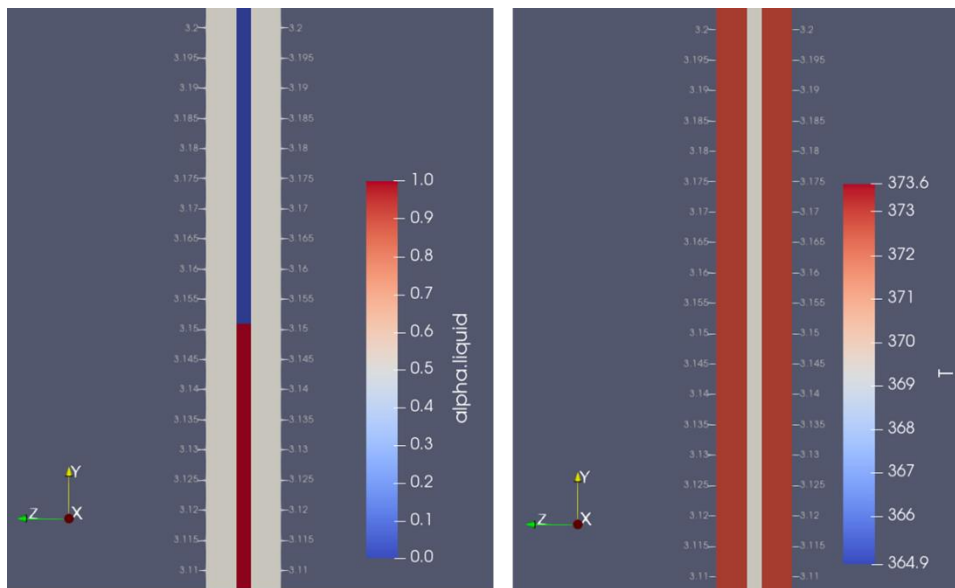


Abb. 4.51 Initialisierung des Unterkanal-Modells mit Temperatur und einem Wasserfüllstand von 3,15 m

Die Fluid-Domäne ist mit Wasser und Dampf aufgefüllt. Der Dampf ist kompressibel und wurde als ideales Gas betrachtet, die Wasser-Dichte wurde mit Hilfe von `rPolynomial` bestimmt. Die wesentlichen Stoffwerte der beiden Phasen sind in die Tab. 4.3 zusammengefasst.

Die Stoffwerte von Kupfer und Stahl wurden temperaturabhängig betrachtet. Am Auslass wurde ein Druck von 1 bar mit `prghPressure` spezifiziert. Am Anfang der Simulation stagnieren die beiden Phasen, daher wurden diese als laminar betrachtet. Mit Hilfe von `fvModels` (in dem `heatSource` auf die `cellZone` definiert ist) wurde die Leistung als volumetrische Leistungsquelle in (W/m^3) spezifiziert. Symmetrie-Randbedingungen wurden an den symmetrischen Flächen in beiden Domänen verwendet.

Tab. 4.3 Stoffwerte von Wasser und Dampf

Eigenschaften	Dampf	Wasser
C_p (J/(kg K))	2078,45	4215,227
T_{ref} (K)	372,76	372,76
H_{ref} (J/(kg K))	2674900	417500
H_f (J/kg)	-1,3462e+07	-1,5878E+7

Die Zeitdiskretisierung wurde mit einem Euler-Schema realisiert. Außerdem wurde ein Gauss linear-Schema für die Skalare und die Vektoren verwendet, das eine Genauigkeit zweiter Ordnung aufweist. Als Advektions-Schema wurde Gauss upwind ausgewählt. Die Feldgleichungen in OpenFOAM wurden mit Ausnahme der Volumenanteil-Transportgleichung (`alpha`) mit Diskretisierungsverfahren erster Ordnung gelöst. Der PIMPLE-Loop wurde mit 15 `nCorrectors` (Number of inner correctors) und 2 `nNon-OrthogonalCorrectors` spezifiziert. Die Analysen zeigten, dass die Zeitschrittgröße eine wichtige Rolle für die Rechenstabilität spielt. Simulationen mit einem konstanten Zeitschritt erwiesen sich als instabil, selbst auch wenn der Zeitschritt klein gewählt wurde ($2\text{E-}4$ s). Meistens brach OpenFOAM mit einer negativen Temperatur in der numerischen Domäne ab. Aus diesem Grund wurde eine adaptive Steuerung der Zeitschrittgröße (`adjustTimeStep`) realisiert: Es wurde ein maximales Courant-Friedrich-Lewy (CFL)-Limit von 0,8 und eine maximale Zeitschrittgröße von $2\text{e-}4$ s vorgegeben. Das Konvergenzkriterium wurde auf $1\text{E-}4$ gesetzt.

4.12 Analyse des Szenarios „Dampfkühlung“ und Vergleich mit Versuchsdaten

Die numerische CFD-Simulation wurde mit 20 Kernen gestartet. Es wurden zwei Szenarien simuliert:

- Mit einer Stabileistung von 50 W
- Mit einer Stabileistung von 100 W

4.12.1 Szenario 1: Simulation mit einer Stabileistung von 50 W

Mit OpenFOAM und den oben beschriebenen Einstellungen wurden 500 s simuliert. Abb. 4.52 zeigt den zeitlichen Verlauf der Verdampfungsrate in der Fluid-Domäne. Zu Beginn (0 s bis 50 s) treten starke Schwankungen mit sogar negativen Werten auf. Diese sind auf numerische Instabilitäten sowie auf Anpassung der Anfangsbedingungen zurückzuführen. Physikalisch entsprechen negative Werte einer Kondensation, was hier jedoch primär als Artefakt der numerischen Lösung zu interpretieren ist. Zwischen 50 s bis 200 s stabilisiert sich das System allmählich. Die Verdampfungsrate oszilliert noch, tendiert jedoch zunehmend gegen einen kleinen positiven Wert. Dies deutet auf die Etablierung eines thermisch-hydraulischen Gleichgewichts zwischen Wärmeerzeugung und Verdampfung hin. Ab ca. 200 s zeigt die Kurve eine weitgehend glatte Entwicklung mit einem leicht positiven Trend. Die Verdampfungsrate bewegt sich im Bereich $10^{-7} - 10^{-6}$ kg/s, was auf einen geringen, aber kontinuierlich zunehmenden Dampfbildungsprozess hindeutet.

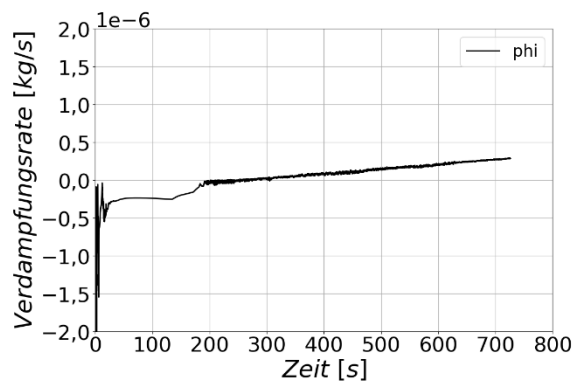


Abb. 4.52 Verdampfungsrate bei Szenario 1

In Abb. 4.53 wurde die Fluid-Temperatur auf Messebenen 7 und 8 (links) sowie 10 und 11 (rechts) mit Experiment verglichen. Der Wasserfüllstand liegt bei 3,15 m und Messebene 7 (unter 3,15 m) ist unterhalb des Wasserspiegels. Das Wasser ist mit einer Temperatur von 96-97 °C nah am Sieden. Es ist zu sehen, dass am Anfang ($50 \text{ s} < t < 200 \text{ s}$) die gerechneten Temperaturen um 2-3 K unterschätzt wurden, mit der Zeit nähern sich diese aber den gemessenen Werten an. Die gemessene Dampftemperatur auf Messebene 10 beträgt 200 °C (Abb. 4.54), während das OpenFOAM-Ergebnis

die Sättigungstemperatur nicht übersteigt. Grund dafür ist die Initialisierung mit einer niedrigen Temperatur.

Abb. 4.54 zeigt die SOF-Temperatur. Es ist zu sehen, dass auch hier die größte Abweichung vom Experiment bei Messebene 10 liegt (160 K). Die anderen Temperaturen stimmen (mit Ausnahme von Messebene 1) mit dem Versuch relativ gut überein.

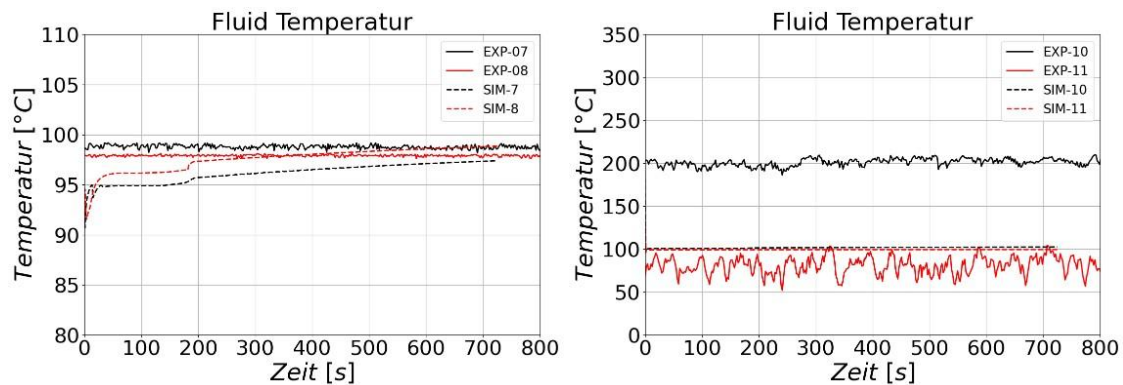


Abb. 4.53 Szenario 1: Vergleich der Fluid-Temperaturen

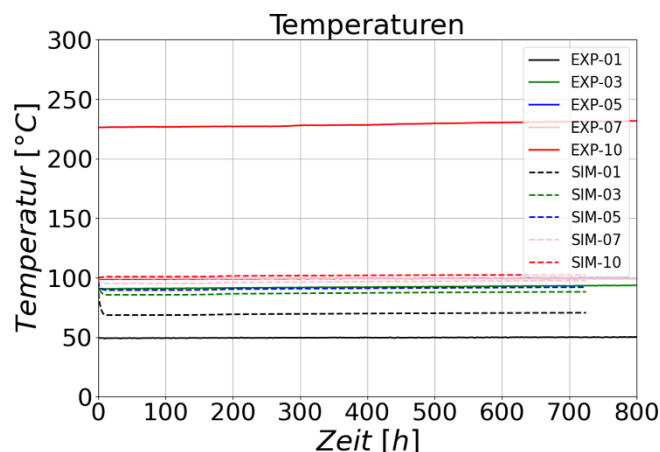


Abb. 4.54 Szenario 1: Vergleich der SOF-Temperaturen

Abb. 4.55 zeigt den Dampf-Anteil und die Wand-Temperatur in XZ-Schnittebene bei $t=500$ s und $Y=3,165$ m, also 15 mm über dem Füllstand. Es ist zu erkennen, dass der Füllstand aufgrund der Fluid-Ausdehnung angestiegen ist. Durch die kontinuierliche Energiezufuhr kommt es zu einer Erwärmung des umgebenden Wassers sowie zu lokaler Verdampfung an den Staboberflächen. In der Nähe der Heizstaboberflächen bilden sich Bereiche mit erhöhten Dampf-volumenanteilen (rot-orange Zonen). Zwischen den Stäben ist eine stärker durchmischte Zone erkennbar, in der Flüssigkeit und Dampf

miteinander interagieren. Diese Strömungsstruktur verdeutlicht die Kopplung von Wärmeübertragung, Phasenwechsel und konvektiver Durchmischung im betrachteten System.

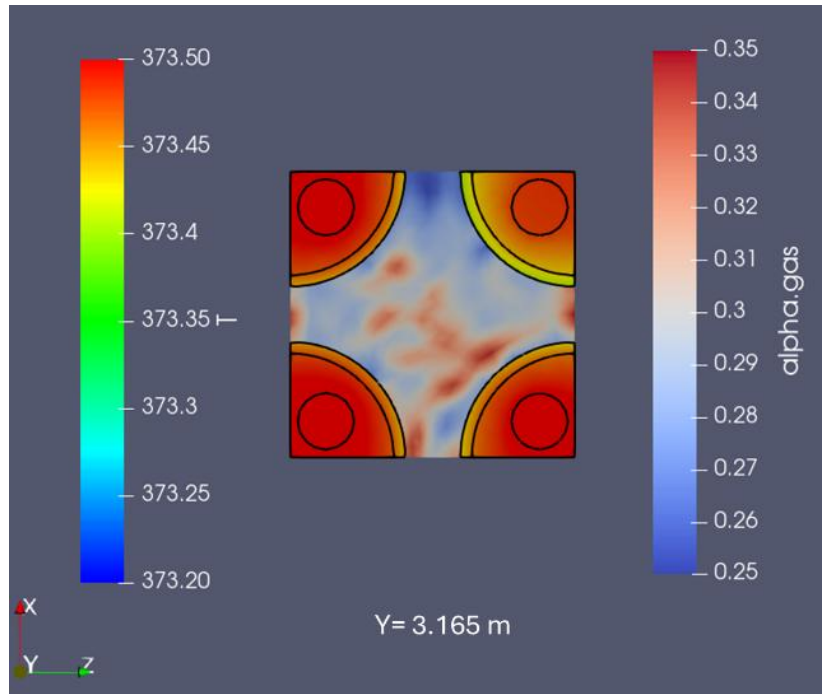


Abb. 4.55 Szenario 1: Dampfblasenentwicklung in der Fluid-Domäne bei $t=500$ s

4.12.2 Simulation mit erzwungener Stabileistung von 100 W bis zum Siedebeginn

Um die Wasseraufheizung zu verkürzen, wurden höhere Stabileistungen von 100 W aufgeprägt. Diese Leistung wurde bis kurz vor Erreichen der Sättigungstemperatur des Wassers genutzt ($t=380$ s) und aufrechterhalten. Ab $t=380$ s erfolgte eine Reduzierung der Heizleistung auf 50 W pro Stab und ab diesem Zeitpunkt wurde die Berechnung mit diesem Wert (50 W) fortgeführt.

Abb. 4.56 zeigt den zeitlichen Verlauf der Verdampfungsrate in der Fluid-Domäne. Zwischen $t=418$ s und $t=435$ s wurde die Sättigungstemperatur des Wassers erreicht, wodurch eine geringe Flüssigkeitsmenge verdampfte. Nach Überschreiten des Sättigungszustandes bei $t=436$ s nahm die Verdampfung zu. Die starken Schwankungen weisen auf eine Blasenbildung an der Grenze zwischen Wasser und Wand hin.

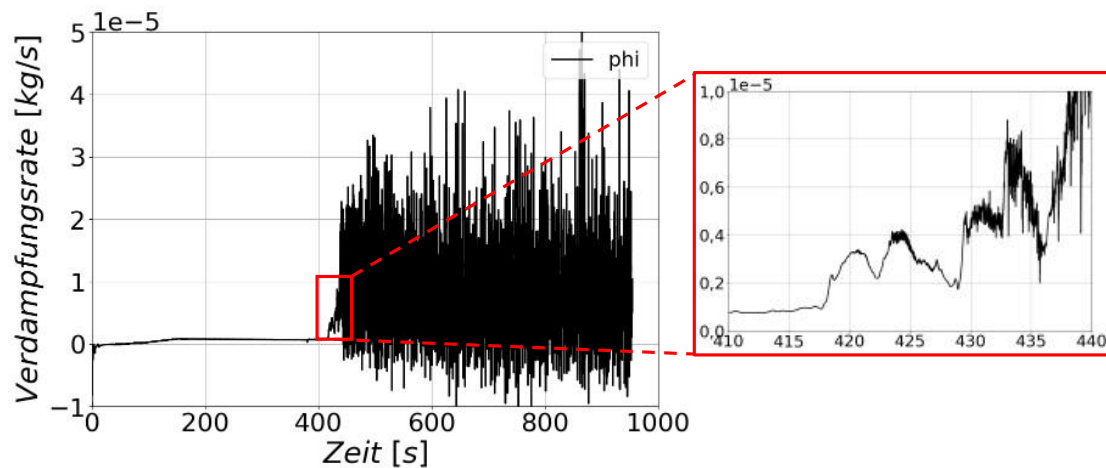


Abb. 4.56 Szenario 2: Verdampfungsrate in der Fluid-Domäne

Abb. 4.57 zeigt den Vergleich der Fluid-Temperatur in vier Messebenen. Zu Beginn der Simulation steigt die Temperatur schnell an (Abb. 4.57 links), bevor sie sich in der Nähe des Siedepunktes (ca. 97–100 °C) stabilisiert. Der steilere Anstieg ist auf die vorgegebene Heizleistung von 100 W pro Stab bis zu einer Simulationszeit von $t=380$ s zurückzuführen. Obwohl die Heizleistung ab $t=380$ s auf 50 W pro Stab reduziert wurde, setzte sich der Temperaturanstieg bis $t=415$ s fort. Die Simulationsergebnisse stimmen qualitativ mit den experimentellen Daten überein. Die vorhandenen Abweichungen lassen sich auf Modellvereinfachungen und Unsicherheiten bei den Randbedingungen zurückführen. Abb. 4.57 rechts stellt den Temperaturverlauf in Messebenen 10 und 11 dar. An der Messposition 10 wurde wieder eine sehr große Abweichung vom Messwert festgestellt, dies gilt auch für die entsprechende SOF-Temperatur. Grund dafür war die fehlerhafte Initialisierung der Fluid und Wand-Domäne.

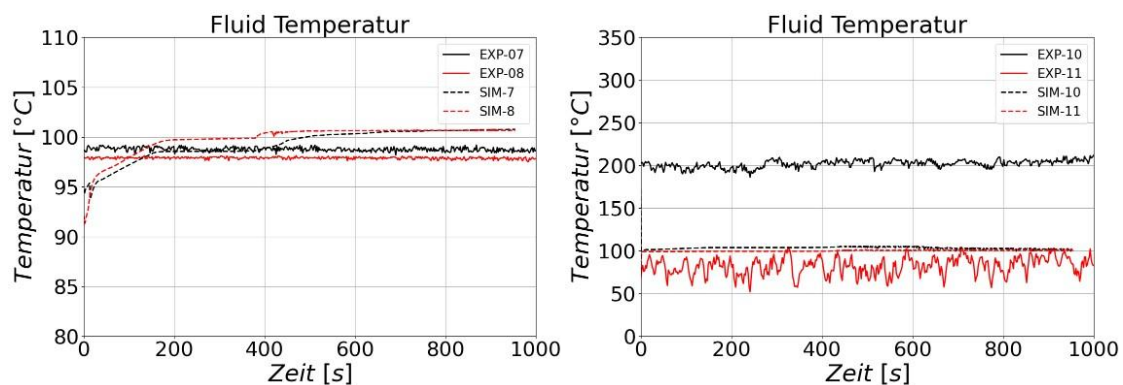


Abb. 4.57 Szenario 2: Vergleich der Fluid-Temperaturen in vier Messebenen

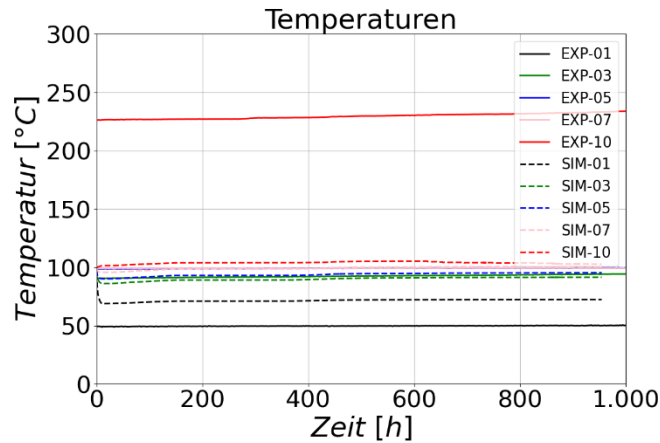


Abb. 4.58 Szenario 2: Vergleich der SOF-Temperaturen

Abb. 4.59 zeigt die zeitliche Entwicklung der Phasenverteilung in der Fluid-Domäne bei einer konstanten Heizleistung von 50 W/Stab ab $t=380$ s. Dargestellt ist der Dampf-Volumenanteil (α_{gas}), wobei blaue Bereiche überwiegend flüssiges Wasser und rote Bereiche überwiegend Dampf repräsentieren. In dieser Abbildung wurde das Unterkanal-Model in Y-Richtung skaliert, um die Ergebnisse besser darstellen zu können. Es ist zu sehen, dass mit der Zeit die Verdampfung stärker wird und immer tiefer im ALADIN-Unterkanal anfängt. Die Schnittstelle zwischen Wasser und Dampf ist nicht mehr klar definiert, es bildet sich eine breitere Wasser-Dampf-Gemischschicht. Der Prozess ist stark instationär. Im weiteren Verlauf ($t=460$ s und $t=470$ s) ist der Gemischspiegel durch eine ausgeprägte Durchmischungszone charakterisiert. Diese Zone ist von kontinuierlichem Blasendurchbruch und von Strömungsturbulenzen geprägt, die zu Gemischspiegel-Oszillationen führen. Eine längere Simulationszeit (sehr aufwendig) würde hier helfen die Phänomene besser analysieren zu können.

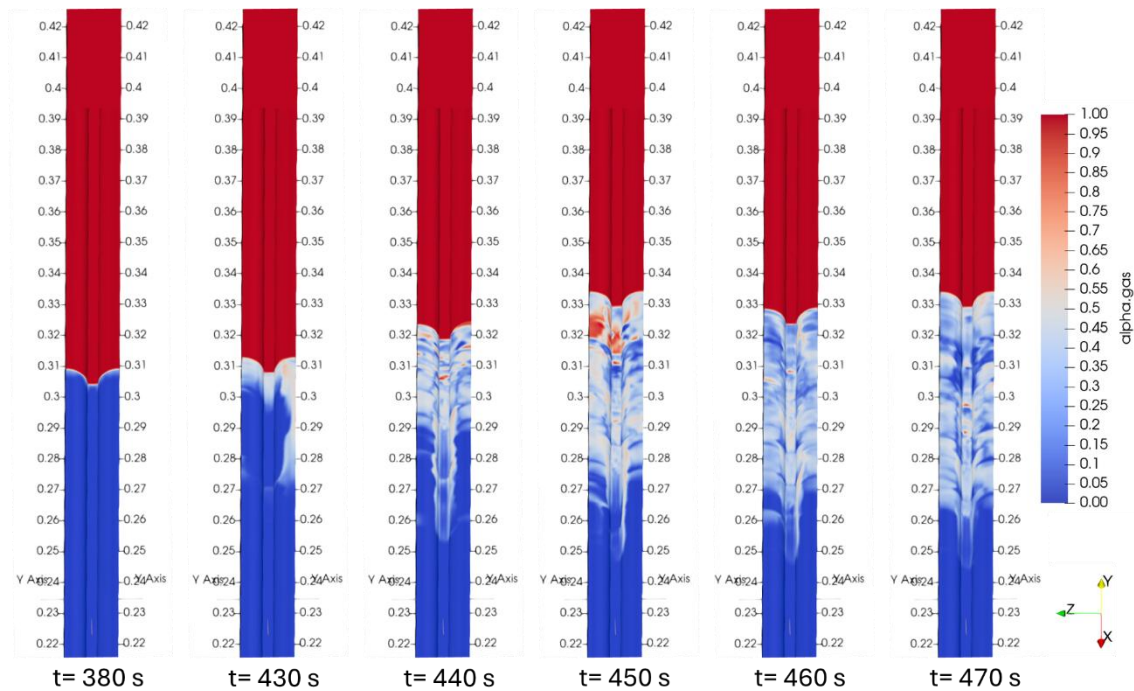


Abb. 4.59 Entwicklung des Gemischspiegels über die Zeit

4.13 Fazit

Die Analysen zum Szenario „Luftgekühltes BE ohne Wasserblockade“ mit dem reduzierten Innenkanal-Modell zeigten eine gute Übereinstimmung zwischen Experiment und ANSYS CFX-Rechnung (DTM-Strahlungsmodell), während OpenFOAM etwas größere Abweichungen aufwies. OpenFOAM wurde mit dem fvDOM-Strahlungsmodell eingesetzt, wobei hier die Anforderungen an die Netzauflösung und -qualität deutlich höher als die von ANSYS CFX sind. Es darf auch nicht vergessen werden, dass die Stoffwerte der Stabmaterialien anhand von ANSYS CFX- und nicht OpenFOAM-Simulationen angepasst wurden. Deswegen ist eine bessere Übereinstimmung der ANSYS-Ergebnisse mit Experiment wahrscheinlicher im Vergleich zu den OpenFOAM-Ergebnissen.

Die mit ANSYS CFX durchgeführten CFD-Analysen mit dem vollständigen CFD-Modell zum Szenario „Luftgekühltes BE ohne Wasserblockade“ reproduzieren die experimentellen SOF- und Fluid-Temperaturverläufe im Stabbündel und in den Kanälen gut. Die transiente Aufheizphase dauerte 3000 s, wobei die maximale Abweichung zu $t=3000$ s nur 10 K betrug. Dazu muss erwähnt werden, dass der Temperaturanstieg nicht linear war.

Abweichungen treten vor allem in den unteren Messebenen auf (bis ca. 20 K), was auf Unsicherheiten in den Randbedingungen zurückzuführen ist. Die SOF-Temperaturen der einzelnen Stäbe zeigen konsistente Trends, wobei Rand- und Eckstäbe aufgrund geänderter Strömungsbedingungen deutlich niedrigere Temperaturen als im Inneren des Stabbündels aufweisen. Die maximale Abweichung liegt bei etwa 200 K, was auf Inkonsistenzen bei den verwendeten Randbedingungen oder bei der Geometrie hindeutet. Die Fluid-Temperaturen in den Innenkanälen stimmen mit dem Experiment weitgehend überein, während im Rand- und Eckkanal die Temperaturen systematisch unterschätzt werden (Abweichungen bis 25–30 °C).

Die Analysen zeigten, dass mit Hilfe der CFD-Anwendung die wesentlichen Strömungs- und Wärmeübertragungsmechanismen in diesem einphasigen Szenario im BE-Lagerbacken abgebildet werden können. Es muss jedoch erwähnt werden, dass die Stoffdaten der Stabmaterialien aufgrund von Unsicherheiten kalibriert wurden.

Das Szenario „Dampkühlung“ ist aufgrund seiner zweiphasigen Natur komplexer. Hier geht es nicht nur um die Simulation der Zweiphasenströmung in der Teststrecke, sondern auch um die Berücksichtigung der Verdampfung in der CFD-Domäne. Die Simulationen mit OpenFOAM waren aufgrund der Zeitskalen des Experiments sowie der notwendigen kleinen Zeitschrittgröße sehr anspruchsvoll. Dies führte zur Generierung eines Unterkanal-Modells, mit dessen Hilfe 900 s mit vereinfachenden Annahmen (laminare Strömung) simuliert werden konnten. Wie auch im vorherigen einphasigen Szenario, wurden hier große Temperaturabweichungen im unteren und oberen Bereich (bis zu 160 K) der Teststrecke beobachtet, während die anderen Temperaturen nicht weit von der Sättigungstemperatur lagen. Dies bestätigt noch einmal die Tatsache, dass die Phänomene im unteren und oberen Bereich der Teststrecke nicht richtig wiedergegeben werden können. Mögliche Gründe dafür sind vereinfachte Geometrie, kurze Simulationszeit, unpräzise oder fehlerhafte Randbedingungen sowie Defizite bei der Modellierung von Zweiphasenströmungen mit Verdampfungsphänomenen.

5 CFD-Analyse von helikalen Rohrdampferzeugern

5.1 Einleitung

In der Nukleartechnik werden Spiralspulenkonstruktionen auch häufig für Dampferzeuger in verschiedenen Kernkraftwerkstypen eingesetzt, beispielsweise im Otto-Hahn-Schiffsreaktor, im Thorium-Hochtemperaturreaktor (THTR-300), im Super-Phoenix-Schnellreaktor, im Advanced Gas-Cooled Reactor (AGR), im Fort St. Vrain-Hochtemperatur-Gasreaktor (HTGR) und im Monju-Reaktor /MAT 07/, /CAR 03/.

In zahlreichen Ländern werden derzeit innovative Reaktorkonzepte sowie kleine, modulare Reaktoren (SMRs als Abkürzung für den englischen Begriff Small Modular Reactors) entwickelt und gebaut. SMRs werden derzeit als ernsthafte Option für Neubauten verfolgt (z. B. in Schweden, Estland, Bulgarien, Polen, Rumänien usw.). Kleine modulare Reaktoren haben eine geringe Leistung und nutzen oftmals z.B. kompakte, integrale Designs. SMRs wie z.B. der International Reactor Innovative and Secure (IRIS) /CAR 03/, der System-integrated Modular Advanced Reactor (SMART) /KIM 13/, der CAREM-25 /MAR 13/, der NuScale /ING 14/ und der MRX sind mit helikalen Dampferzeugern ausgestattet. Darüber hinaus werden solche Komponenten auch für Reaktordesigns wie die BREST-OD-300–Anlage vorgesehen /DRA 18/.

Entsprechende, sicherheitsrelevante Fragestellungen muss die GRS bewerten können. Die Dampferzeuger-Auslegung beruht auf einer hohen thermischen Leistungsdichte, was in der Regel mit einer komplexen Geometrie realisiert wird. Für die Sicherheitsbewertung solcher Dampferzeuger können lokale Effekte in den ein- und zweiphasigen Strömungszuständen und die damit verbundene Wärmeübertragung wichtig werden, die daher mit entsprechender Auflösung simuliert und analysiert werden müssen, wofür CFD-Programme gut geeignet sind.

Vor kurzem wurden Ergebnisse von dem Versuchsprogramm in der Michigan Adiabatic Helical Coil (MAHICan)–Anlage an der University of Michigan in den USA veröffentlicht /CHE 20/. Dieses befasst sich mit der Strömung im Sekundärkreis eines helikalen Dampferzeugers. Die dort auftretenden Strömungsphänomene sind komplex, weil die Strömung im untersuchten helikalen Rohr zweiphasig ist. Im MAHICan-Versuch wurden in einer helikalen Spirale Druckverluste sowie die Gasverteilung im Rohr gemessen. Die Messungen wurden bei unterschiedlichen, zweiphasigen Strömungsregimen (Blasenströmung, Schwallströmung, Ringströmung usw.) durchgeführt. Die räumliche Verteilung

von Wasser und Luft in der helikalen Spirale wurde mit Hilfe innovativer Messtechnik mit Röntgenstrahlung bestimmt, welche sich durch hohe Auflösung auszeichnet.

Die Wissenschaftler des Paul-Scherrer-Instituts (PSI) und der University of Michigan, Prof. A. Manera und V. Petrov, unter deren Leitung die MAHICan-Versuche durchgeführt worden sind, sind seit Jahren den GRS-Experten aus früheren, gemeinsamen Forschungsaktivitäten bekannt. Die gute Zusammenarbeit in der Vergangenheit sowie im Rahmen des aktuellen OECD/NEA-T-Junction Dead Leg Benchmark zahlte sich aus: daher bekam die GRS die MAHICan-Daten für das aktuelle Forschungsvorhaben zur Verfügung gestellt. Damit konnten die hier ursprünglich vorgesehenen Versuche an Versuchsanlage der Texas A&M University ersetzt werden.

5.2 Der MAHICan-Versuch

5.2.1 Beschreibung der MAHICan-Anlage

Das Schema der MAHICan-Anlage ist in Abbildung Abb. 5.1 dargestellt. Die geometrischen Details der Teststrecke sind in Tabelle Tab. 5.1 zusammengefasst. Zwei Druckabfallmessumformer messen den Druckabfall über die gesamte Spule und über die letzte halbe Windung der Spule vor dem Auslass der Teststrecke (in Abb. 5.1 als DP1 bzw. DP2 gekennzeichnet). Zusätzlich wurde der Luftanteil mit einem Hochgeschwindigkeits-Röntgensystem gemessen. Die Röntgenmessungen wurden 4,86 m, d. h. 1,5 Windungen stromabwärts des Spiralrohreinlasses, durchgeführt, um einen Einfluss der Einlass-Randbedingungen zu vermeiden. Insgesamt wurden 136 Messungen für eine adiabatische Luft-Wasser-Zweiphasenströmung in der MAHICan-Anlage durchgeführt. Die Leerrohrgeschwindigkeiten für Luft und Wasser liegen zwischen 0,18 und 35,32 m/s (Luft) bzw. zwischen 0,05 und 1,83 m/s (Wasser). Die experimentelle Bestimmung des Strömungsregimes basierte ausschließlich auf den Röntgenmessungen und den daraus resultierenden, nachbearbeiteten quantitativen Luftanteil-Daten. Gemäß der von /ZHU 17/ eingeführten Methodik wurden die 136 Messungen in sechs verschiedene Strömungsregime eingeteilt: Blasen-, Pfropfen-, Schwall-, Wellen- und Ringströmung. Detailliertere Informationen zur Anlage und den experimentellen Verfahren finden sich in /BRE 19/. In den vorliegenden Forschungsarbeiten wurden 12 experimentelle Messungen als Referenz für die Validierung von OpenFOAM ausgewählt. Diese entsprechen den in /CHE 20/ beschriebenen Simulationsergebnissen und ermöglichen somit einen direkten Vergleich mit den von der University of Michigan durchgeführten Analysen mit dem kommerziellen Rechenprogramm STAR CCM+.

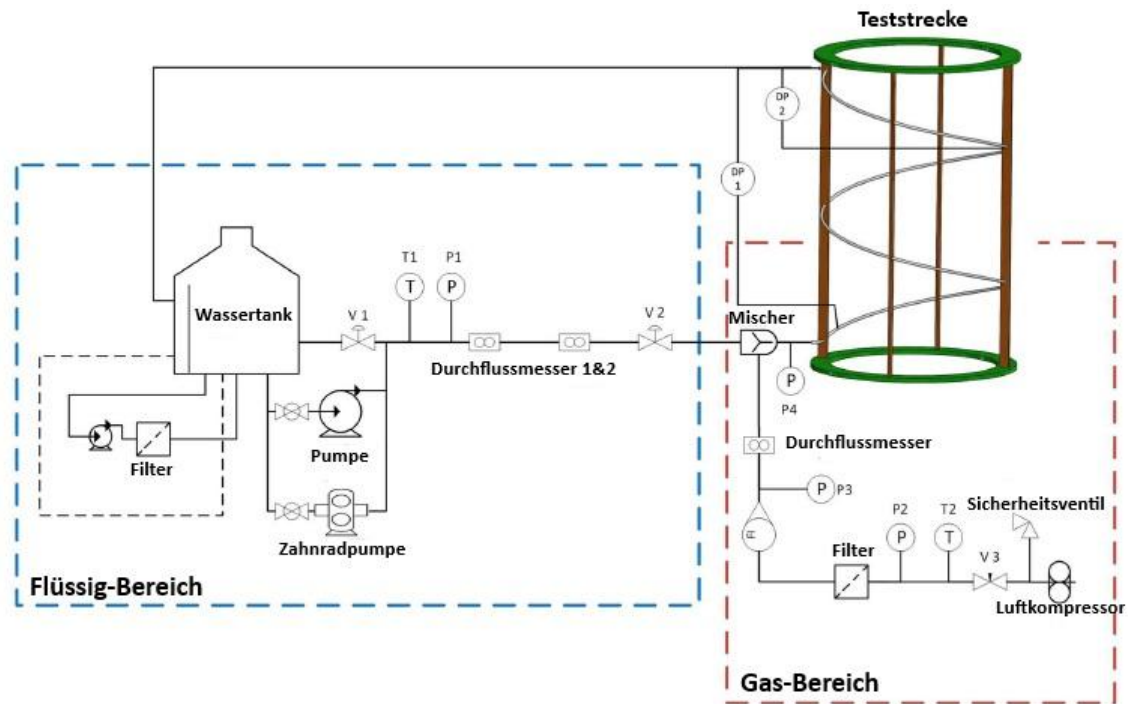


Abb. 5.1 Schema der MAHICan-Anlage in Michigan

5.2.2 Durchgeführte Versuche, Randbedingungen und gemessener zwei-phasiger Druckabfall

Die in der amerikanischen Anlage durchgeführten Versuche mit den entsprechenden Randbedingungen am Einlass der Teststrecke samt dem gemessenen Druckabfall sind in Tab. 5.1 dargestellt /CHE 20/.

Tab. 5.1 Durchgeführte MAHICan-Versuche mit Randbedingungen und gemessenem zweiphasigem Druckabfall /CHE 20/

Test No.	Wasser-Leerrohrge- schwindigkeit [m/s]	Luft-Leerrohrge- schwindigkeit [m/s]	Re (Was- ser)	Re (Luft)	Strö- mungs- regime	Druckabfall [Pa]
1	1,83	0,18	25420	212	Blasenstr.	5409
2	1,83	0,19	25556	217	Blasenstr.	5419
3	1,77	0,34	24551	414	Pfropfen- strömung	5574
4	1,72	0,77	23482	993	Pfropfen- strömung	6550
5	1,64	1,53	22319	2142	Schwall- strömung	8527
6	1,55	2,46	20893	3757	Schwall strömung	11414

Test No.	Wasser-Leerrohrgeschwindigkeit [m/s]	Luft-Leerrohrgeschwindigkeit [m/s]	Re (Wasser)	Re (Luft)	Strömungsregime	Druckabfall [Pa]
7	1,5	2,85	20228	4488	Schwallströmung	12575
8	1,2	6,56	16016	12498	Schwallströmung	21046
9	0,85	12,18	11330	26646	Schwall-Ringströmung	27333
10	0,71	15,16	9361	34601	Schwall-Ringströmung	28808
11	0,60	17,50	7934	40919	Ringströmung	30873
12	0,55	18,39	7325	43436	Ringströmung	32111

5.3 Geometrie- und Netzerstellung

Die Geometrie der MAHICan-Teststrecke wurde der GRS von den Experimentatoren zur Verfügung gestellt. Diese bestand aus zwei Dateien: die erste beinhaltet die Geometrie einer einzelnen helikalen Spulenwicklung, während die zweite die gesamte Teststreckengeometrie (zwei Spulenwicklungen) beinhaltet (s. Abb. 5.2). Die Geometrie wurde in der ANSYS SpaceClaim-Software bearbeitet und mit Einlass-, Auslass- und Wandflächen versehen.

In einem nächsten Schritt wurde die Geometrie in ANSYS ICEM CFD importiert. Das Programm wurde zur Generierung mehrerer Hexaeder-Gitter verwendet. In ICEM CFD wurde zuerst ein 2D-Netz der Einlass-Fläche generiert. Das dazugehörige Blocking konnte dann entlang der axialen Linie der Geometrie bis zum Auslass extrudiert werden. Die Anzahl der Zellen entlang der gesamten axialen Linie wird durch die sogenannten „Layers“ (Schichten) bestimmt. Gitter-Sensitivitätsstudien zeigten, dass die Ergebnisse (Druckabfall) von der Anzahl der Schichten abhängig ist und diese Abhängigkeit in axialer Richtung viel größer ist als die Abhängigkeit der Ergebnisse von der Gitterverfeinerung in radialer Richtung (Rohrquerschnitt). Aus diesem Grund wurden Gitter mit unterschiedlicher Anzahl der Zellen (Schichten) in axialer Richtung erstellt.

Es wurden Gitter mit 2000, 4000 und 6000 Schichten erstellt. Die Gesamtanzahl der Rechenzellen in diesen drei Gittern betrug 2,85 Mio., 5,58 Mio. und 8,55 Mio. Die mit

dem mittleren Gitter für einen Testfall mit 0,64 Luft-Volumenanteil erzeugten Ergebnisse unterschieden sich um weniger als 2% von den Ergebnissen mit dem feinen Gitter (8,55 Mio. Zellen). Aus diesem Grund wurde für alle nachfolgenden Untersuchungen mit OpenFOAM das mittlere Gitter (5,58 Mio. Zellen) ausgewählt. Die Qualität des generierten Gitters ist hoch: minimaler orthogonaler Winkel: von 57° ; maximaler Ausweitungsfaktor: 2; maximales Aspekt-Verhältnis: 163. Das Aspekt-Verhältnis ist etwas hoch; dies bedeutet, dass es lange und dünne Zellen gibt, allerdings nicht mehr als 9% aller Zellen haben so ein hohes Aspekt-Verhältnis. Eine weitere Verbesserung dieser Parameter ist durch eine Erhöhung der Anzahl der Schichten entlang der Geometrieachse möglich. Dies würde jedoch zu einer sehr hohen Gesamtelementanzahl führen und die Durchführung der Analysen in einem vernünftigen Zeitrahmen in Frage stellen.

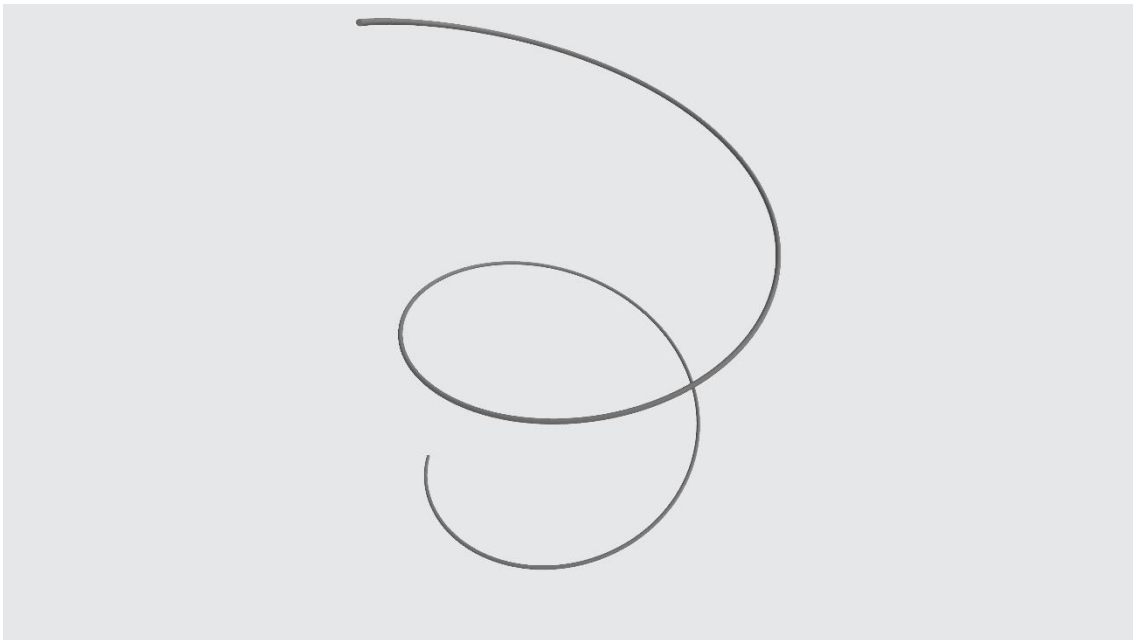


Abb. 5.2 Geometrie der gesamten Teststrecke

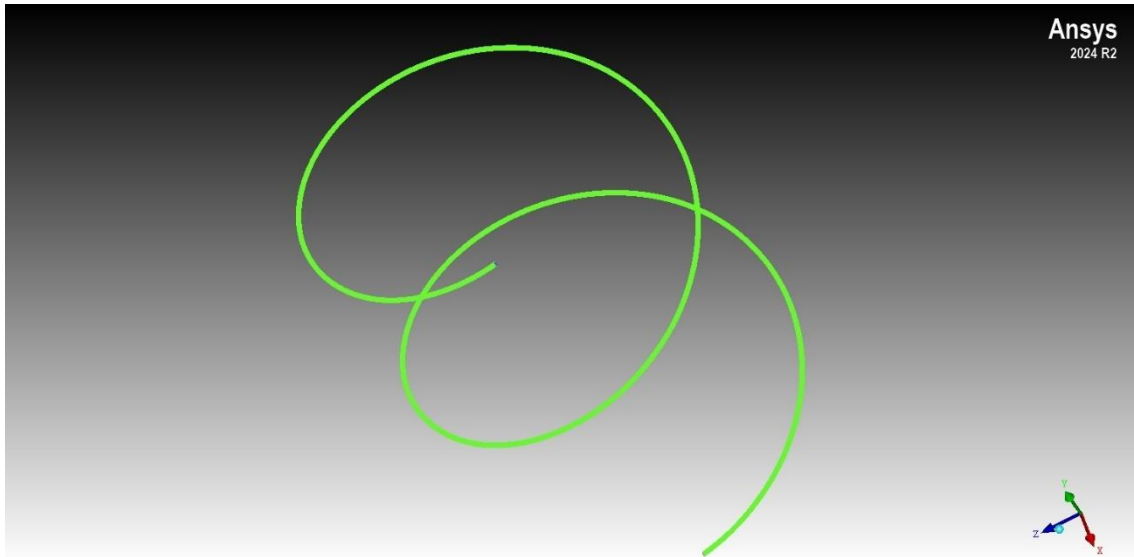


Abb. 5.3 Hexaeder-Gitter mit 4000 Schichten

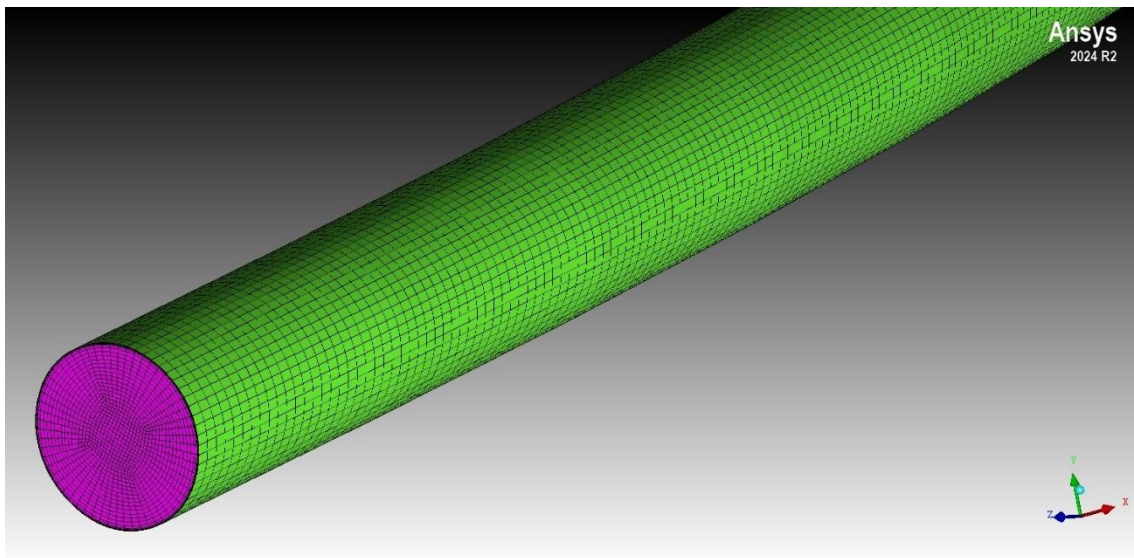


Abb. 5.4 Einlassbereich des Hexaeder-Gitters mit 4000 Schichten

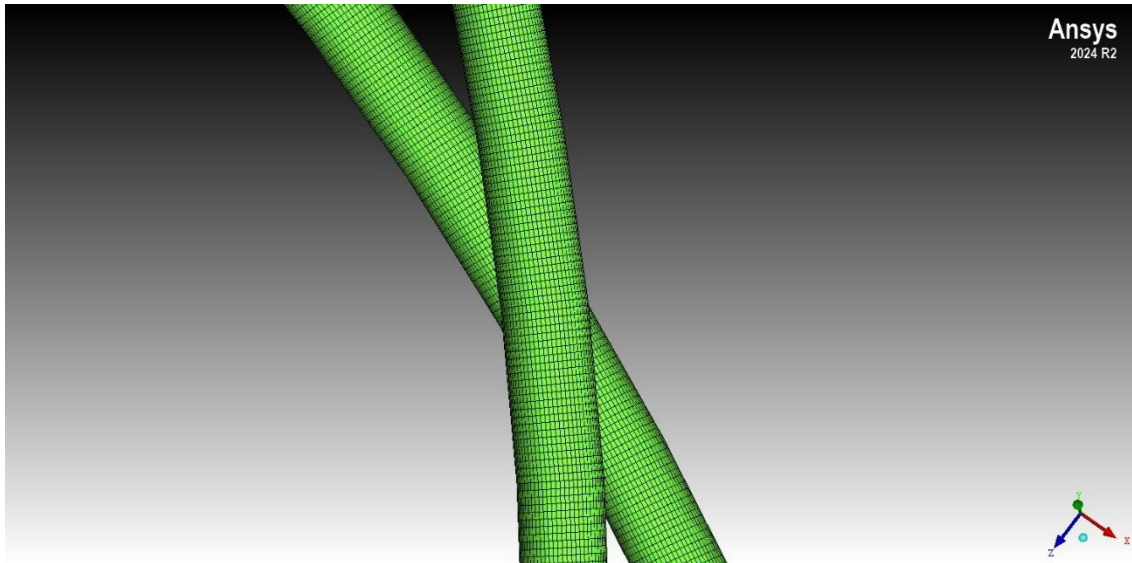


Abb. 5.5 Zwei Wicklungen übereinander im Hexaeder-Gitter mit 4000 Schichten

5.4 Grundlagen des Volume of Fluid (VOF)–Verfahrens zur Simulation von mehrphasigen Strömungen

Basierend auf dem Eulerschen Modell wurde die VOF-Methode als Modell zur Erfassung von Grenzflächen entwickelt, um die Verteilung und Bewegung der Grenzfläche nicht mischbarer Phasen vorherzusagen [CHE 20]. Der Volumenanteil jeder Phase im Berechnungsbereich wird verwendet, um die Phasenverteilung und die Position der Grenzfläche zu beschreiben. VOF verfolgt die Grenzfläche nicht explizit als geometrische Grenze, stattdessen verwendet es ein Skalarfeld α , das den Volumenanteil einer bestimmten Phase innerhalb jeder Zelle darstellt. Beispielsweise bedeutet in einem Zweiphasensystem (z. B. Luft und Wasser) $\alpha = 1$, dass eine Zelle vollständig mit einer Phase (Luft) gefüllt ist. Sollte $\alpha = 0$ sein, bedeutet dies, dass sie mit der anderen Phase (Wasser) gefüllt ist. Die Grenzfläche zwischen den beiden Phasen wird mit $\alpha = 0,5$ dargestellt. Diese indirekte Darstellung vereinfacht die Verfolgung komplexer Grenzflächen, insbesondere in Szenarien mit brechenden Wellen oder Tropfenbildung.

Folgende Gleichungen werden im Rahmen des VOF-Verfahrens gelöst:

- Transportgleichung für den Phasenanteil: die primäre gelöste Gleichung ist die Transportgleichung für den Volumenanteil α für jede Phase.
- Kontinuitätsgleichung: diese Gleichung erzwingt die Massenerhaltung für das Phasengemisch.

- Impulsgleichung: diese Gleichung regelt die Bewegung des Flüssigkeitsgemisches unter Berücksichtigung der Eigenschaften jeder Phase.

Die Gleichung für die Berechnung des Volumenanteils α_q lautet:

$$\alpha_q = \frac{V_q}{V} \quad (5.1)$$

wobei V_q das Volumen der Phase q in der Zelle und V das Volumen der Zelle ist.

Das VOF-Modell verwendet einen einzigen Gleichungssatz zur Modellierung der Mehrphasenströmung und behandelt die nicht mischbaren Phasen als Gemisch. Dementsprechend werden Dichte und dynamische Viskosität des Gemisches als Summe der volumengewichteten Eigenschaften jeder Phase definiert:

$$\rho_m = \sum_q \rho_q \alpha_q$$

$$\mu_m = \sum_q \mu_q \alpha_q$$

wobei ρ_q die Dichte und μ_q die Viskosität der jeweiligen Phase ist, während μ_m die dynamische Viskosität des Gemisches und ρ_m die Dichte des Gemisches bezeichnet.

Die Volumenanteil-Transportgleichung wird verwendet, um die Bewegung der Grenzfläche zu berechnen:

$$\frac{\partial \alpha_q}{\partial t} + \frac{\partial (\alpha_q u_j)}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[C_\alpha |u| \frac{1}{V |\alpha_q|} \frac{\partial \alpha_q}{\partial x_j} \alpha_q (1 - \alpha_q) \right] = 0$$

wobei C_α ein Schärfungsfaktor und u der Geschwindigkeitsvektor der Mischung ist. u_j und x_j bezeichnen die Geschwindigkeitskomponente der Mischung bzw. die Koordinate in j -Richtung, t stellt die Zeit dar. Der erste und zweite Term auf der linken Seite bezeichnen die Änderungsrate der Volumenanteile bzw. den konvektiven Term. Der dritte Term kommt durch den Schärfungsfaktor zustande. Der Schärfungsfaktor wird verwendet, um die numerische Diffusion in der Simulation zu reduzieren.

Die Erhaltungsgleichungen für Masse und Impuls eines Gemisches sind wie folgt definiert:

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_m u_j)}{\partial x_j} = 0$$

$$\frac{\partial(\rho_m u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_m u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu_m \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + \rho_m g_i$$

wobei p und g der Gemischdruck bzw. die Erdbeschleunigung ist. Die Genauigkeit des VOF-Modells hängt vom Gitter bzw. der Zellengröße ab. Generell gilt, dass mindestens drei Zellen pro Blase erforderlich sind, um die Grenzfläche zwischen zwei Phasen vollständig zu erfassen. Daher eignet sich dieses Modell rechnerisch für die Simulation von Strömungen mit großen Zweiphasenstrukturen.

Das Mehrphasen-Interaktionsmodell ist für die Rekonstruktion der Grenzfläche, die die Genauigkeit von `alpha` direkt bestimmt, entscheidend. Die Oberflächenspannung ist für Mehrphasenströmungen bei stark gekrümmten Oberflächen besonders wichtig. Im VOF-Modell wird die Oberflächenspannung als Volumenkraft eingeführt, indem der Impulsgleichung ein Impulsterm hinzugefügt wird. In den hier vorgestellten Forschungsarbeiten wird eine konstante Oberflächenspannung von 0,07 N/m festgelegt, die der Oberflächenspannung von Wasser-Luft bei Raumtemperatur entspricht.

5.5 Numerische Simulationen zu den MAHICan-Versuchen

Die numerischen Simulationen wurden mit OpenFOAM Foundation Version 11 durchgeführt. Dabei wurde der VOF-Löser `compressibleVoF` eingesetzt. Die gelösten Gleichungen wurden bereits im vorherigen Kapitel erläutert. In den hier beschriebenen Simulationen wurde kein Austausch von Masse und Energie zwischen den beiden Phasen berücksichtigt, wie auch in der MAHICan-Versuchsreihe.

Im Durchschnitt liefen die Simulationen auf 48 Kernen zwei Wochen lang, um eine Sekunde Problemzeit zu berechnen. Die der GRS vom PSI zur Verfügung gestellten Dateien enthalten Versuchsdaten über 2 s. In Anbetracht der sehr hohen benötigten Rechenzeit wurde dann die Simulationslänge auf insgesamt 3 s Problemzeit begrenzt. Bei den Analysen wurde die erste Sekunde nicht ausgewertet, damit der Einschwingvorgang die erzielten Ergebnisse nicht beeinflussen kann. Manche Simulationen liefen mit einem größeren Zeitschritt, sodass mehrere Sekunden Problemzeit gerechnet werden konnten.

5.5.1 Diskretisierungsschemata

Die Feldgleichungen in OpenFOAM wurden mit Ausnahme der Volumenanteil-Transportgleichung (`alpha`) mit Diskretisierungsverfahren erster Ordnung gelöst. Für die restlichen Feldgleichungen wurde das „Upwind“-Verfahren verwendet, das ein Verfahren erster Ordnung ist. Es wurde versucht, auch die anderen Feldgleichungen mit zweiter Ordnung Diskretisierungsverfahren zu lösen, allerdings divergierten die Simulationen und letztendlich wurden diese abgebrochen. Auch mit dem „Upwind“-Verfahren war das Erreichen der spezifizierten Konvergenzkriterien anspruchsvoll. Dies galt insbesondere für die Testfälle mit einem hohen Luft-Volumenanteil (Testfälle 8-12).

Die Zeitdiskretisierung wurde ebenfalls mit einem Verfahren erster Ordnung (Euler) realisiert.

5.5.2 Zeitschrittsteuerung

Die Analysen zeigten, dass die Zeitschrittgröße eine wichtige Rolle für die Rechenstabilität spielt. Simulationen mit einem konstanten Zeitschritt erwiesen sich als instabil, selbst wenn der Zeitschritt klein gewählt wurde (10^{-5} s). Meistens brach OpenFOAM mit einer negativen Temperatur in der numerischen Domäne ab. Gleichzeitig sind die Rechenzeiten stark angestiegen und dies gefährdete die zeitgemäße Durchführung der MAHICan-Analysen im Rahmen dieses Vorhabens. Aus diesem Grund wurde eine adaptive Steuerung der Zeitschrittgröße (`adjustTimeStep`) realisiert: Es wurde ein maximales Courant-Friedrich-Lewy (CFL)-Limit vorgegeben und OpenFOAM durfte unter Berücksichtigung dieses Limits seinen variablen Zeitschritt bestimmen. Mehrere Versuche konnten mit CFL=1 gerechnet werden, jedoch nicht alle. Selbst mit CFL=0,5 waren die Rechnungen mit hohem Luft-Volumenanteil nicht immer stabil. Die Zeitschrittgröße variierte je nach Testfall und CFL-Einstellung, grundsätzlich lagen aber die Zeitschritte im Bereich 2E-6 s – 5E-5 s. Die Konvergenz wurde mit dem RMS (root mean square)-Residuum ($<10^{-4}$) kontrolliert.

5.5.3 Turbulenzmodellierung

In allen Simulationen wurde für die beiden Phasen das `kOmegaSST`-Turbulenzmodell angewendet [MEN 94]. Am Einlass der MAHICan-Teststrecke wurde mittlere Turbulenzintensität (5%) mit einem turbulenten Geschwindigkeitsprofil spezifiziert.

5.5.4 OpenFOAM-Randbedingungen

Für den Einlass in das Rechengebiet wurde die Randbedingung `flowRateInletVelocity` implementiert. Diese ermöglicht die Spezifikation eines Gemisch-Massenstroms und einer Gemisch-Dichte. Der Gemisch-Massenstrom wird mit Hilfe der Gemisch-Dichte, der Gemisch-Geschwindigkeit und der Einlass-Fläche berechnet. Es wurden auch Testrechnungen mit der `surfaceNormalFixedValue`-Randbedingung durchgeführt. Diese ermöglicht die Spezifikation einer Gemisch-Geschwindigkeit am Einlass. Diese beiden Einlass-Randbedingungen lieferten sehr ähnliche Ergebnisse, die Stabilität und die Effizienz der Rechnungen unterschieden sich kaum. Aus diesem Grund wurden die Simulationen mit der `flowRateInletVelocity`-Randbedingung durchgeführt. Zusätzlich musste auch der Luft-Volumenanteil am Einlass der Teststrecke (Festwert) in der entsprechenden OpenFOAM-Datei spezifiziert werden. Dabei wird eine gleichmäßige Luft-Verteilung angenommen. Tab. 5.2 zeigt die abgeleiteten Randbedingungen für die OpenFOAM-Simulationen.

Am Auslass der Teststrecke wurde ein konstanter Druck mit der Randbedingung `pressureInletOutletVelocity` festgehalten. Die Wände der Helix-Spirale wurden als schlupffreie Wände mit Hilfe der `noSlip`-Randbedingung modelliert.

Tab. 5.2 Randbedingungen für die OpenFOAM-Simulationen

Test No.	Gemisch-Massenstrom [kg/s]	Gemisch-Dichte [kg/m ³]	Gemisch-Geschwindigkeit [m/s]	Luft-Volumenanteil [-]
1	0,230	911	2,01	0,089
2	0,230	906	2,02	0,094
3	0,223	839	2,11	0,161
4	0,217	691	2,49	0,309
5	0,207	518	3,17	0,482
6	0,195	387	4,01	0,613
7	0,189	345	4,35	0,655
8	0,152	155	7,76	0,845
9	0,108	66	13,03	0,943
10	0,091	46	15,87	0,955
11	0,078	34	18,10	0,966
12	0,071	30	18,94	0,970

5.6 Analyse der erzielten Ergebnisse

Die gerechneten Testfälle werden unten nach Strömungsregime aufgeteilt und analysiert. Insgesamt wurden 12 Testfälle gerechnet. Obwohl die Versuchsdaten zu allen Testfällen der GRS zur Verfügung stehen, dürfen nur bereits veröffentlichte MAHICan-Daten in diesem Abschlussbericht erfasst werden. In /CHE 20/ sind alle gemessenen Druckverluste und die zeitabhängigen Luft-Volumenanteile in den Tests 2, 3, 6, 7, 9 und 11 zu finden. Aus diesem Grund werden in den folgenden Unterkapiteln nur die in /CHE 20/ gezeigten zeitabhängigen Luft-Volumenanteile dargestellt. In diesem Bericht werden jedoch die Simulationsergebnisse zu allen gerechneten Tests veröffentlicht.

5.6.1 Blasenströmung (Tests 1, 2)

In den ersten zwei Versuchen ist eine Blasenströmung festzustellen /CHE 20/. Der Volumenanteil am Einlass der Teststrecke beträgt 0,089 bzw. 0,094 und die Gemisch-Geschwindigkeit 2,01 bzw. 2,02 m/s. Aufgrund der sehr ähnlichen Randbedingungen in den beiden Testfällen sehen auch die Ergebnisse dementsprechend ähnlich aus. Die gemessenen und die berechneten Druckabfälle über die letzte halbe Wicklung der Teststecke sind in Abb. 5.6 und Abb. 5.7 dargestellt. Diese zeigen auch den berechneten und über die Simulationszeit gemittelten Druckabfall-Wert an. Es ist ersichtlich, dass OpenFOAM in beiden Fällen einen um 2952 Pa (Test 1) und 3050 Pa (Test 2) höheren Druckabfall berechnet. Die Abweichung in Prozent liegt bei 35% und 36%. Obwohl der relative Fehler nicht klein ist, ist dieser immer noch deutlich kleiner als in den Analysen der University of Michigan (~80%), beschrieben in /CHE 20/.

Abb. 5.8 und Abb. 5.9 zeigen den zeitlichen Luft-Volumenanteil in den Simulationen zu Test 1 und Test 2. Während im Experiment (Test 2) der Luft-Volumenanteil im Schnitt bei 0,02 liegt und einen maximalen Wert im Bereich 0,1 aufweist, zeigen die OpenFOAM-Ergebnisse deutlich höhere Werte. Der berechnete mittlere Luft-Volumenanteil ist etwa um Faktor 10 höher als der gemessene. Die Luft-Volumenanteils-Spitzen in Abb. 5.9 deuten auf größere Blasen in den Simulationen als in der Realität hin. Ein möglicher Grund dafür könnte ein zu grobes Netz sein. Bei Blasenströmungen entstehen sehr kleine Blasen. Besteht das Rechennetz aus Zellen, die größer als die Blase selbst sind, werden mehrere kleine Blasen in größeren zusammengefasst und als Folge werden dann höhere Luft-Volumenanteils-Spitzen auftreten. Im Rahmen der numerischen VOF-Simulationen sollten die Blasen erfahrungsgemäß mit mindestens 3-5 Zellen aufgelöst werden. Das bestehende Rechennetz hat eine Zellgröße in axialer Richtung von 1,6 mm.

In den hier vorgestellten Analysen würden noch feinere Netze in Kombination mit noch kleineren Zeitschritten zu inakzeptablen Rechenzeiten führen.

Abb. 5.10, Abb. 5.11 und Abb. 5.12 stellen die Luft-Volumenanteils-Wahrscheinlichkeitsdichten dar. Trotz der Unterschiede in Abb. 5.9 zeigt der Vergleich von Abb. 5.11 und Abb. 5.12 ähnliche maximale Wahrscheinlichkeitsdichten für den Luft-Volumenanteil. Die aus der Simulation abgeleitete Wahrscheinlichkeitsdichte ist jedoch geringfügig nach links verschoben.

Die Luft-Volumenanteils-Verteilung ist in Abb. 5.13, Abb. 5.14 und Abb. 5.15 dargestellt. Es ist zu sehen, dass es tatsächlich größere Luftblasen gibt, wie vermutet. Diese sorgen für die großen Spitzen im Luft-Volumenanteil in Abb. 5.8. Darüber hinaus zeigen Abb. 5.13 und Abb. 5.14 unterschiedliche Ansichten von der Teststrecke: von ihrer Innen- bzw. ihrer Außenseite. Es ist ersichtlich, dass die Luftblasen hauptsächlich in der Innenseite des helikalen Rohres bleiben. Grund dafür ist die kleinere Fliehkraft, der sie im Vergleich zu Wasser ausgesetzt sind. Dies bestätigt deutlich auch Abb. 5.15, das die Luftverteilung am Ende der Teststrecke darstellt.

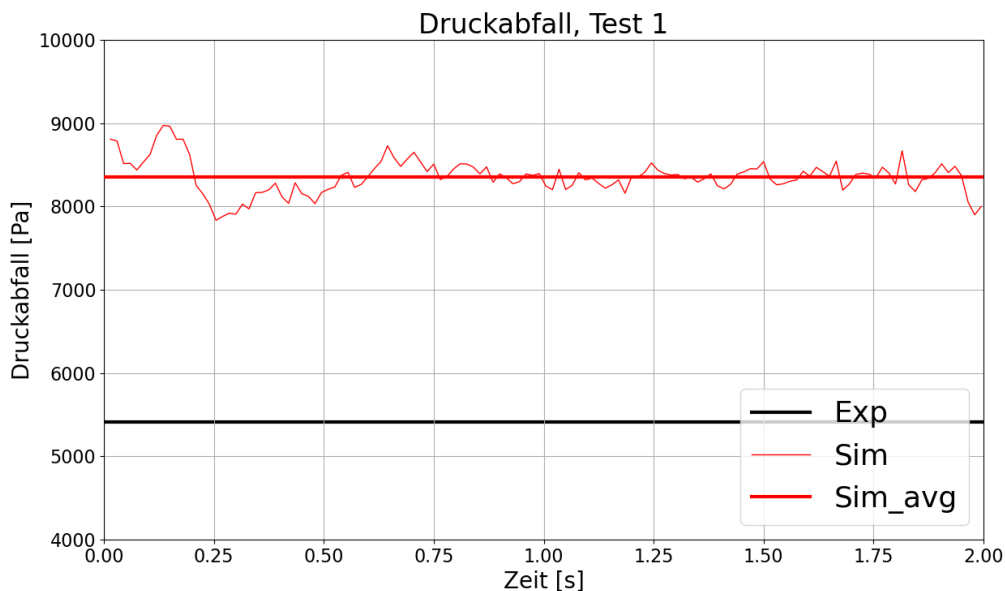


Abb. 5.6 Gemessener und berechneter Druckabfall (Test 1)

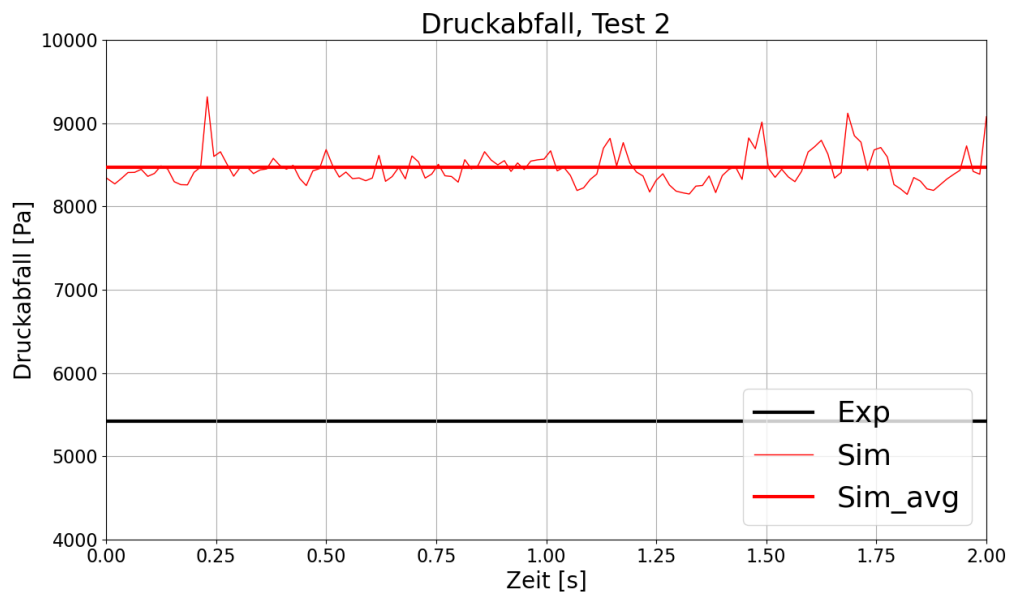


Abb. 5.7 Gemessener und berechneter Druckabfall (Test 2)

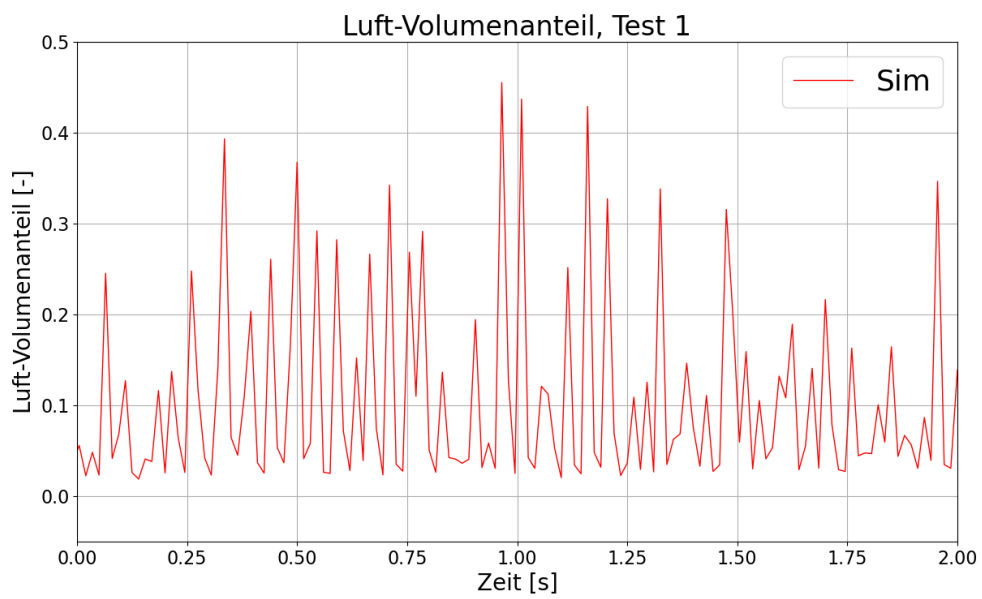


Abb. 5.8 Berechneter Luft-Volumenanteil (Test 1)

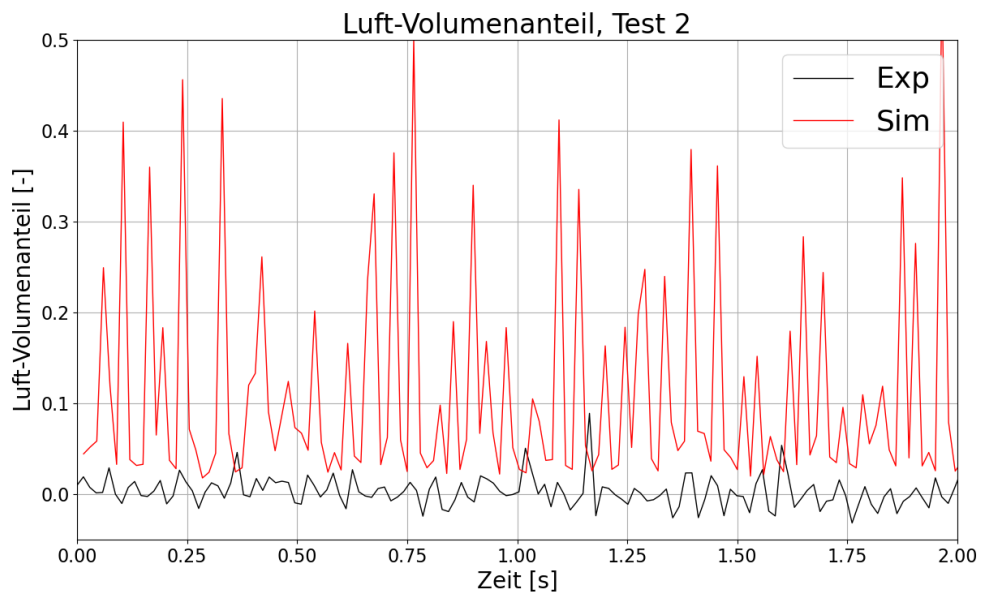


Abb. 5.9 Gemessener und berechneter Luft-Volumenanteil (Test 2)

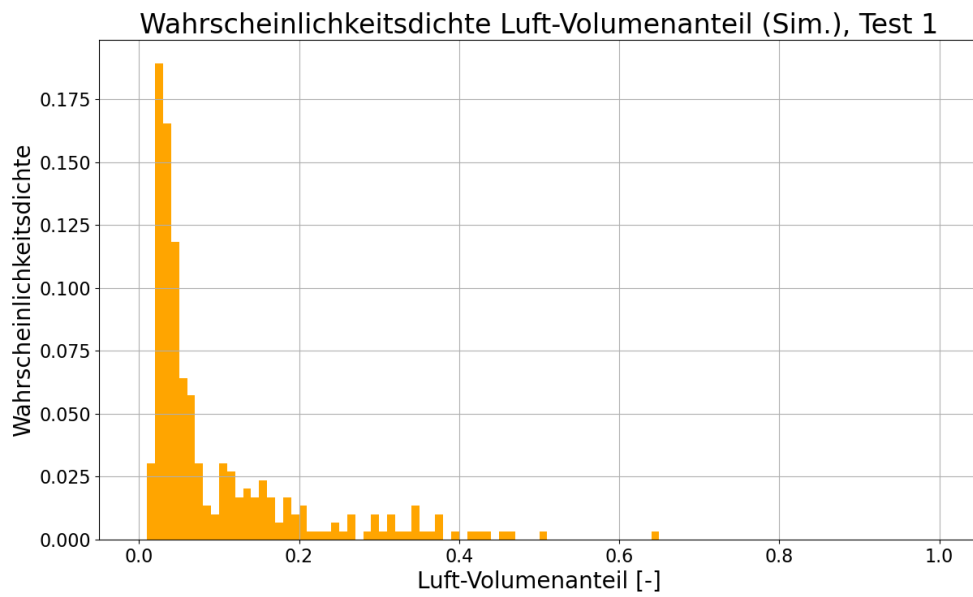


Abb. 5.10 Wahrscheinlichkeitsdichte Luft-Volumenanteil (Sim., Test 1)

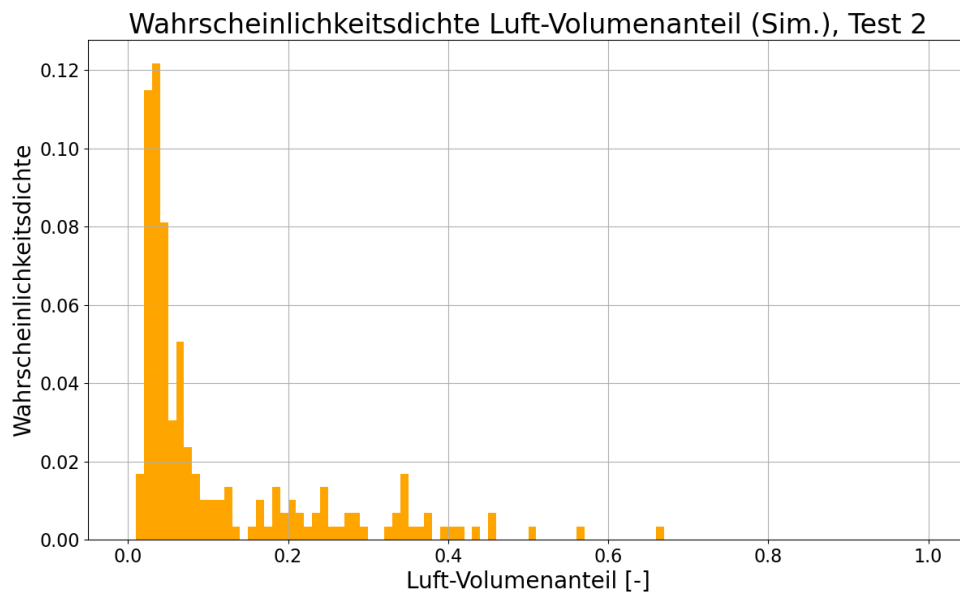


Abb. 5.11 Wahrscheinlichkeitsdichte Luft-Volumenanteil (Sim., Test 2)

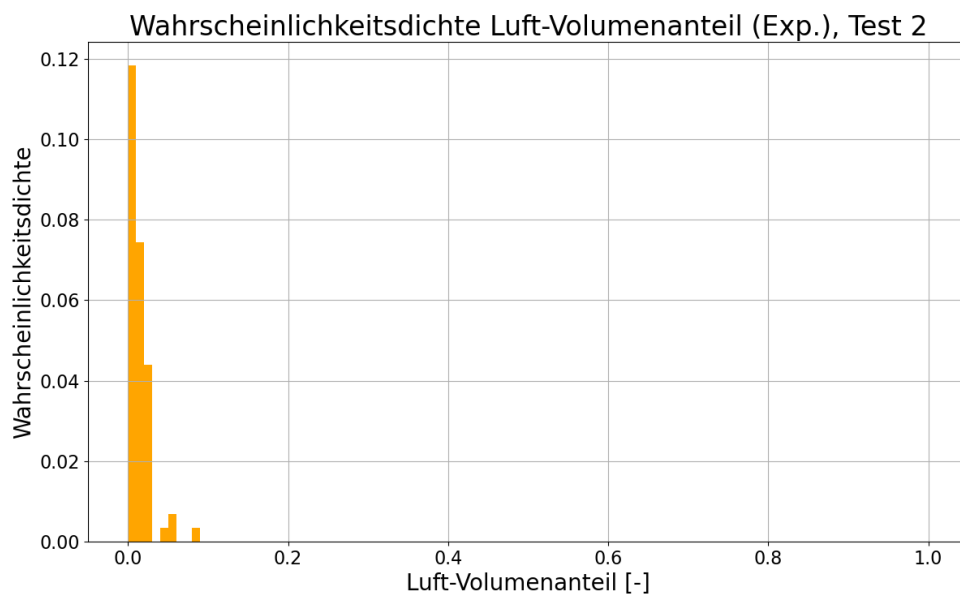


Abb. 5.12 Wahrscheinlichkeitsdichte Luft-Volumenanteil (Exp., Test 2)

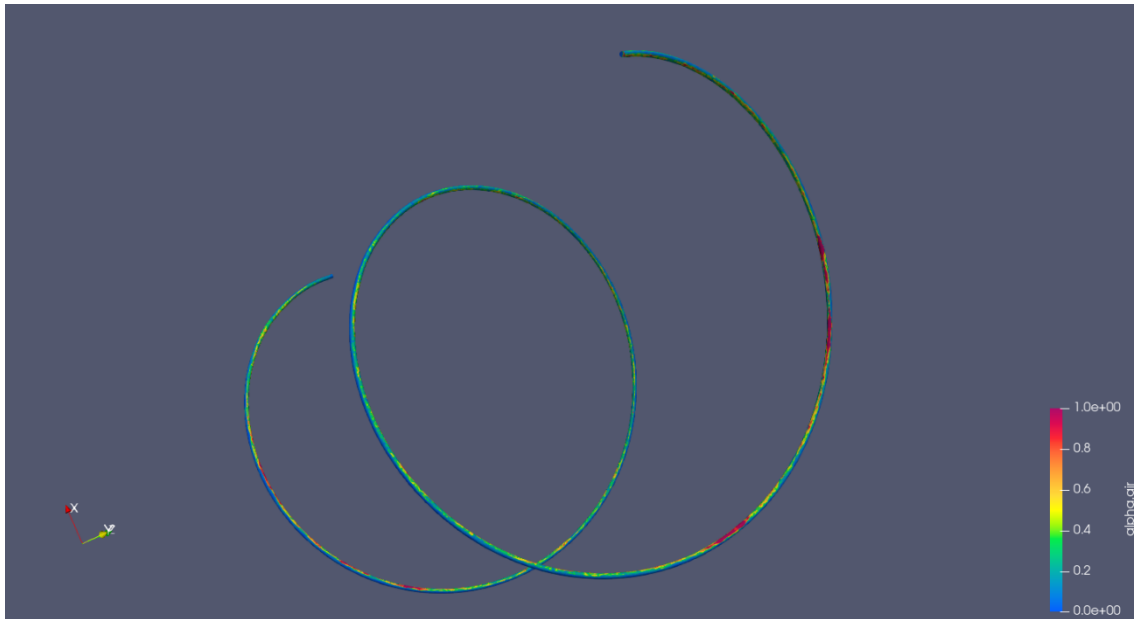


Abb. 5.13 Verteilung des Luft-Volumenanteils (Test 1, Ansicht 1)

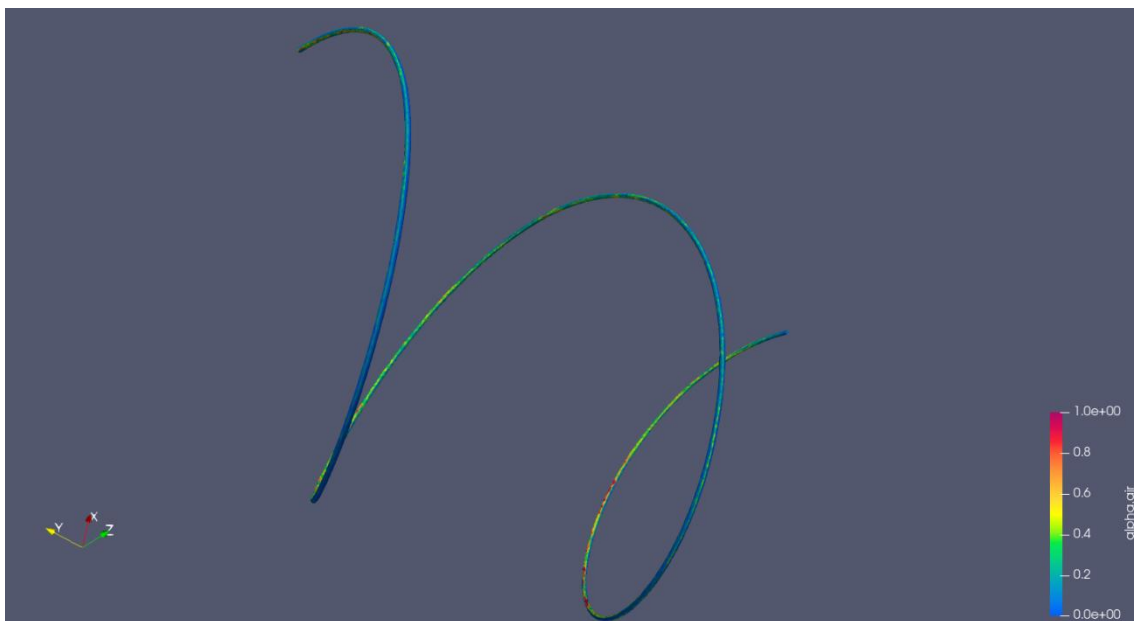


Abb. 5.14 Verteilung des Luft-Volumenanteils (Test 1, Ansicht 2)

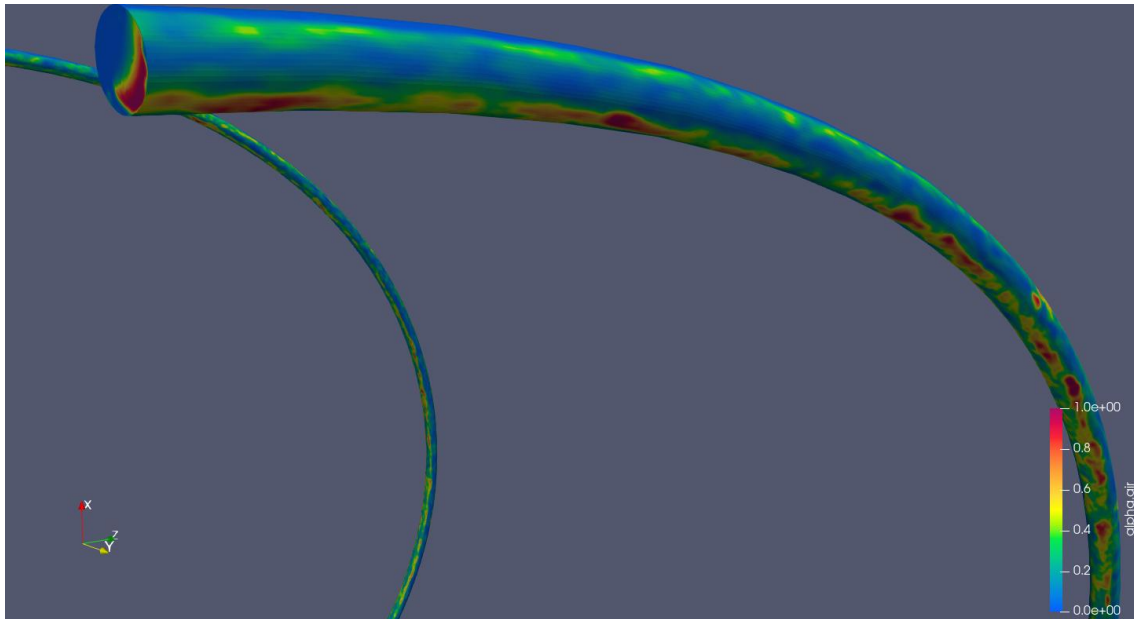


Abb. 5.15 Verteilung des Luft-Volumenanteils am Auslass der Teststrecke (Test 1)

5.6.2 Pfropfenströmung (Tests 3, 4)

Die Pfropfenströmung wird in den MAHICan-Tests 3 und 4 untersucht, wobei die Gemisch-Geschwindigkeit am Einlass auf 2,11 und 2,49 m/s erhöht wurde. Der Luft-Volumenanteil wurde ebenfalls auf 0,16 bzw. 0,31 vergrößert.

Die gemessenen und die berechneten Druckabfälle über die letzte halbe Wicklung der Teststecke sind in Abb. 5.16 und Abb. 5.17 dargestellt. Es ist ersichtlich, dass OpenFOAM in beiden Fällen einen Druck um 3100 Pa (Test 3) und 1614 Pa (Test 4) berechnet. Die Abweichung in Prozent liegt bei 36% und 20%. Die Simulationsabweichungen von den Versuchsdaten bei Test 3 sind ähnlich wie bei den vorher beschriebenen Tests 1 und 2. Test 4 unterscheidet sich wesentlich von Test 3, vor allem weil der Luft-Volumenanteil deutlich größer ist. Die Übereinstimmung mit den Versuchsdaten ist zwar besser, allerdings zeigt OpenFOAM einen kleineren Druckverlust als in den anderen drei Tests.

Abb. 5.18 und Abb. 5.19 zeigen den zeitlichen Luft-Volumenanteil in den Simulationen zu Test 3 und Test 4. Die Übereinstimmung zwischen Versuch und Simulation für Test 3 ist besser als bei den vorherigen Tests. Auch die maximalen Luft-Volumenanteils-Spitzen sind vergleichbar und liegen bei etwa 0,6-0,8. Dies bestätigen auch Abb. 5.20 und Abb. 5.21: In beiden Wahrscheinlichkeitsdichten sind nun Werte auch im höheren Luft-Volumenanteils-Bereich zu sehen. Abb. 5.22 stellt die gleiche Größe für den Test 4 dar.

Es ist ersichtlich, dass sich der höhere Luft-Volumenanteil insbesondere bei der Wahrscheinlichkeitsdichte im Bereich 0,6-0,8 bemerkbar macht.

Die Luft-Volumenanteilsverteilung ist in Abb. 5.23, Abb. 5.24, Abb. 5.25 und Abb. 5.26 dargestellt. Auch hier sind größere Luftblasen entlang der Teststrecke zu sehen, jedoch können diese das Wasser vom kompletten Rohrdurchschnitt noch nicht verdrängen. Diesbezüglich trägt Abb. 5.24 etwas, insbesondere im oberen Bereich der helikalen Spirale. Abb. 5.25 stellt vergrößert den oberen Bereich der Spirale und macht deutlich, dass sich die Luft im inneren und oberen Bereich des Rohrquerschnitts befindet, während der äußere Rohrbereich mit Wasser befüllt ist.

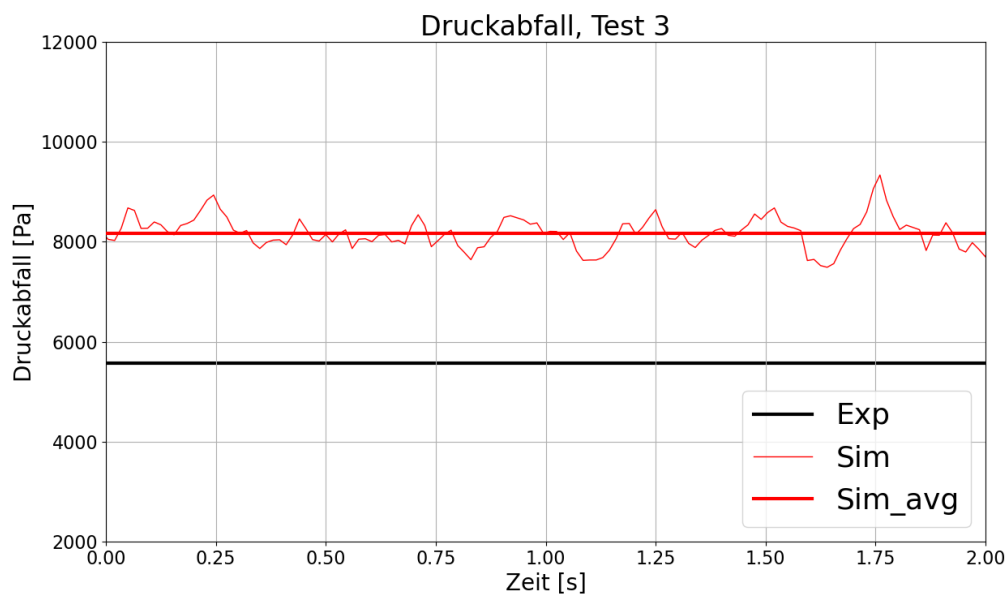


Abb. 5.16 Gemessener und berechneter Druckabfall (Test 3)

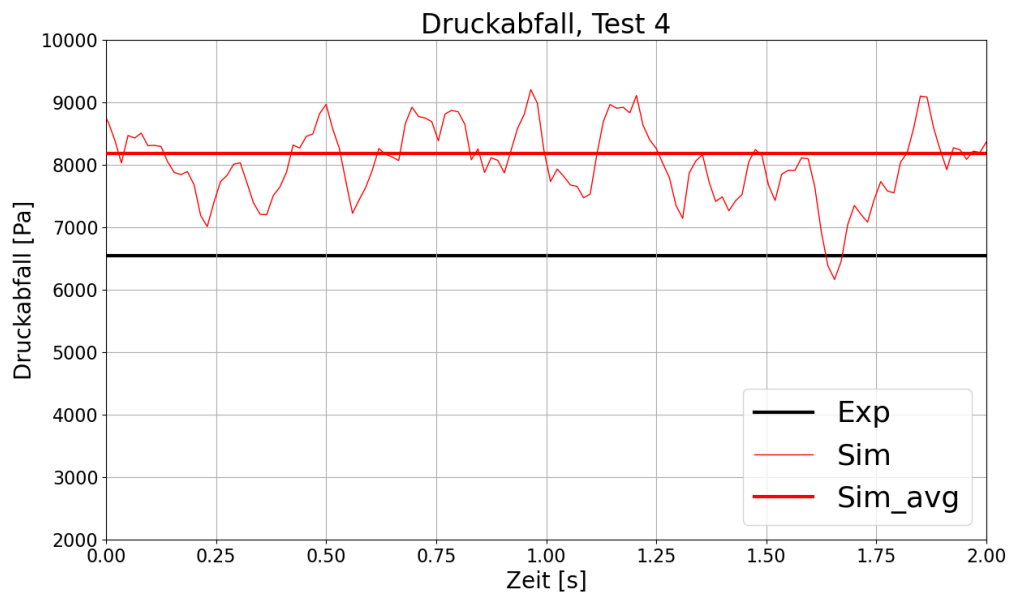


Abb. 5.17 Gemessener und berechneter Druckabfall (Test 4)

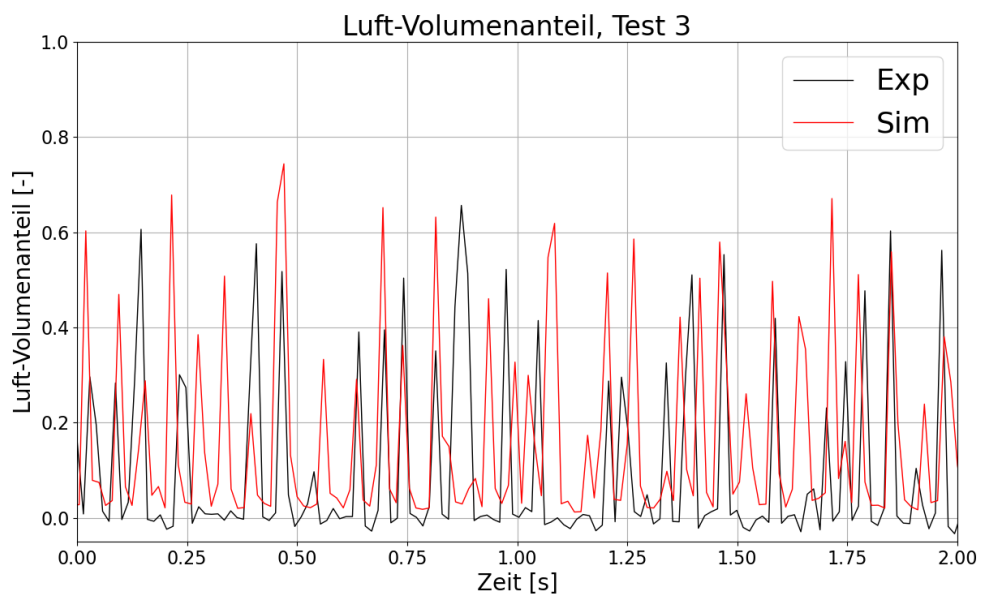


Abb. 5.18 Gemessener und berechneter Luft-Volumenanteil (Test 3)

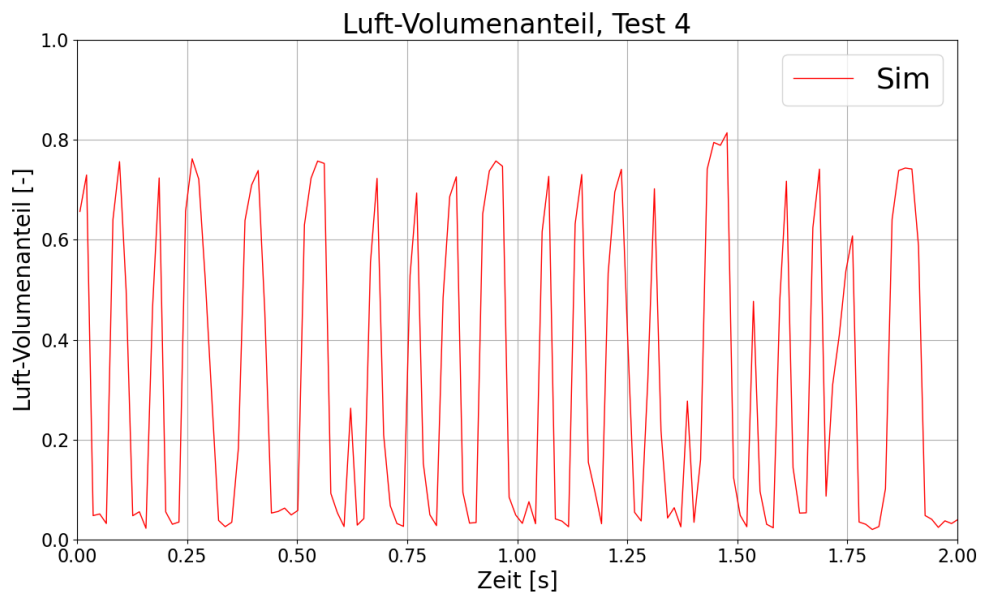


Abb. 5.19 Berechneter Luft-Volumenanteil (Test 4)

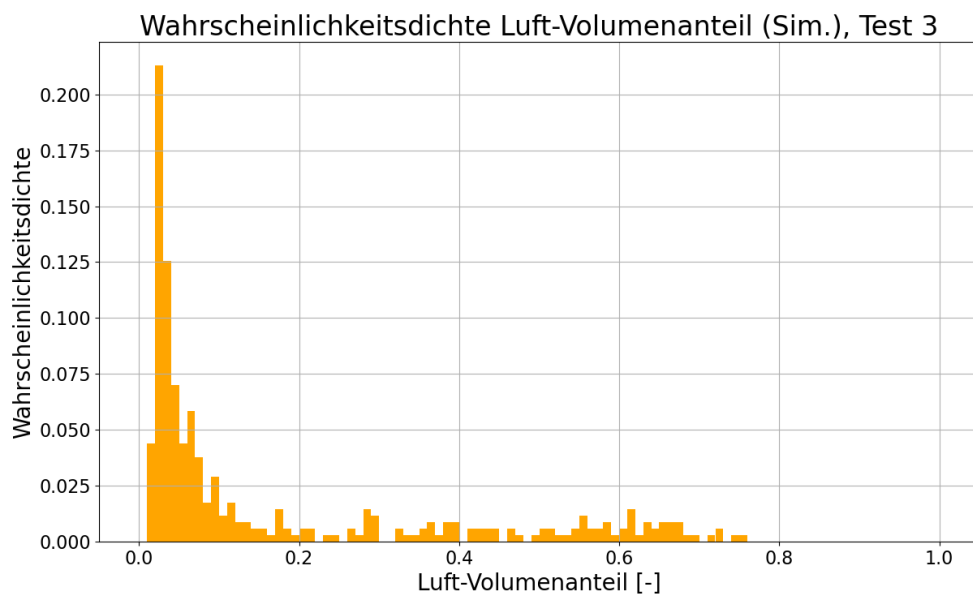


Abb. 5.20 Wahrscheinlichkeitsdichte Luft-Volumenanteil (Sim., Test 3)

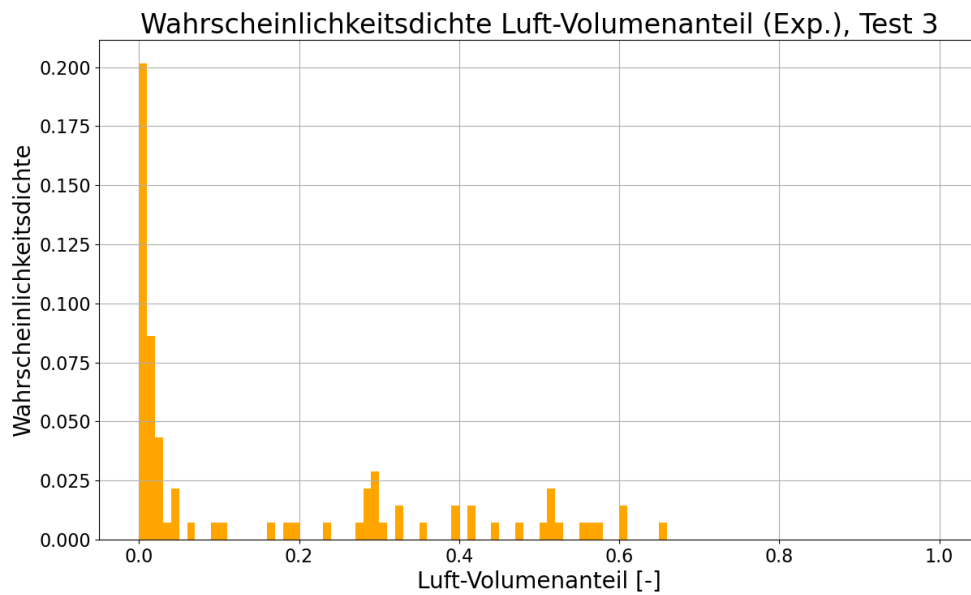


Abb. 5.21 Wahrscheinlichkeitsdichte Luft-Volumenanteil (Exp., Test 3)

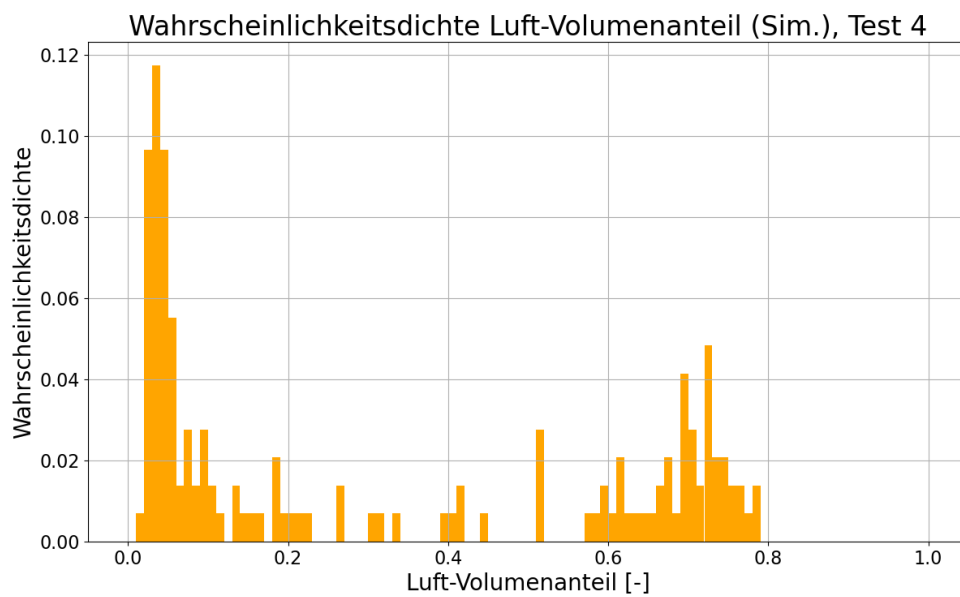


Abb. 5.22 Wahrscheinlichkeitsdichte Luft-Volumenanteil (Sim., Test 4)

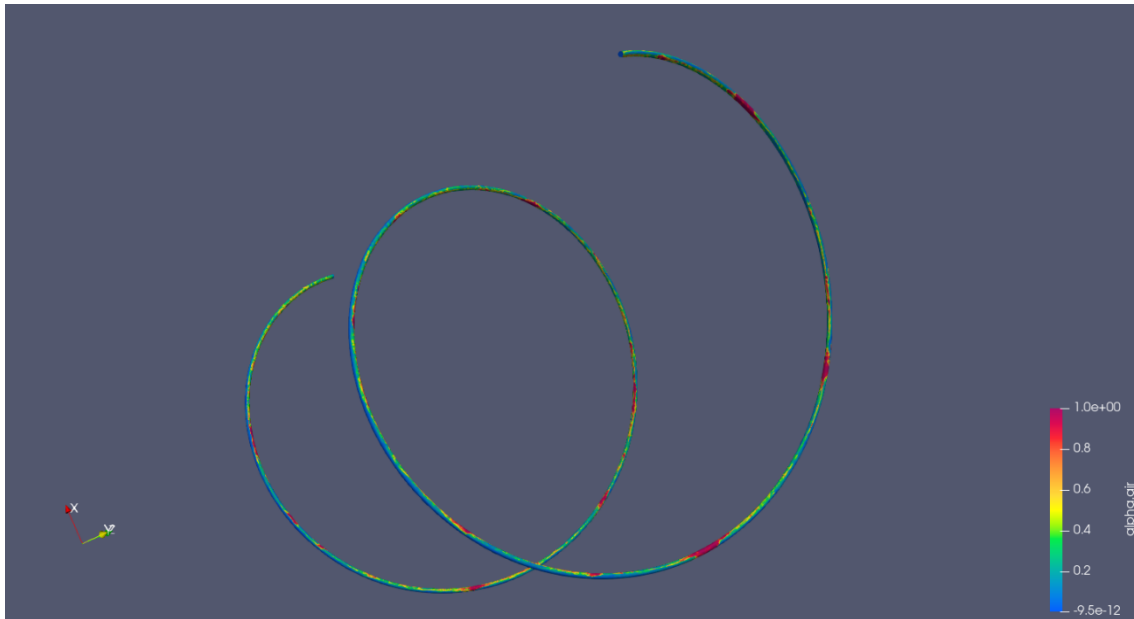


Abb. 5.23 Verteilung des Luft-Volumenanteils (Test 3, Ansicht 1)



Abb. 5.24 Verteilung des Luft-Volumenanteils (Test 3, Ansicht 2)

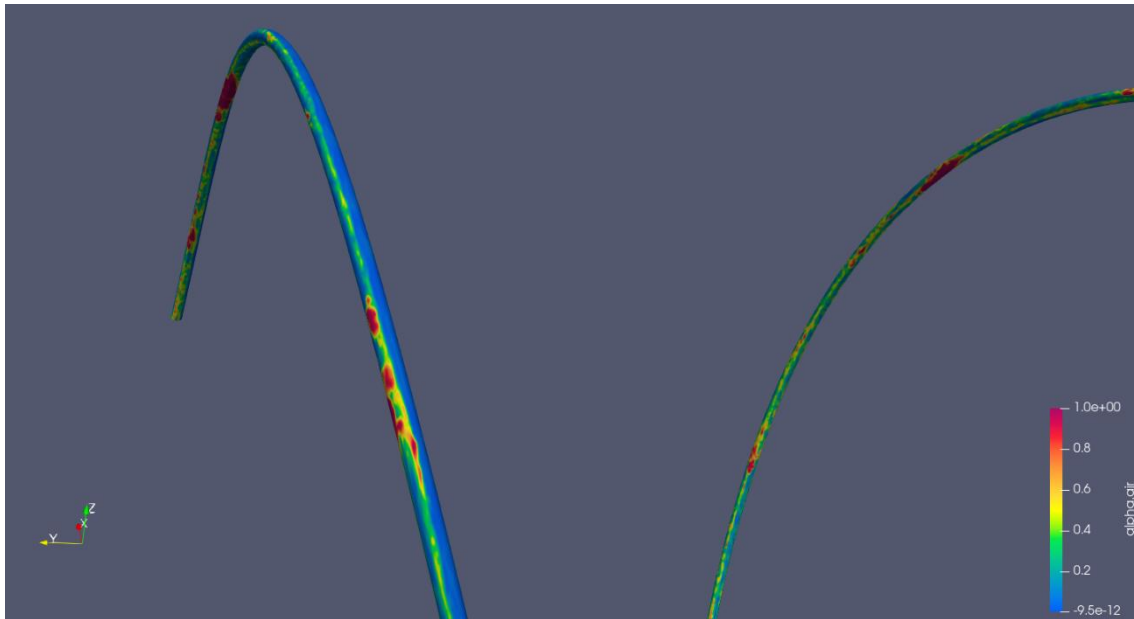


Abb. 5.25 Verteilung des Luft-Volumenanteils (Zoom vom Test 3, Ansicht 2)

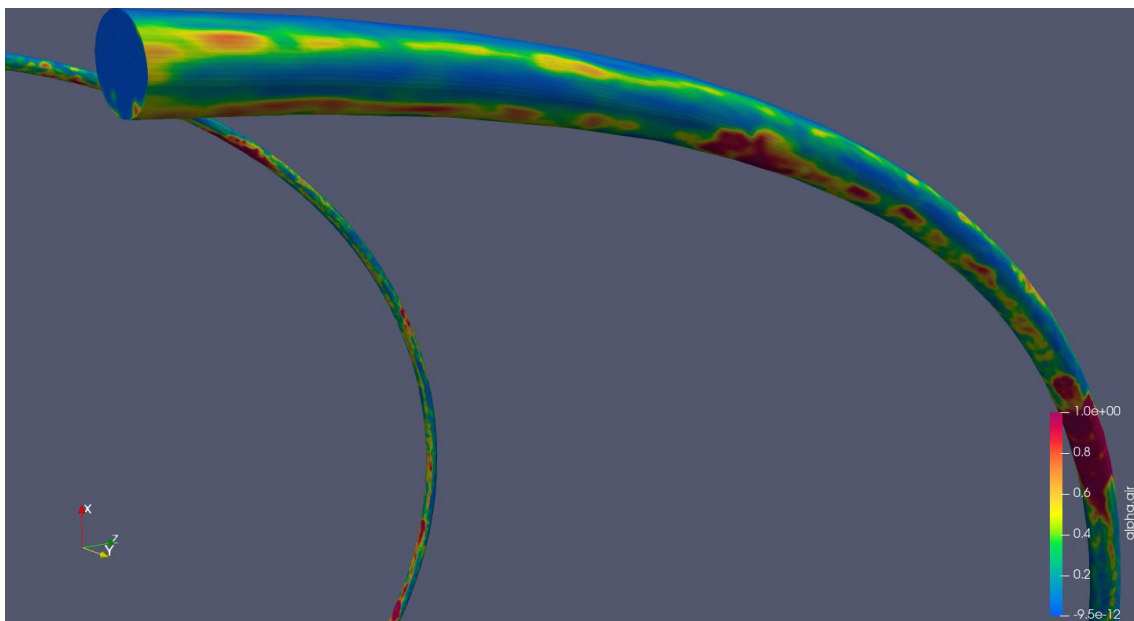


Abb. 5.26 Verteilung des Luft-Volumenanteils am Auslass der Teststrecke (Test 3)

5.6.3 Schwallströmung (Tests 5, 6, 7, 8)

Laut der MAHICan-Experimentatoren herrscht in Tests 5-8 eine Schwallströmung. Diese zeichnet sich mit einem höheren Luftdurchsatz aus, bei dem einzelne Wellenberge eine so große Höhe erreichen, dass sie als Schwall durch das helikale Rohr geschoben werden. Die entsprechenden Luft- und Wassergeschwindigkeiten sowie der Luft-Volumenanteil sind in Tab. 5.1 dargestellt. Der letzte steigt von 0,48 (Test 5) bis auf 0,85 (Test 8).

Während die Wassergeschwindigkeit von 1,64 (Test 5) auf 1,2 zurückgeht (Test 8), beschleunigt sich die Luft bis auf 6,6 m/s.

Die gemessenen und die berechneten Druckabfälle sind in Abb. 5.31, Abb. 5.32 und Abb. 5.33 zu sehen. Für den Test 5 wurde eine sehr gute Übereinstimmung mit dem Experiment festgestellt: Die Abweichung beträgt 97 Pa oder 1,1%. Mit steigendem Luft-Volumenanteil vergrößern sich auch die Diskrepanzen zwischen Messung und Rechnung, wobei bei Test 8 ein Unterschied von 10344 Pa (97%) existiert.

Abb. 5.31, Abb. 5.32, Abb. 5.33 und Abb. 5.34 zeigen den zeitlichen Luft-Volumenanteil. Die qualitative Übereinstimmung zwischen Versuch und Simulation für Test 6 und Test 7 ist sehr gut. Im Gegensatz zu den vorherigen Tests, sind die Luft-Volumenanteils-Spitzen nun von oben nach unten und erreichen ein Minimum von bis zu 0,05. Dies ist auch in beiden Experimenten zu sehen. Aufgrund des steigenden Luft-Volumenanteils in Test 8 verkleinern sich die Luft-Volumenanteilsspitzen (Abb. 5.34).

Abb. 5.35, Abb. 5.36, Abb. 5.37, Abb. 5.38, Abb. 5.39 und Abb. 5.40 zeigen die Wahrscheinlichkeitsdichten für die vier Testfälle. Die zwei Maxima bei ca. 0,1 und 0,8 sind immer noch stark ausgeprägt. Die gute Übereinstimmung zwischen Experiment und Rechnung für die Testfälle 6 und 7 ist in Abb. 5.36, Abb. 5.37, Abb. 5.38 und Abb. 5.39 sichtbar.

Die Luft-Volumenanteilsverteilung ist in Abb. 5.41, Abb. 5.42, Abb. 5.43, Abb. 5.44, Abb. 5.45 und Abb. 5.46 dargestellt. Die Luftblasen entlang der Teststrecke sind größer im Vergleich zu den Blasen in den vorherigen Tests. Diese erstrecken sich manchmal über 1 m, jedoch bleiben diese immer noch im oberen und im inneren Querschnittbereich. Im unteren und seitlichen Rohrquerschnitt befindet sich immer noch das schwere Wasser.

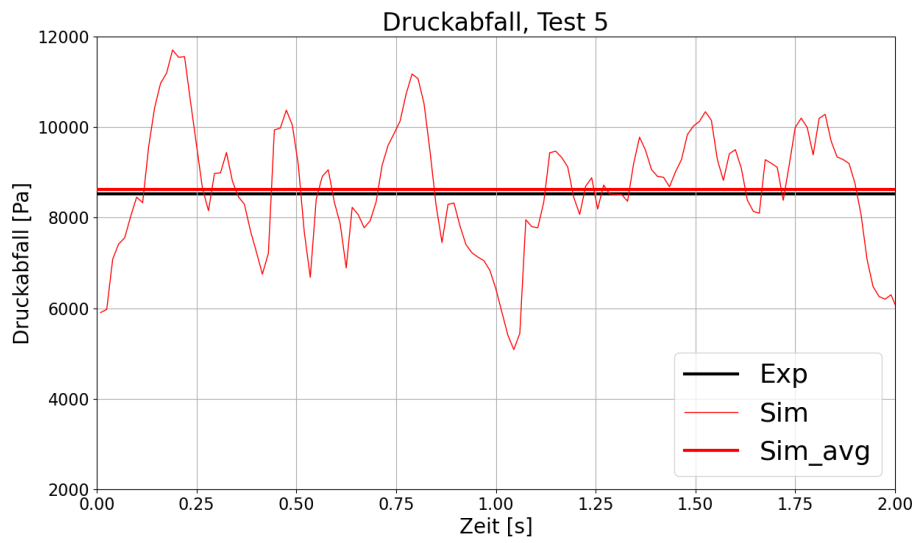


Abb. 5.27 Gemessener und berechneter Druckabfall (Test 5)

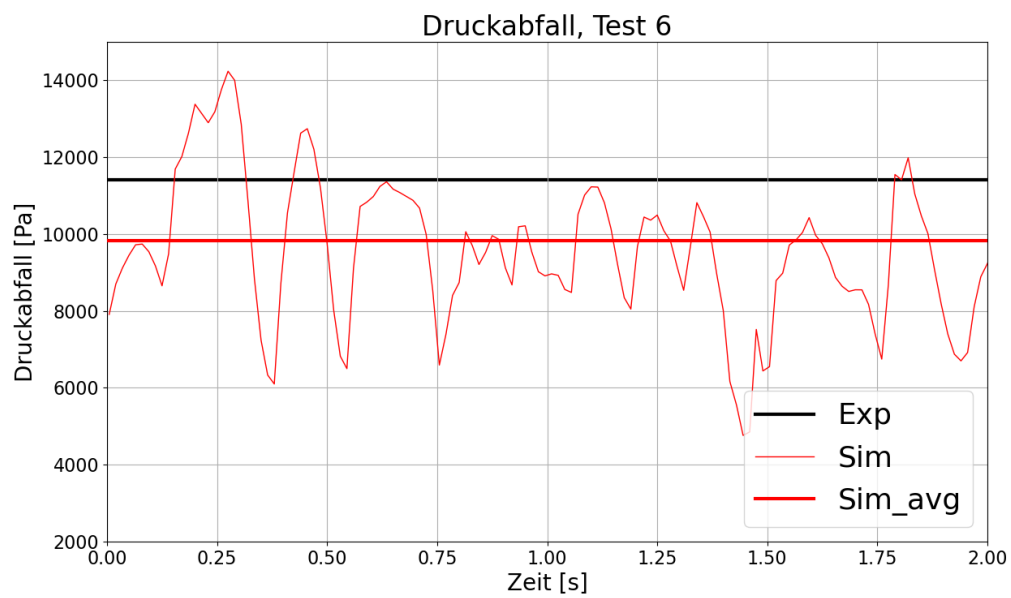


Abb. 5.28 Gemessener und berechneter Druckabfall (Test 6)

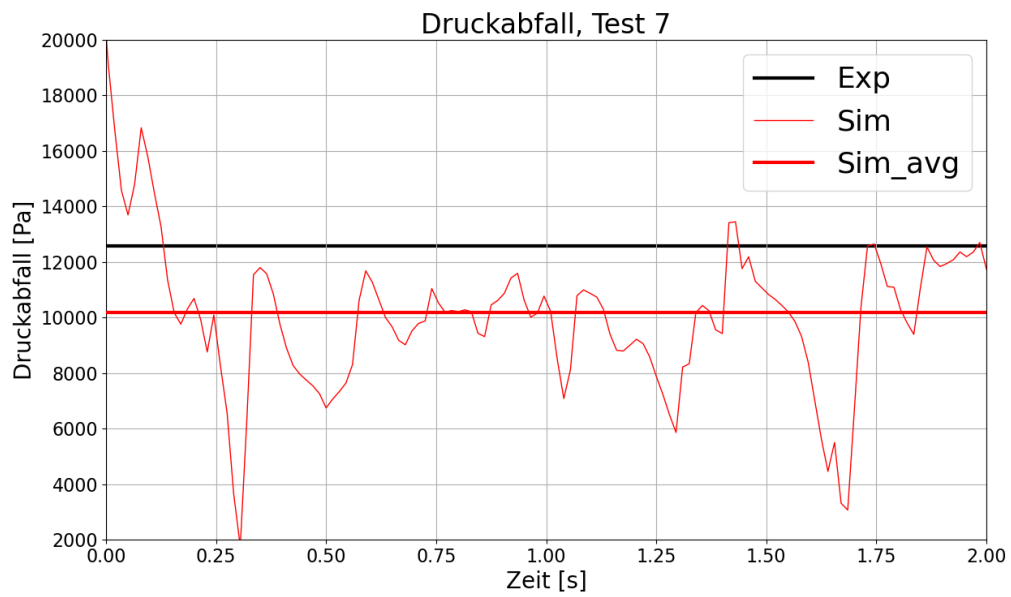


Abb. 5.29 Gemessener und berechneter Druckabfall (Test 7)

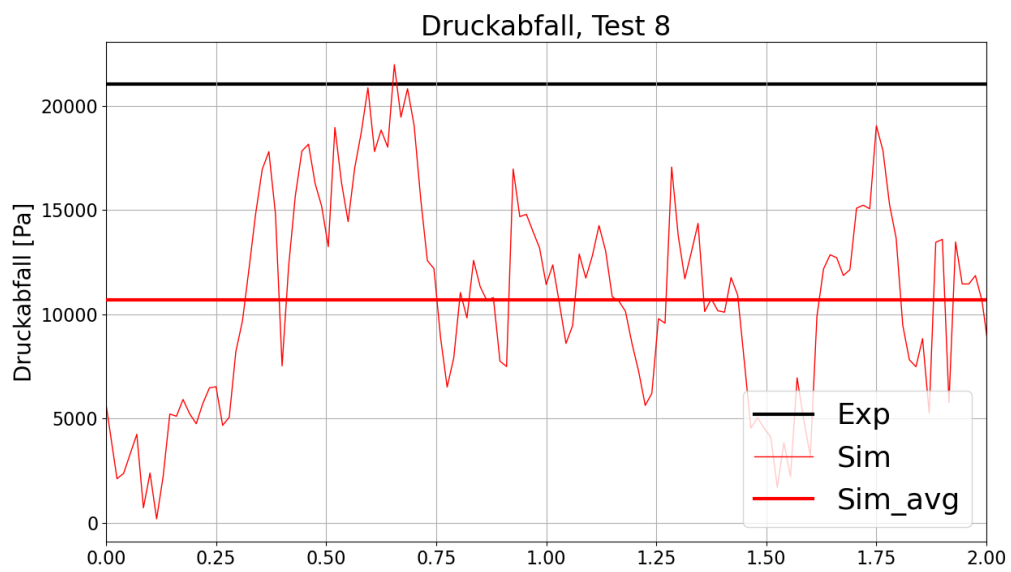


Abb. 5.30 Gemessener und berechneter Druckabfall (Test 8)

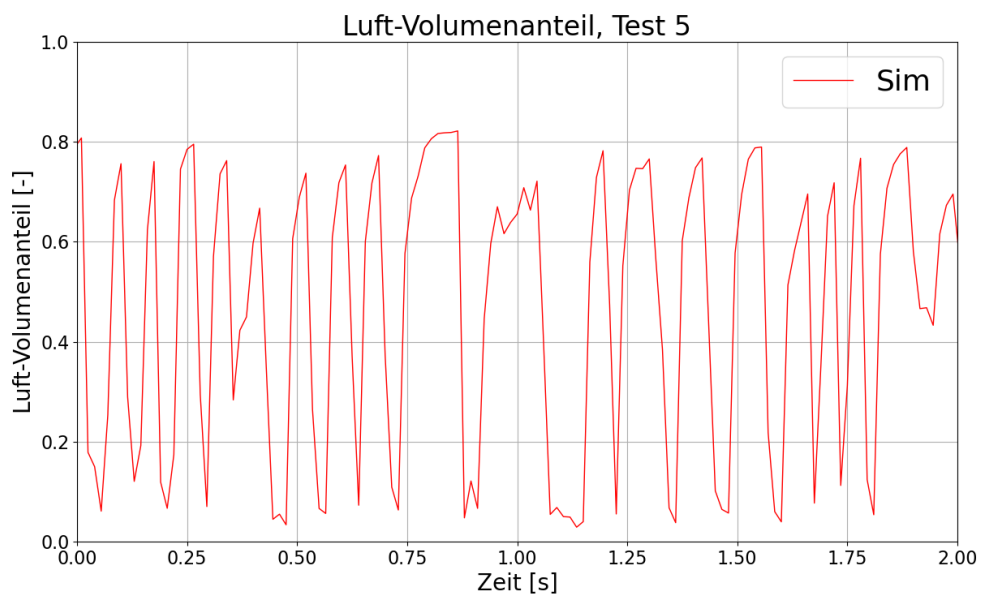


Abb. 5.31 Berechneter Luft-Volumenanteil (Test 5)

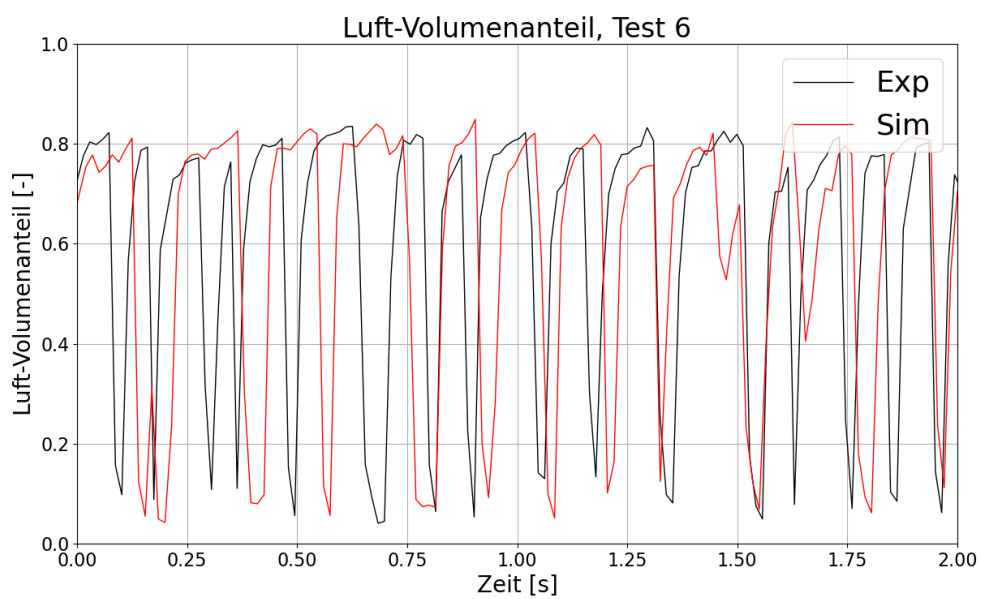


Abb. 5.32 Gemessener und berechneter Luft-Volumenanteil (Test 6)

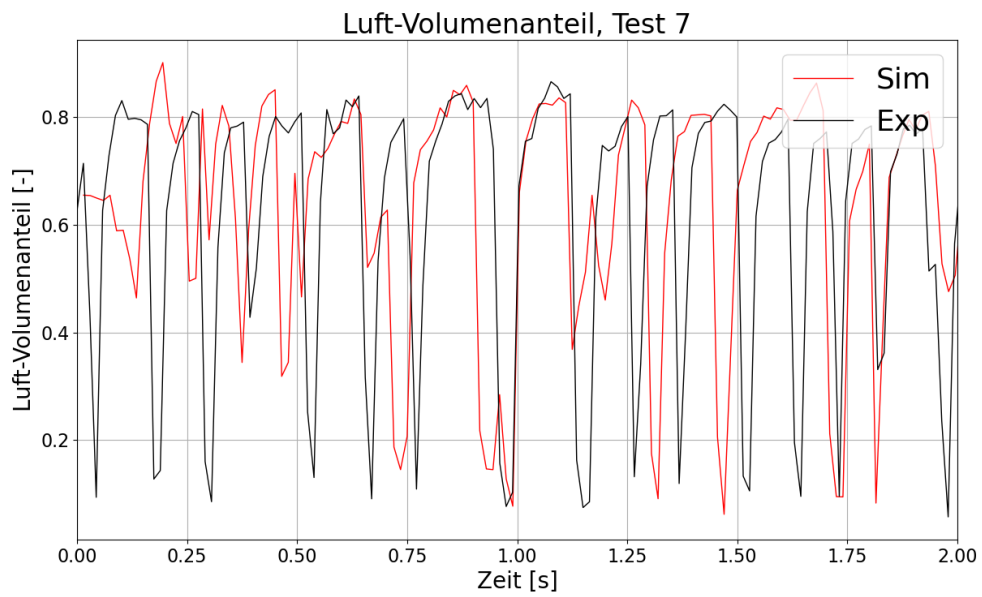


Abb. 5.33 Gemessener und berechneter Luft-Volumenanteil (Test 7)

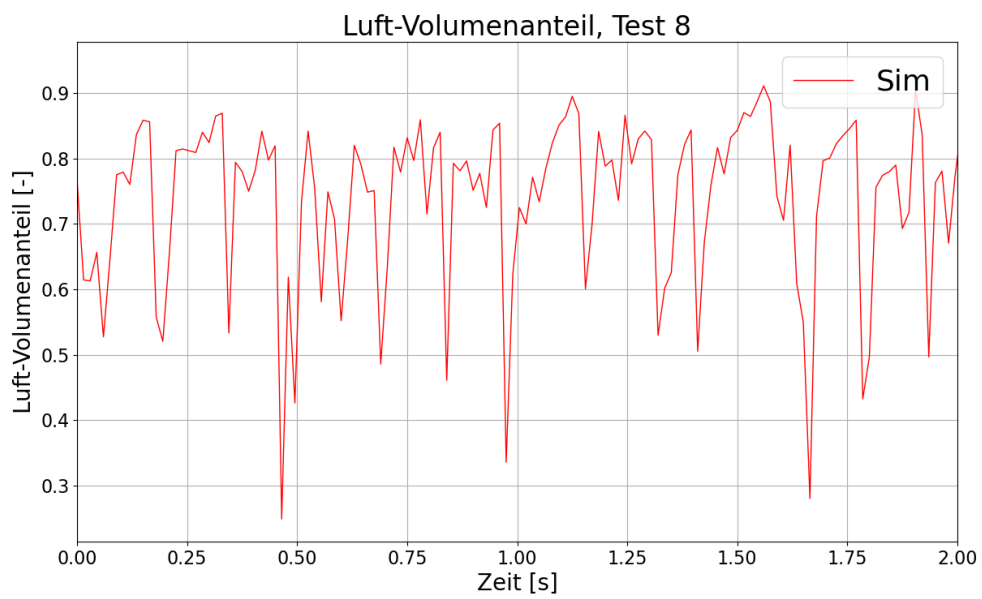


Abb. 5.34 Berechneter Luft-Volumenanteil (Test 8)

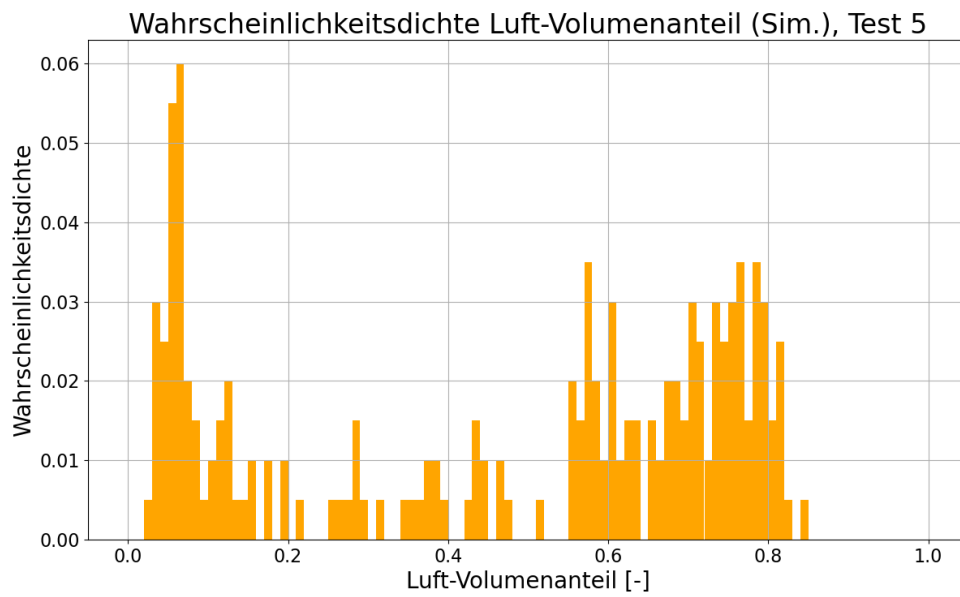


Abb. 5.35 Wahrscheinlichkeitsdichte Luft-Volumenanteil (Sim., Test 5)

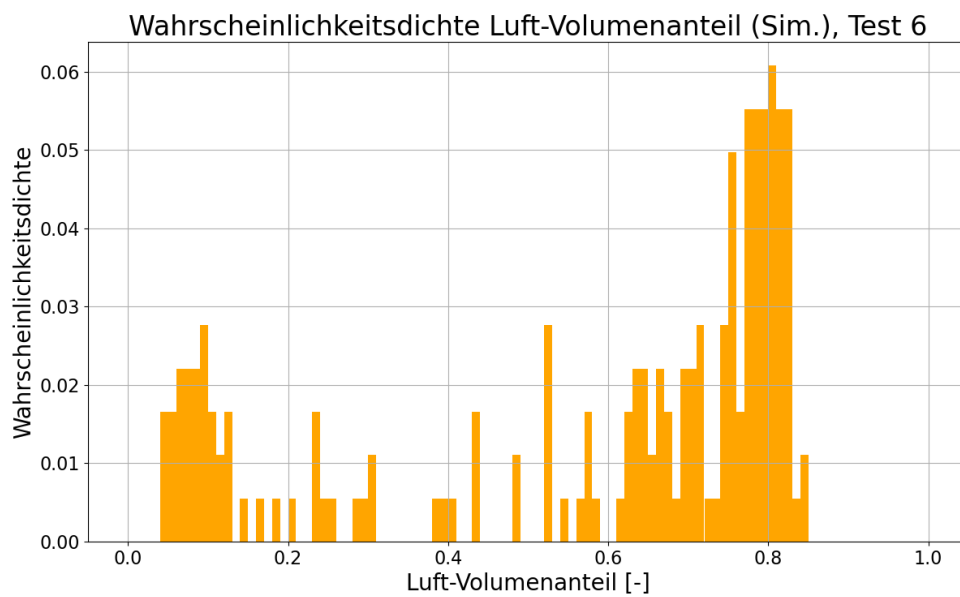


Abb. 5.36 Wahrscheinlichkeitsdichte Luft-Volumenanteil (Sim., Test 6)

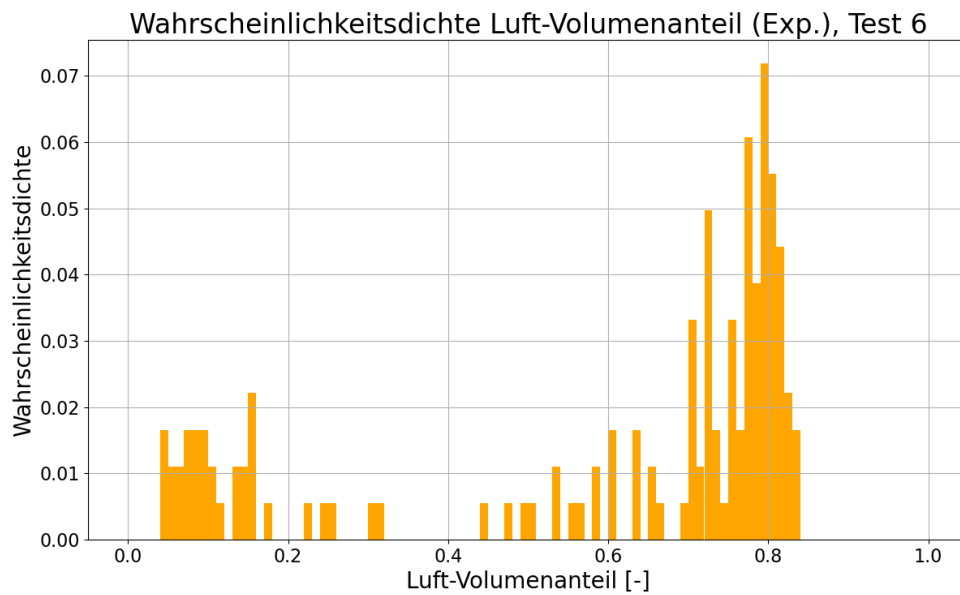


Abb. 5.37 Wahrscheinlichkeitsdichte Luft-Volumenanteil (Exp., Test 6)

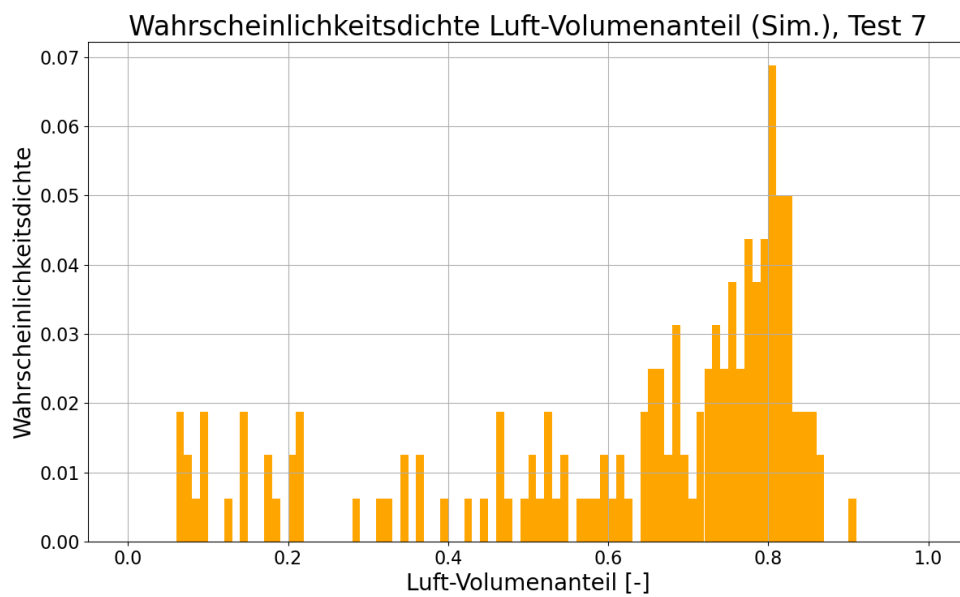


Abb. 5.38 Wahrscheinlichkeitsdichte Luft-Volumenanteil (Sim., Test 7)

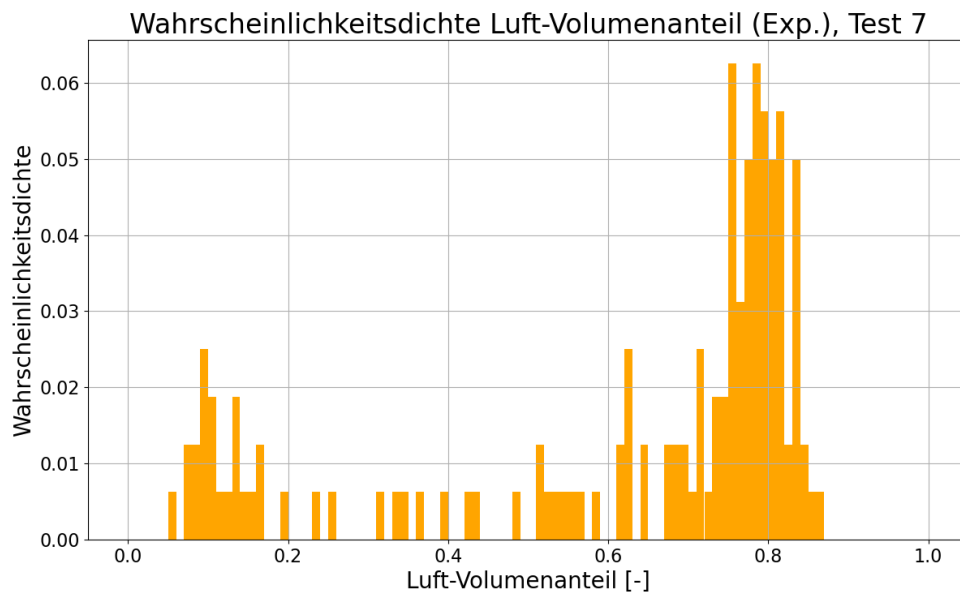


Abb. 5.39 Wahrscheinlichkeitsdichte Luft-Volumenanteil (Exp., Test 7)

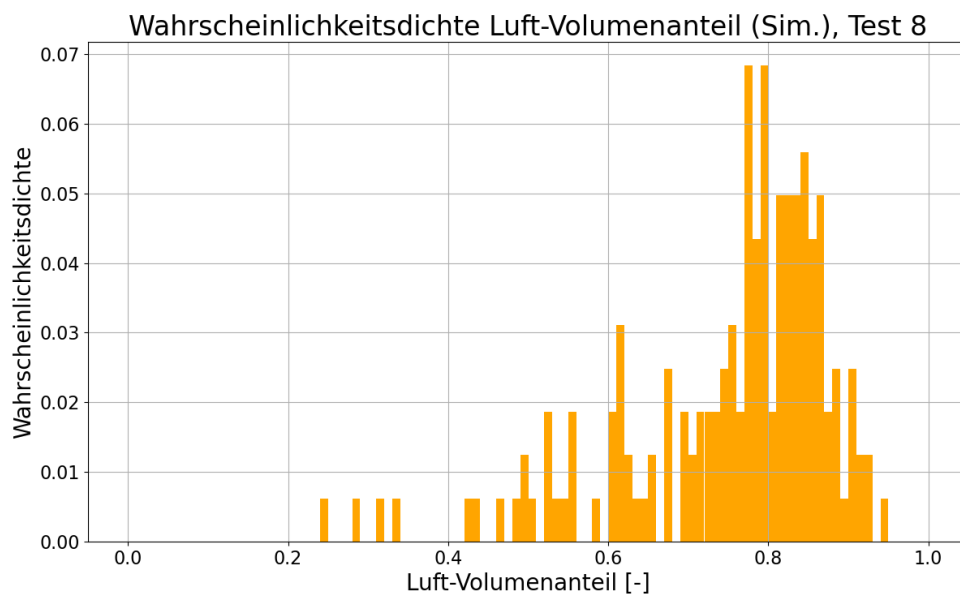


Abb. 5.40 Wahrscheinlichkeitsdichte Luft-Volumenanteil (Sim., Test 8)

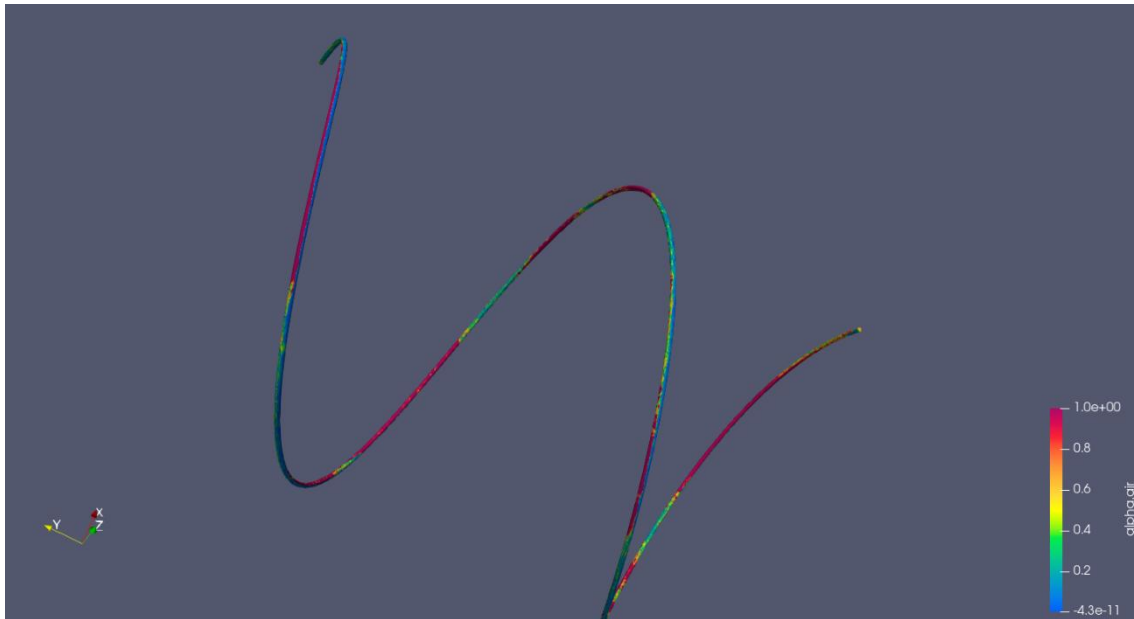


Abb. 5.41 Verteilung des Luft-Volumenanteils (Test 6, Ansicht 1)

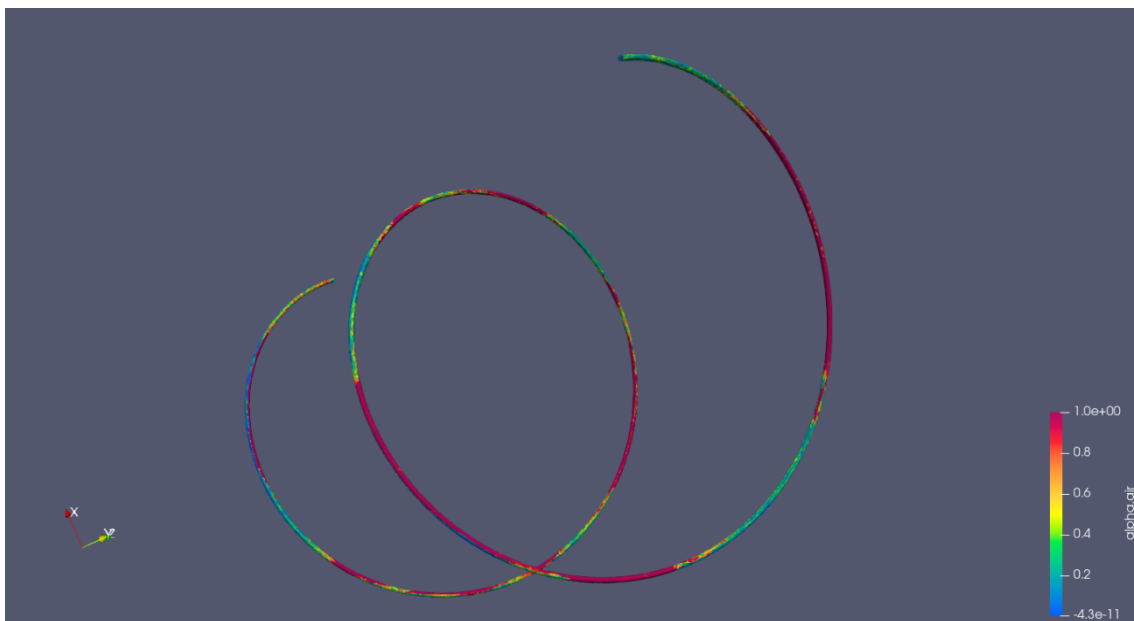


Abb. 5.42 Verteilung des Luft-Volumenanteils (Test 6, Ansicht 2)

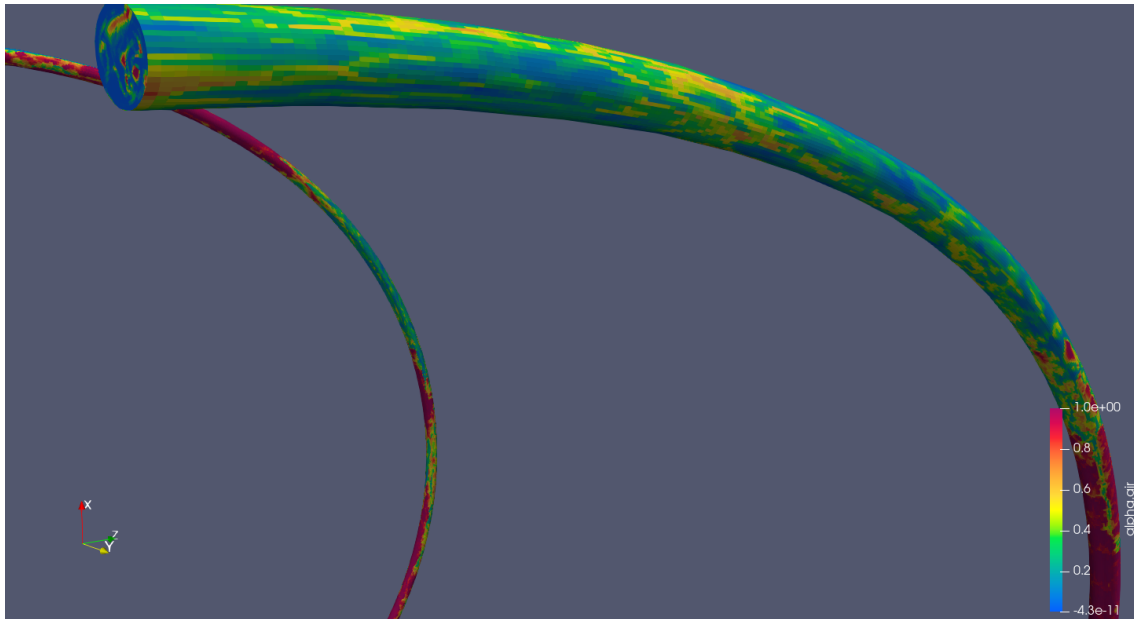


Abb. 5.43 Verteilung des Luft-Volumenanteils am Auslass der Teststrecke (Test 6)

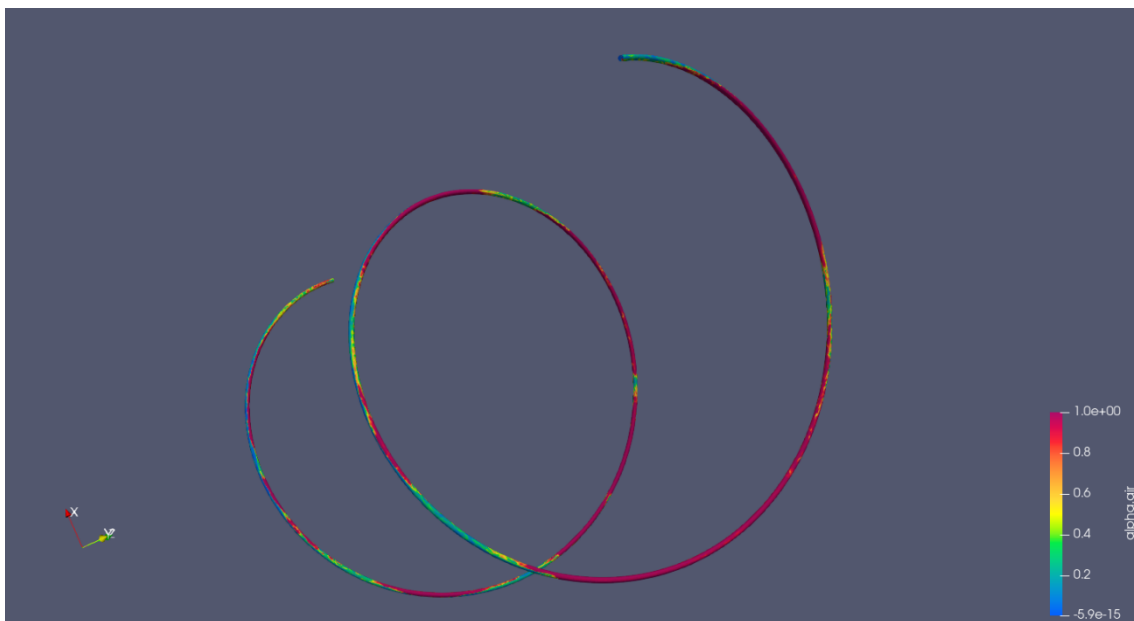


Abb. 5.44 Verteilung des Luft-Volumenanteils (Test 7, Ansicht 1)

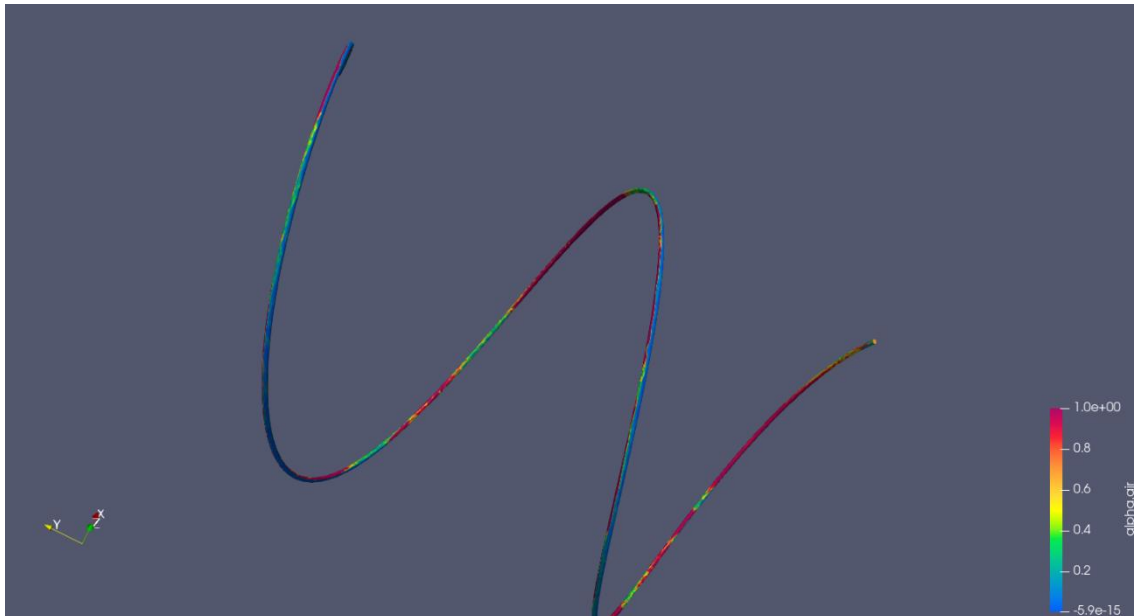


Abb. 5.45 Verteilung des Luft-Volumenanteils (Test 7, Ansicht 2)

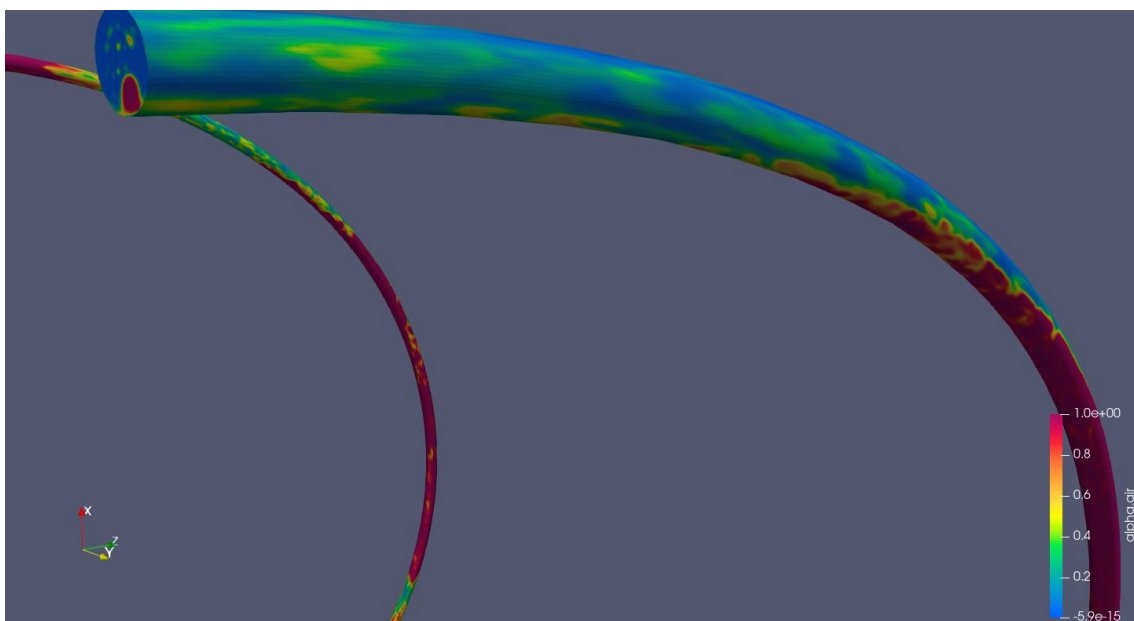


Abb. 5.46 Verteilung des Luft-Volumenanteils am Auslass der Teststrecke (Test 7)

5.6.4 Schwall-Ringströmung (Tests 9, 10)

Der Übergang zwischen der Schwall- und Ringströmung findet laut der Experimentatoren der University of Michigan in Tests 9 und 10 statt. Dort wird die Gasgeschwindigkeit am Einlass der Teststrecke auf 12,2 bzw. 15,2 m/s erhöht. Der Luft-Volumenanteil wurde ebenfalls auf 0,93 bzw. 0,95 vergrößert.

Die gemessenen und die berechneten Druckabfälle über die letzte halbe Wicklung der Teststecke sind in Abb. 5.47 und Abb. 5.48 dargestellt. Die Abweichungen zwischen gemessenen und gerechneten Werten vergrößern sich. Während die Druckabfall-Abweichung in Test 9 12.439 Pa beträgt, ist dieser im Test 10 15.174 Pa (Abweichung von 113 %). Es ist ersichtlich, dass der Druckabfall in beiden Tests schwankt: Grund dafür sind die großen Luftblasen, die durch die Strömung in der Messstrecke geschoben werden, dies bestätigen Abb. 5.49 und Abb. 5.50. Die hohen Luft-Leerrohrgeschwindigkeiten in den beiden Tests führen dazu, dass sich größere Luftblasen verbinden und zur Bildung von lokaler Ringströmungs-Morphologie führen.

Abb. 5.51, Abb. 5.52 und Abb. 5.53 zeigen die Wahrscheinlichkeitsdichten des Luft-Volumenanteils. Es ist zu sehen, dass die in Tests 5, 6 und 7 beobachtete bi-modale Verteilung hier nicht mehr existiert. Die Balken zu der Simulation von Test 9 (Abb. 5.51) sind etwas nach links im Vergleich zum Experiment (Abb. 5.52) verschoben, was mit dem niedrigerem Luft-Volumenanteil im Experiment zu erklären ist.

Die 3D-Luft-Volumenanteils-Verteilungen in Abb. 5.54, Abb. 5.55 und Abb. 5.56 zeigen die großen Luftblasen im helikalen Rohr, die lokal (z.B. am Auslass, s. Abb. 5.56) einen Großteil des Rohrquerschnitts erobert haben, während das Wasser an der Rohr-Außen-seite fließt (Abb. 5.54, Abb. 5.55, Abb. 5.56).

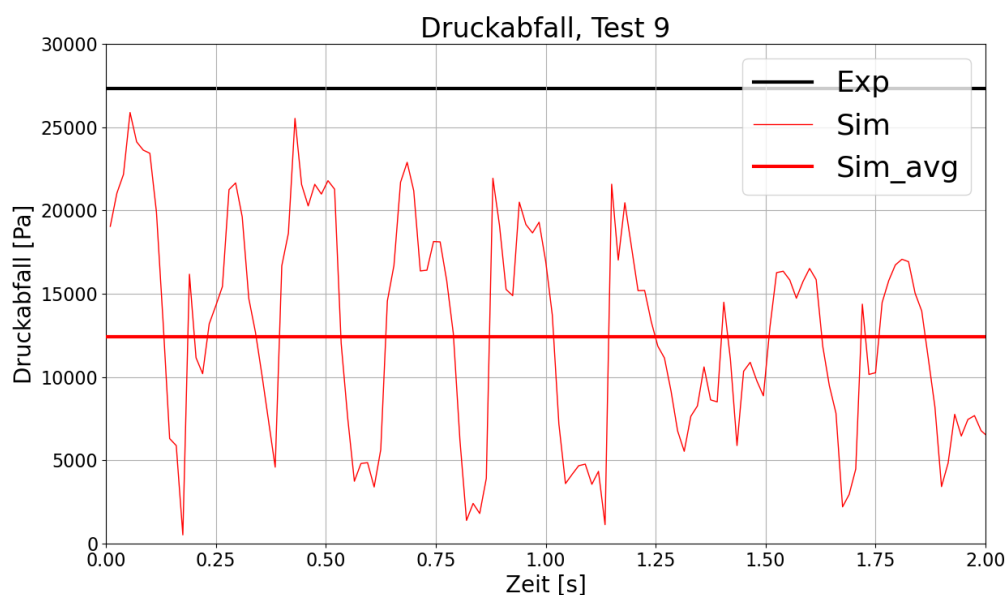


Abb. 5.47 Gemessener und berechneter Druckabfall (Test 9)

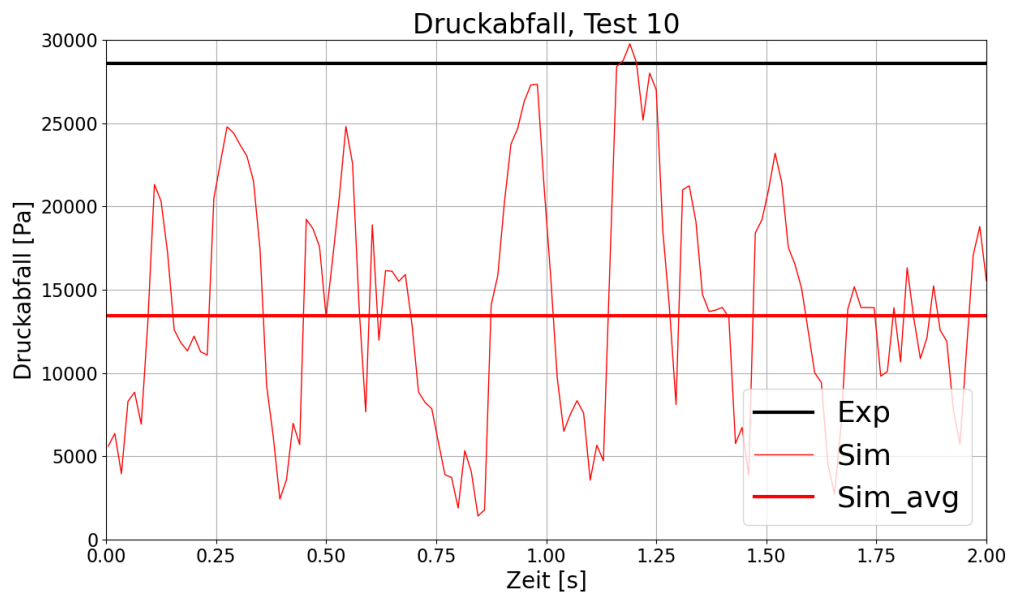


Abb. 5.48 Gemessener und berechneter Druckabfall (Test 10)

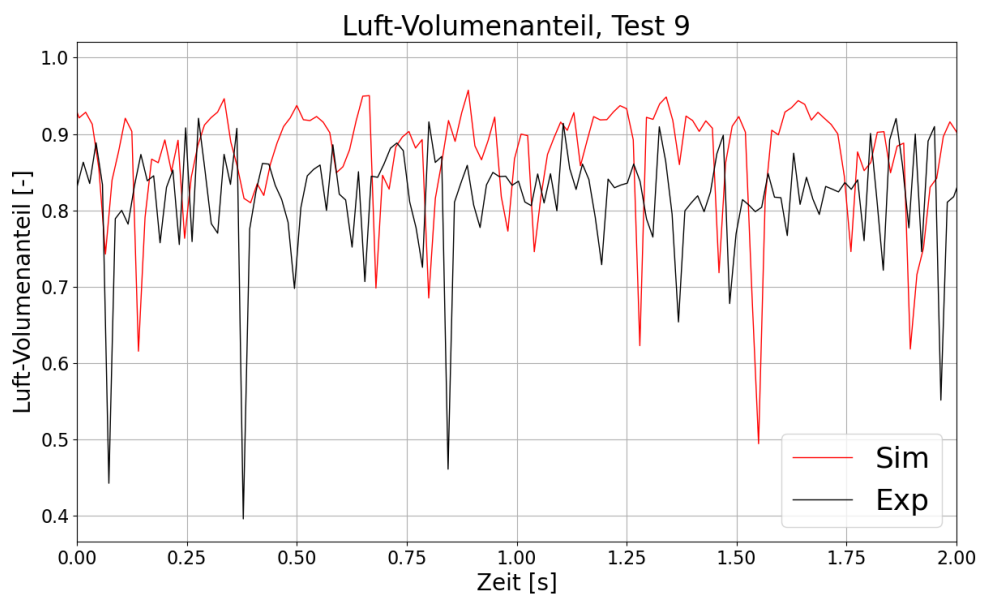


Abb. 5.49 Gemessener und berechneter Luft-Volumenanteil (Test 9)

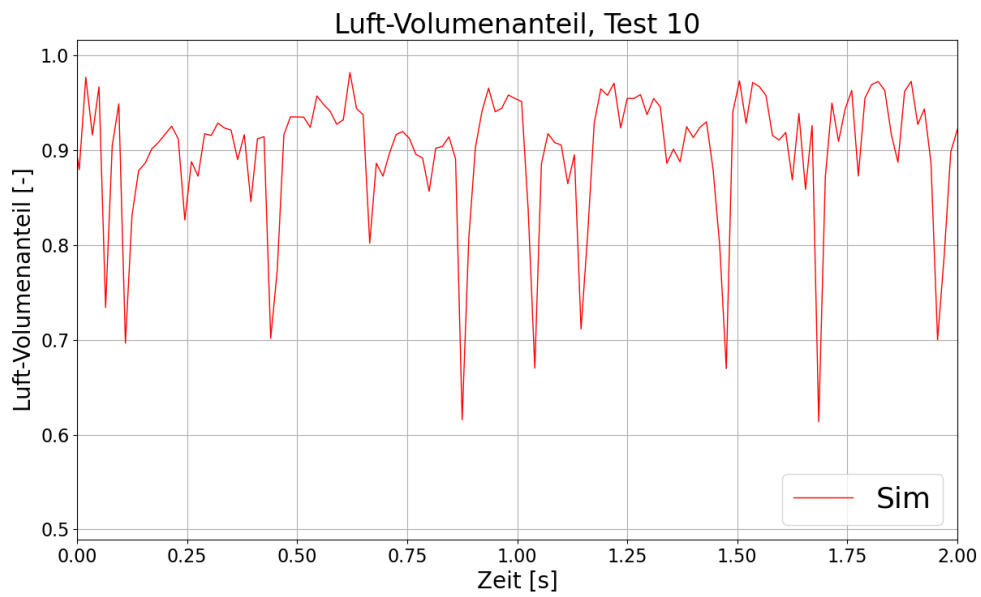


Abb. 5.50 Berechneter Luft-Volumenanteil (Test 10)

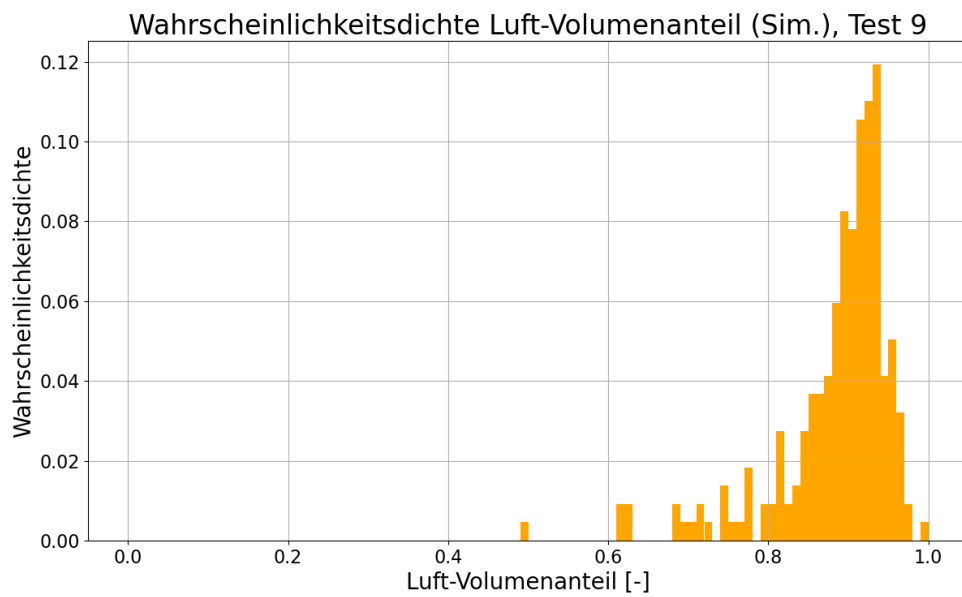


Abb. 5.51 Wahrscheinlichkeitsdichte Luft-Volumenanteil (Sim., Test 9)

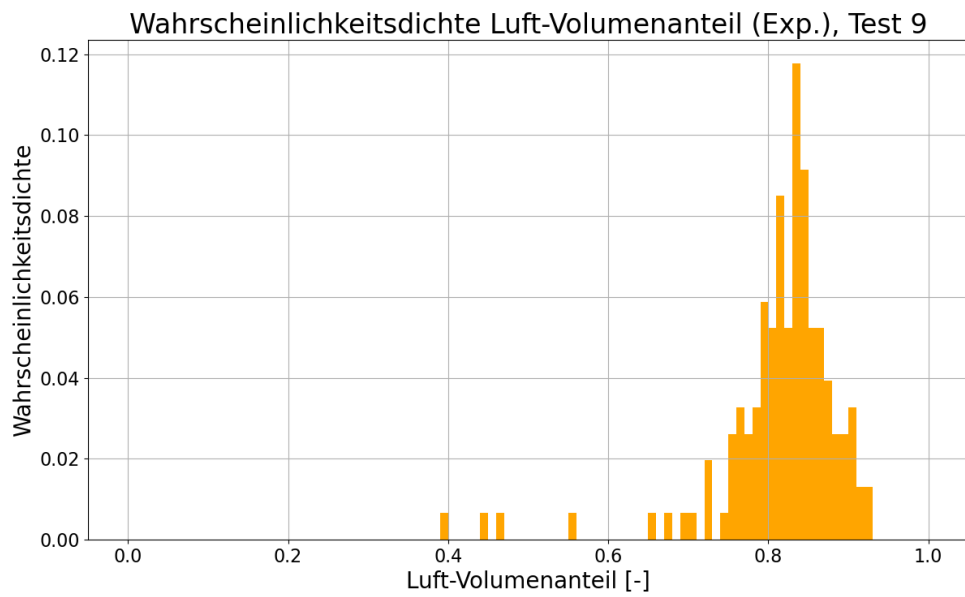


Abb. 5.52 Wahrscheinlichkeitsdichte Luft-Volumenanteil (Exp., Test 9)

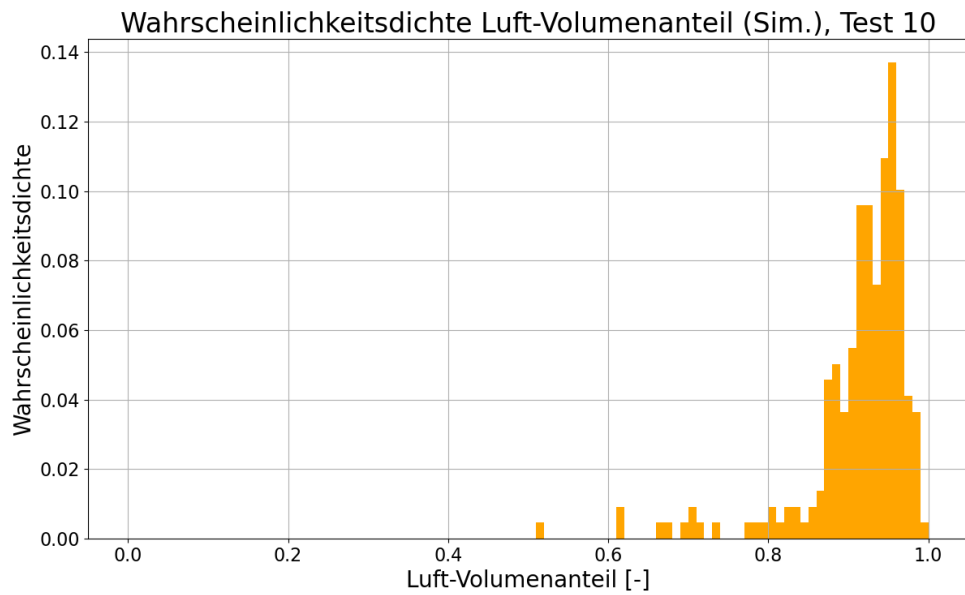


Abb. 5.53 Wahrscheinlichkeitsdichte Luft-Volumenanteil (Sim., Test 10)

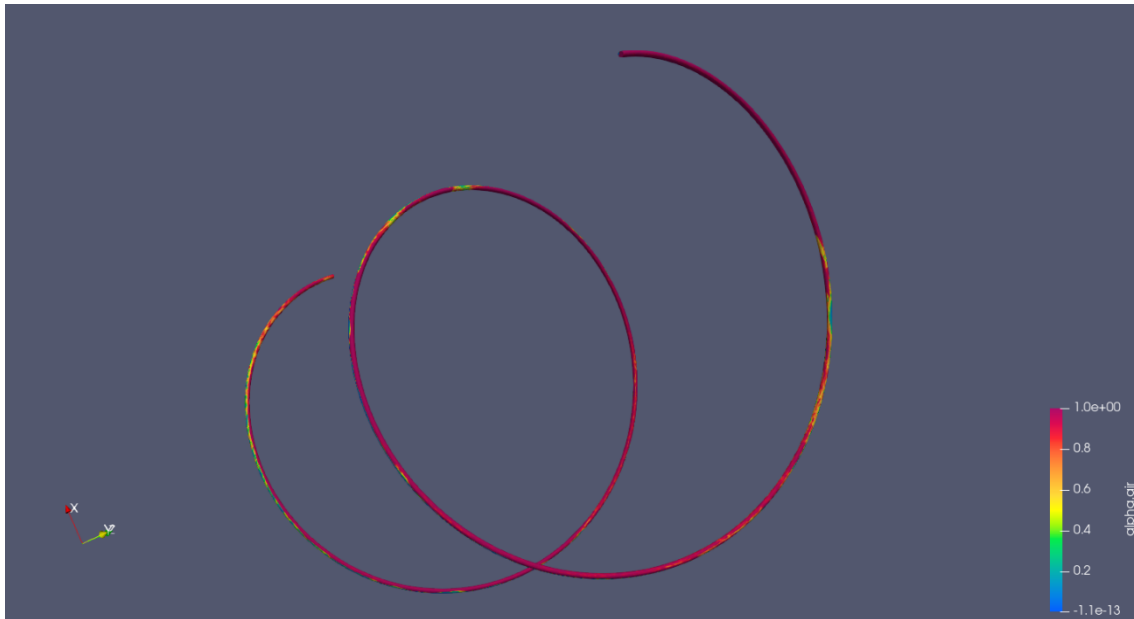


Abb. 5.54 Verteilung des Luft-Volumenanteils (Test 9, Ansicht 1)

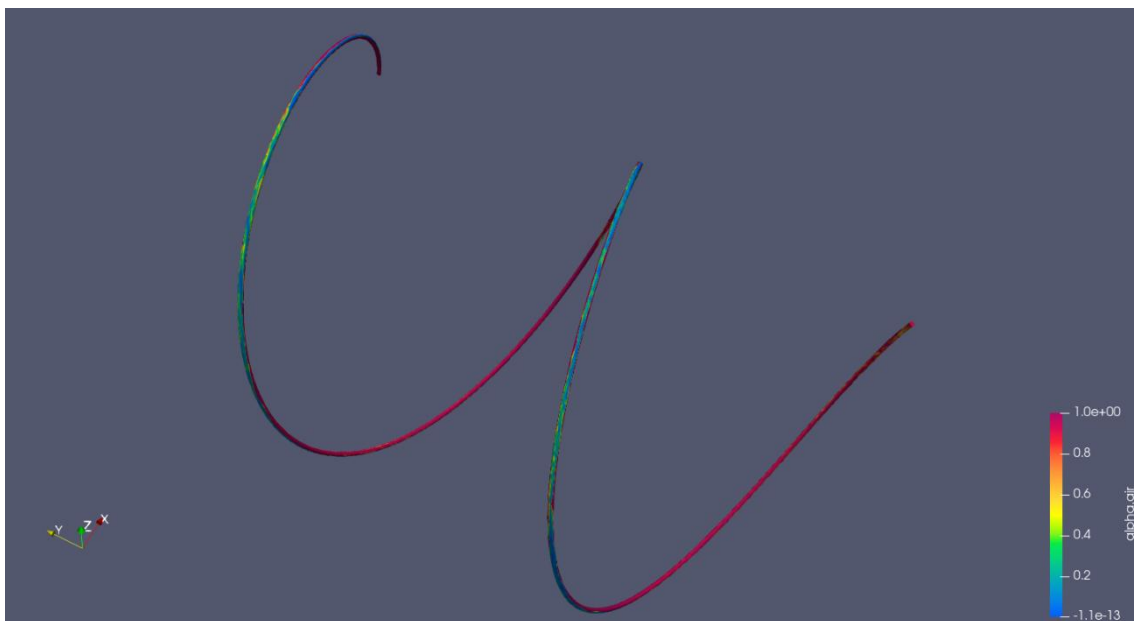


Abb. 5.55 Verteilung des Luft-Volumenanteils (Test 9, Ansicht 2)

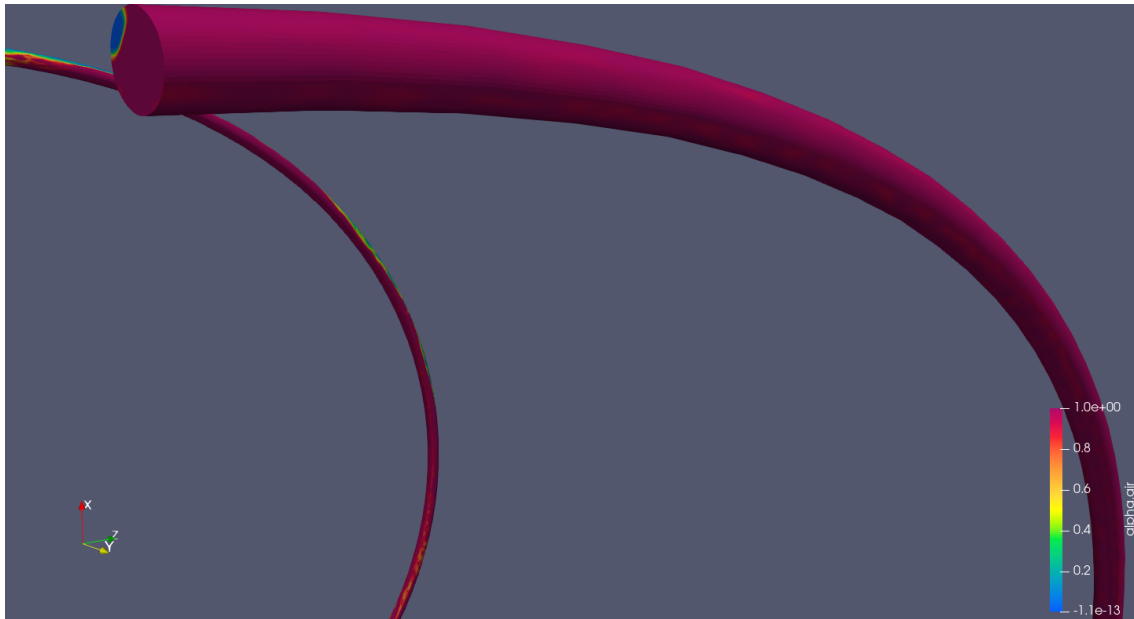


Abb. 5.56 Verteilung des Luft-Volumenanteils am Auslass der Teststrecke (Test 9)

5.6.5 Ringströmung (Tests 11, 12)

In den Tests 11 und 12 herrscht eine Ringströmung und die in den vorherigen Tests beobachteten Schwälle treten nicht mehr auf. In den beiden Test wurde die Gasgeschwindigkeit am Einlass der Teststrecke auf 17,5 bzw. 18,4 m/s erhöht. Der Luft-Volumenanteil wurde ebenfalls auf 0,96 bzw. 0,97 vergrößert.

Die gemessenen und die berechneten Druckabfälle über die letzte halbe Wicklung der Teststrecke sind in Abb. 5.57 und Abb. 5.58 dargestellt. Die Abweichungen zwischen gemessenen und gerechneten Werten vergrößern sich hier weiter. Auch hier verursachen die großen Luftblasen, die durch die Strömung in der Messstrecke geschoben werden, einen schwankenden Druckabfall in beiden Tests. Während die Druckabfall-Abweichung in Test 11 19.207 Pa beträgt, ist diese im Test 12 20.452 Pa (Abweichung von 275 %).

Abb. 5.59 und Abb. 5.60 zeigen den transienten Luft-Volumenanteil in der Teststrecke. Schwälle sind weder im Experiment noch in der Simulation zu sehen. In Abb. 5.59 sagt OpenFOAM weniger Oszillationen als im Experiment vorher. Dies bedeutet, dass in der Simulation die Zerstreuung des Wasser-Anteils etwas überschätzt wird.

Abb. 5.61, Abb. 5.62 und Abb. 5.63 zeigen die Wahrscheinlichkeitsdichten des Luft-Volumenanteils. Es ist zu sehen, die OpenFOAM-Wahrscheinlichkeitsdichte etwas höhere Luft-Volumenanteile im Vergleich zum Experiment aufweist.

Die 3D-Luft-Volumenanteils-Verteilungen in Abb. 5.64, Abb. 5.65 und Abb. 5.63 und zeigen die großen Luftblasen im helikalen Rohr. Die kleine Wassermenge im helikalen Rohr sammelt sich im unteren Bereich und an der äußeren Rohr-Seitenwand.

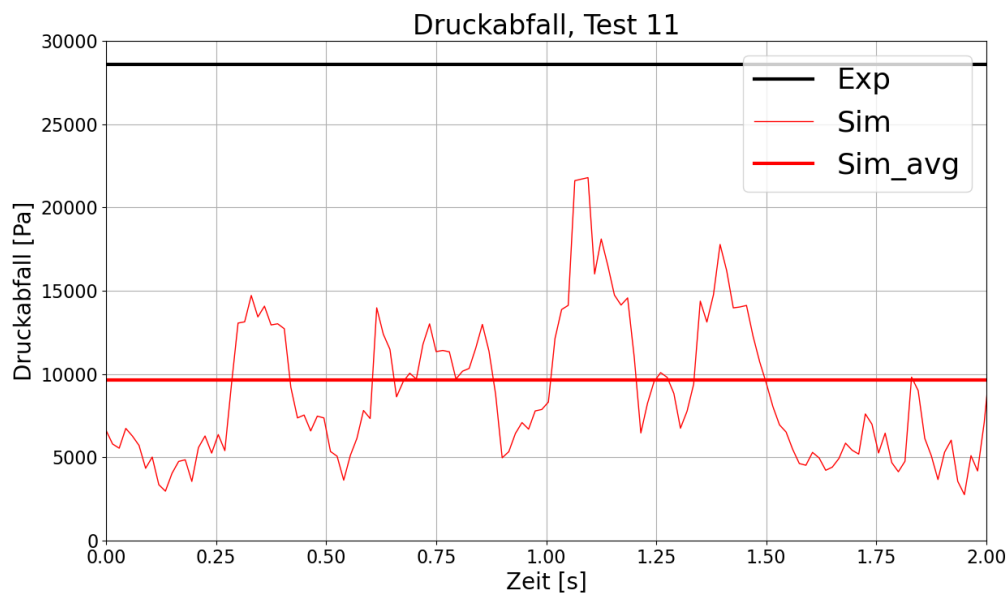


Abb. 5.57 Gemessener und berechneter Druckabfall (Test 11)

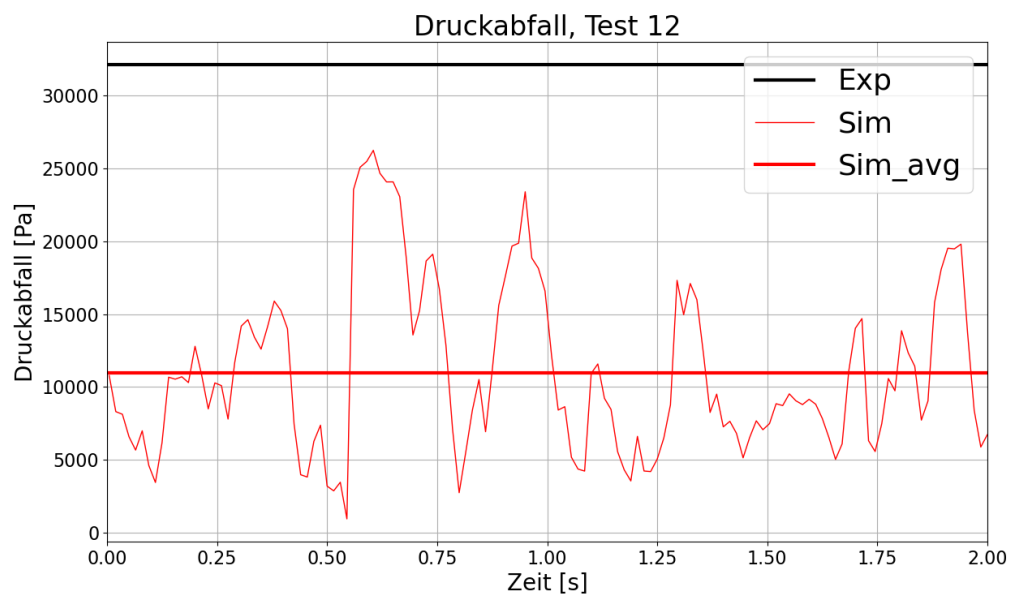


Abb. 5.58 Gemessener und berechneter Druckabfall (Test 12)

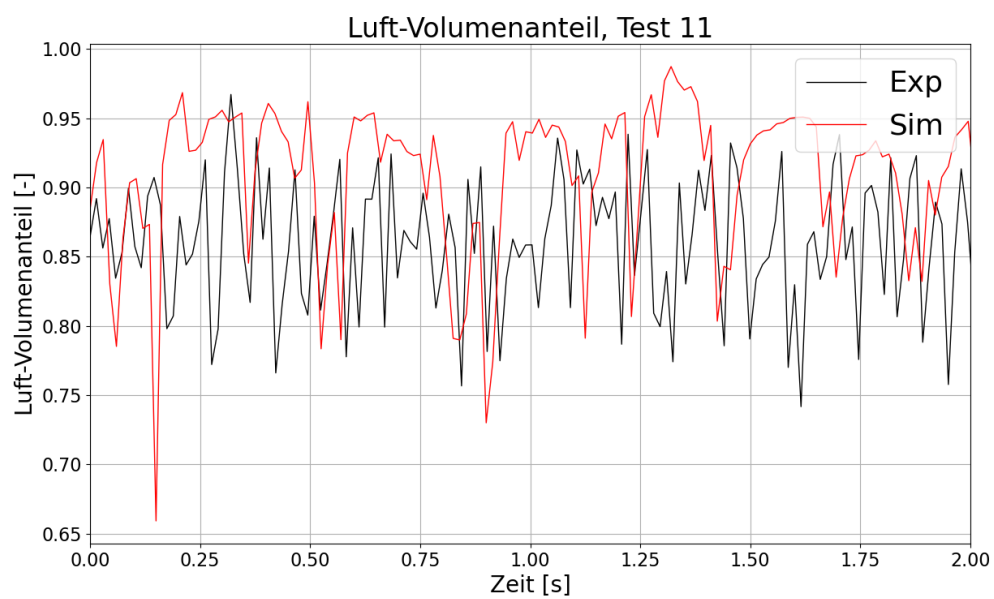


Abb. 5.59 Gemessener und berechneter Luft-Volumenanteil (Test 11)

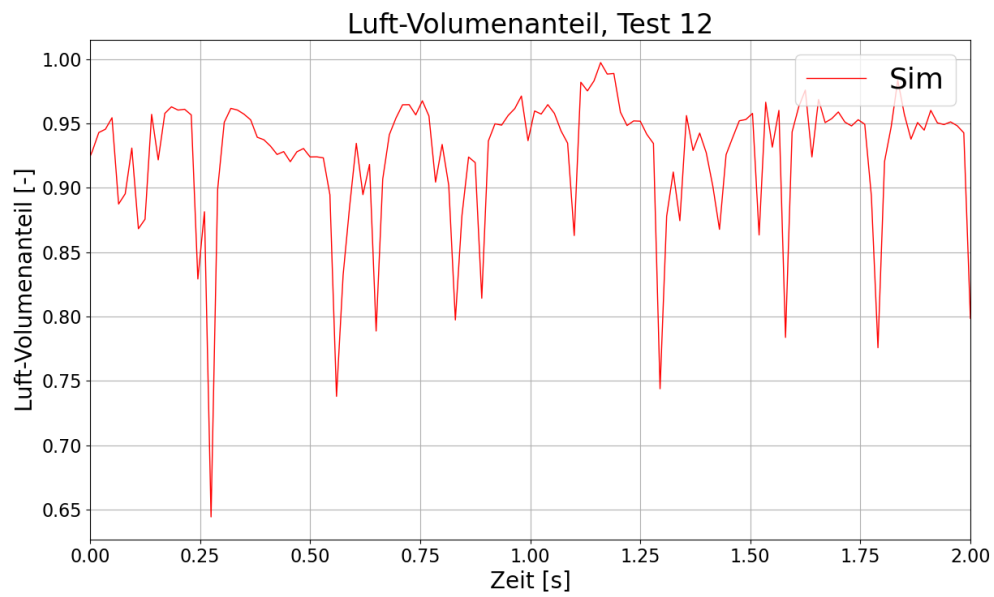


Abb. 5.60 Gemessener und berechneter Luft-Volumenanteil (Test 12)

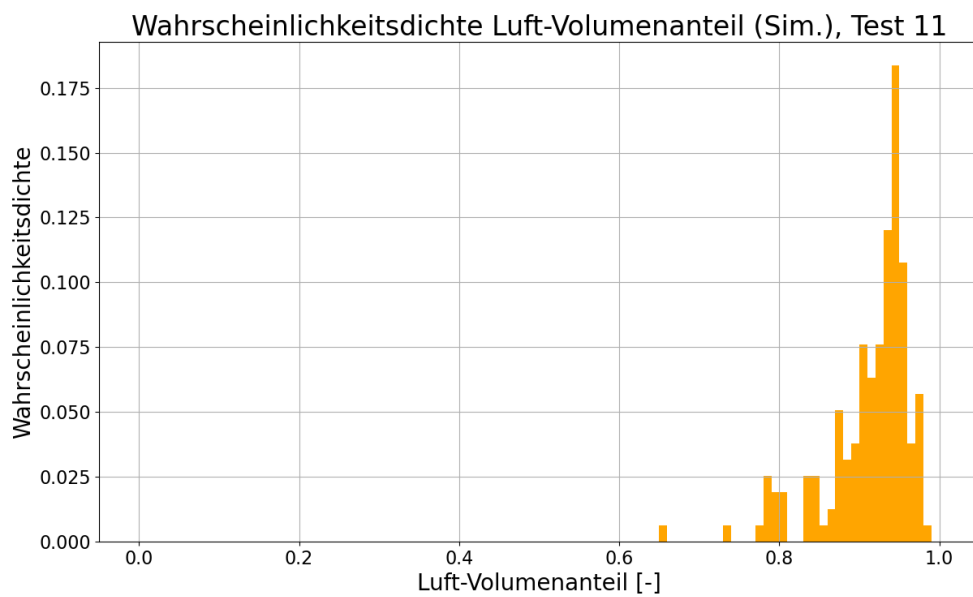


Abb. 5.61 Wahrscheinlichkeitsdichte Luft-Volumenanteil (Sim., Test 11)

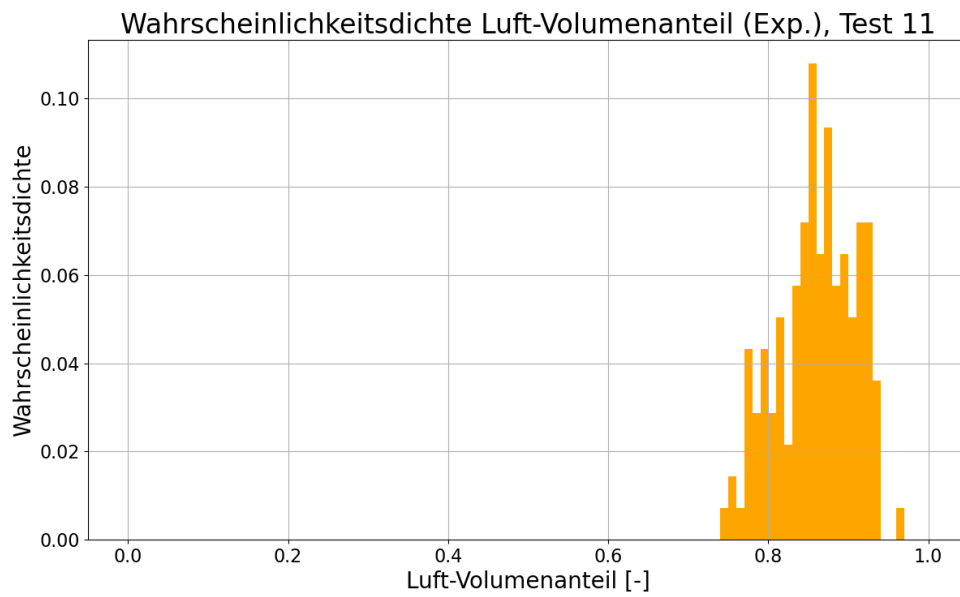


Abb. 5.62 Wahrscheinlichkeitsdichte Luft-Volumenanteil (Exp., Test 11)

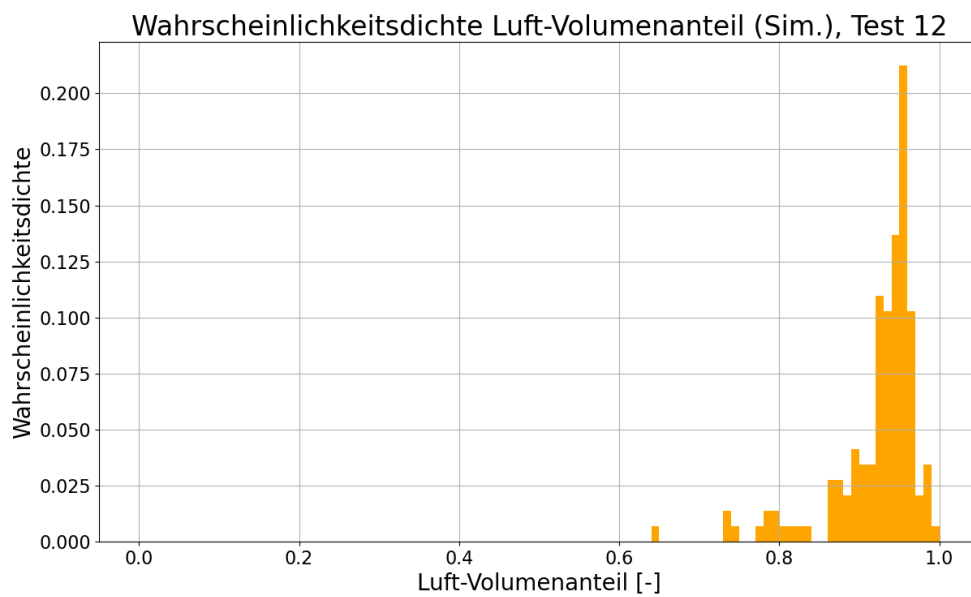


Abb. 5.63 Wahrscheinlichkeitsdichte Luft-Volumenanteil (Sim., Test 12)

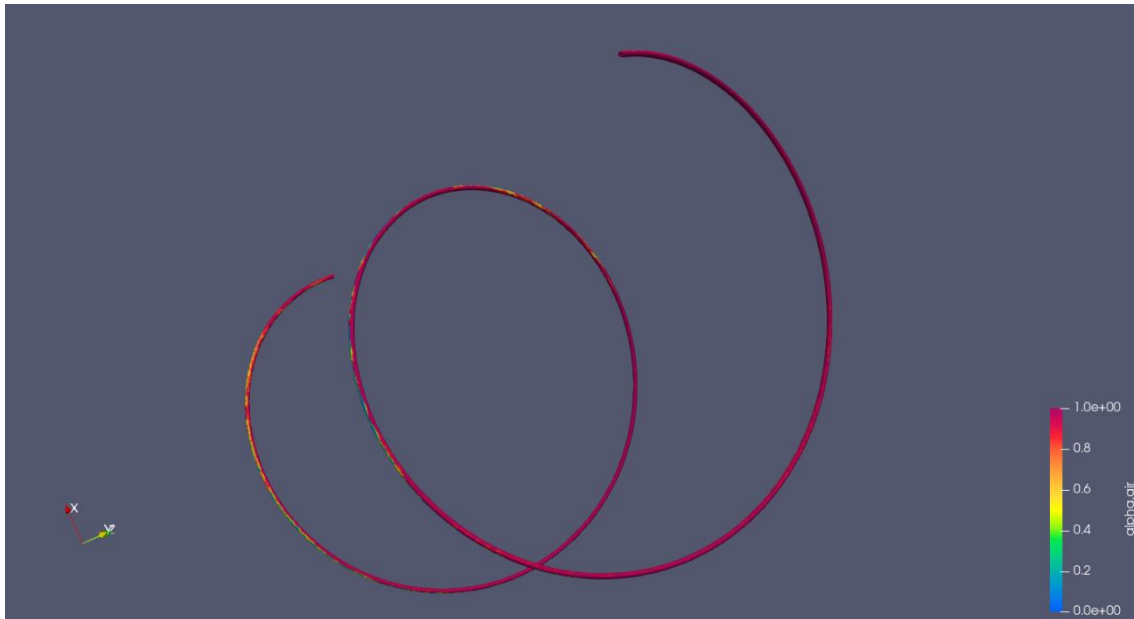


Abb. 5.64 Verteilung des Luft-Volumenanteils (Test 11, Ansicht 1)

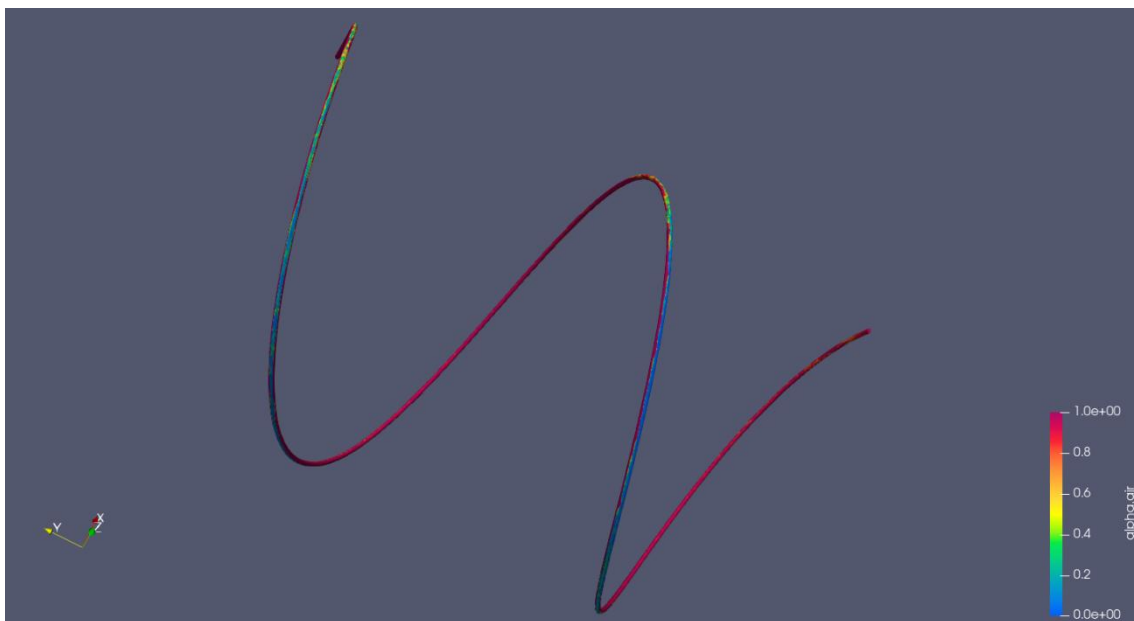


Abb. 5.65 Verteilung des Luft-Volumenanteils (Test 11, Ansicht 2)

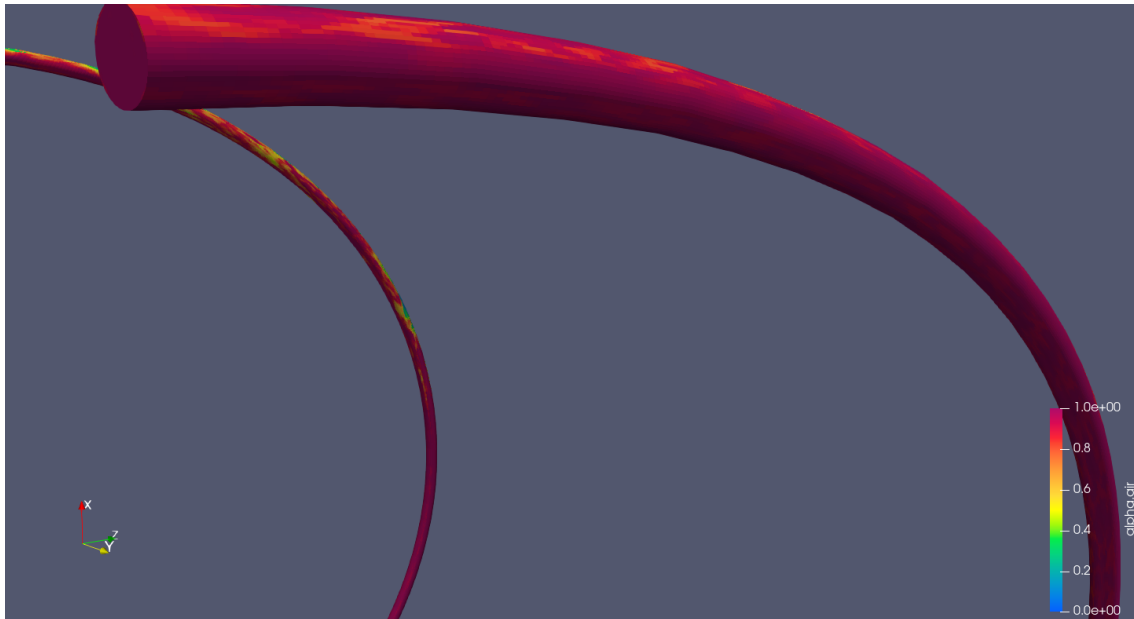


Abb. 5.66 Verteilung des Luft-Volumenanteils am Auslass der Teststrecke (Test 11)

5.6.6 Diskussion der Ergebnisse

Tab. 5.3 fasst die Ergebnisse zum Druckabfall in der MAHICan-Teststrecke zusammen. Dort werden gemessene und gerechnete Werte für alle MAHICan-Versuche verglichen. Es ist zu sehen, dass OpenFOAM den Druckabfall bei Blasen- und Propfenströmung überschätzt. Mit steigendem Luft-Volumenanteil verringert sich die Diskrepanz zwischen Rechnung und Messung: Während bei Test 1 die Abweichung bei etwa 35% liegt, beträgt diese in Test 5 (Schwallströmung) nur noch 1,1%. Danach vergrößert sich kontinuierlich der Abstand zwischen Messung und Rechnung. Für Test 11 und 12 (beide Ringströmung) unterschätzt OpenFOAM die Messwerte um bis zu 275 %. Eine ähnliche Tendenz mit ähnlichen Abweichungen ist auch in /CHE 20/ zu sehen. Dort wurden die Rechnungen mit dem kommerziellen Programm STAR CCM+ durchgeführt.

Es ist nicht einfach festzustellen, woran die Abweichungen liegen. Es muss erwähnt werden, dass die Netzstudien für einen Testfall mit ähnlichen Randbedingungen wie im Test 5 durchgeführt worden sind. Idealerweise sollen Netzsensitivitätsstudien für jeden einzelnen Test durchgeführt werden, um die Netzunabhängigkeit der Ergebnisse zu garantieren. Dies würde aber zu einem sehr hohen Modellierungs- und Rechenaufwand führen. Darüber hinaus ist es unwahrscheinlich, dass allein das Rechenetz für die Abweichungen verantwortlich ist. Es ist zu erwarten, dass die Tests mit niedrigeren Geschwindigkeiten als die Geschwindigkeiten im Test, mit dem die Netzsensitivitätsstudien durchgeführt worden sind, erfolgreich simuliert werden können. Andererseits ist der Luft-

Volumenanteil in solchen Tests niedriger (z.B. Blasenströmung-Regime) und daher sind die Blasen kleiner und deren Auflösung würde ein feineres Netz erfordern. Bei Tests mit hohen Luft-Volumenteilen (z.B. bei einer Ringströmung) ist die Abbildung von Wassertropfen mit dem groben Netz anspruchsvoll. Trotzdem ist es unklar, ob das Rechenetz einen so großen Einfluss auf die Ergebnisse hat. Um dies zu überprüfen, wurde das Rechenetz deutlich verfeinert (auf 8.4 Mio. Elementen) und dann die Simulation zu Test 11 wiederholt. Das Ergebnis zeigte einen um 599 Pa niedrigeren Druckabfall. Das feinere Netz sorgte sogar für eine kleine Verschlechterung der erzielten Ergebnisse. Dies zeigt, dass obwohl noch eine kleine Netzabhängigkeit der Ergebnisse vorhanden ist, das Rechenetz nicht für die massiven Abweichungen im hohen Dampfgehalt-Bereich hauptverantwortlich ist.

Es muss auch hier erwähnt werden, dass Test 2 einen zu kleinen Luft-Volumenanteil aufweist. Die einfache Luft-Volumenanteils-Berechnung anhand der Randbedingungen führt zu einem mittleren Luft-Volumenanteil von ca. 0,1, während der gemessene Wert bei 0,03 liegt. Dies wurde auch von den Experimentatoren in /CHE 20/ diskutiert. Darüber hinaus zeigen die Experimente und die Simulationen mit hohen Luft-Volumenanteilen große Druckabfallschwankungen im Laufe der Simulationszeit. Um einen verlässlichen Mittelwert bilden zu können, sind dann längere Simulationszeiten notwendig.

Die Vergleiche der Ergebnisse zu den transienten Luft-Volumenanteilen bestätigen, dass OpenFOAM die Strömungsmorphologie in den verschiedenen Tests relativ gut wiedergeben kann. Dies beweisen auch die Vergleiche der Wahrscheinlichkeitsdichten der Luft-Volumenanteilsverteilung. Auch hier sind jedoch größere Abweichungen bei den Testfällen mit einem hohen Luft-Volumenteil (s. Tests 9 und 11) festzustellen. Die möglichen Gründe dafür wurden bereits oben beschrieben. Die mit Hilfe der OpenFOAM-Ergebnisse generierten Wahrscheinlichkeitsdichten stimmen besser mit dem Experiment überein als die in /CHE 20/ vorgestellten Wahrscheinlichkeitsdichten, die von STAR CCM+-Ergebnissen abgeleitet worden sind.

Tab. 5.3 Berechneter und gemessener Druckabfall in der MAHICan-Teststrecke

Test	Regime	dp (Exp), Pa	dp (Sim), Pa	Abweich., Pa	Abweich., %
1	Blasenstr.	5409	8356	2947	35
2	Blasenstr.	5419	8469	3050	36
3	Pfropfenstr.	5573	8162	2589	32
4	Pfropfenstr.	6550	8164	1614	20
5	Schwallstr.	8527	8624	97	1
6	Schwallstr.	11414	9666	-1748	-1
7	Schwallstr.	12575	10191	-2384	-23
8	Schwallstr.	21046	10603	-10443	-98
9	Schwall-Ringstr.	27334	12440	14894	-120
10	Schwall-Ringstr.	28607	13433	15174	-113
11	Ringstr.	30873	11666	19207	-264
12	Ringstr.	32111	11659	20452	-275

5.7 Fazit

Die MAHICan-Simulationsergebnisse zeigen, dass sich generell mit OpenFOAM und der VOF-Methode das zweiphasige Luft-Wasser-Strömungsregime und teilweise der Druckabfall vorhersagen lassen. Dabei sollen geeignete Randbedingungen, Rechennetze und Zeitschritte verwendet werden. Die Analysen zeigten, dass ein sehr feines Rechennetz von über 5 Mio. Zellen und Zeitschritte im Bereich 10^{-4} s notwendig sind, um die CFD-Analyse eines einzigen helikalen Rohres durchführen zu können. Dabei wurden in den MAHICan-Analysen alle Strömungsregimes (Blasen-, Pfropfen-, Schwall-, Schwall-Ring- und Ringströmung) durchgerechnet. Eine gute quantitative Übereinstimmung mit den experimentellen Daten für den Zweiphasen-Druckabfall und den Luft-Volumenanteil wurde jedoch nur für bestimmte Pfropfen- und Schwallströmungen festgestellt. In den Fällen mit einer niedrigen Luftgeschwindigkeit (Blasen- und Pfropfenströmung) wurden die Zweiphasen-Druckabfälle in den Simulationen erheblich überschätzt, während in den Testfällen mit hohen Luftgeschwindigkeiten der Druckabfall vom Code unterschätzt wurde. Es darf nicht vergessen werden, dass es bei den Tests 1 und 2 noch Klärungsbedarf mit den Experimentatoren gibt, da der gemessene Luft-Volumenanteil zu niedrig erscheint. Die Ergebnisse zeigen, dass die guten Übereinstimmungen zum Druckabfall bei Testfällen beobachtet wurden, bei denen die Randbedingungen am Einlass der Teststrecke ähnlich zu den Randbedingungen vom Referenzfall sind, der bei den Netzstudien verwendet wurde. Die zusätzlichen Netz-Studien für Test 11 zeigten, dass die großen Abweichungen nicht an der Netzgröße liegen. Weiterhin können längere Simulationen auch einen Einfluss auf die Rechenergebnisse haben. In den hier vorgestellten Analysen wurde der Druckabfall nur über 2 s Rechenzeit gemittelt und es wurde gezeigt, dass dieser insbesondere bei hohen Luftgeschwindigkeiten stark schwankt. Daher ist es wichtig längere Simulationszeiten auswerten zu können, dies ist aber mit einem sehr hohen Rechenaufwand verbunden. Die Wahrscheinlichkeitsdichten zum Luft-Volumenanteil sind in guter Übereinstimmung mit den Messdaten bis auf die Testfälle mit Ringströmung.

6 Erweiterung der Wand- und Turbulenzmodellierung in OpenFOAM für die Simulation von Fluiden mit einer niedrigen Prandtl-Zahl

Die hohe Wärmeleitfähigkeit und die kleine Viskosität von Metallen wie Blei, Natrium usw. führen dazu, dass sich die wandnahen Temperatur-Scherschichten wesentlich von den Impulsgrenzschichten unterscheiden. Dies kann bei Analysen mit Wärmeübertragung von oder zur Wand zu inadäquaten Wärmeflüssen, Temperatur- sowie Geschwindigkeitsprofilen führen. Um das Verhalten solcher Fluide mit niedriger Prandtl-Zahl in OpenFOAM präzise abbilden zu können, wurde bereits im Rahmen von RS1547 /SEU 19/ mit der Implementierung eines AHFM-Turbulenzmodells in OpenFOAM begonnen. Hier wurden die Arbeiten fortgesetzt.

6.1 Portierung der AHFM-Implementierung

Im Rahmen von RS1547 wurde ein „algebraisches Wärmetransportmodell“ (Algebraic Heat Flux Model, AHFM) entwickelt und als Turbulenzmodell `LienCubicKEAHFM` implizit in die Open-Source-CFD-Software OpenFOAM Foundation Version 6 implementiert. `LienCubicKEAHFM` löst die Feldgleichungen für k , ε und $\overline{\theta^2}$ sowie die algebraische Gleichung für $\overline{\theta u_i}$ /SEU 19/. Diese Implementierung wurde ausschließlich für die Anwendung als inkompressibles Turbulenzmodell in Verbindung mit einem speziellen Solver (`buoyantBoussinesqPimpleFoamAHFM`) konzipiert /SEU 19/. Diese Implementierung wurde mit einem Rayleigh-Bénard-Konvektions-Testfall validiert, wobei die erzielten Ergebnisse nicht zufriedenstellend waren. Aus diesem Grund wurde zuerst die Standardimplementierung des inkompressiblen `LienCubicKE`-Turbulenzmodells von der OpenFOAM Foundation-Version mit Informationen aus der entsprechenden Literatur /LIE 96/ überprüft. Weiterhin wurde auch die grundlegende theoretische Implementierung des vorhandenen AHFM-Turbulenzmodells sowie des Löses überprüf. Es wurde festgestellt, dass sowohl die Standardversion als auch die GRS-Erweiterung richtig implementiert wurden.

In einem weiteren Schritt musste die bestehende Implementierung in die neueste OpenFOAM-Version übertragen werden. Grund dafür war die Tatsache, dass die Modell-Implementierung im `buoyantBoussinesqPimpleFoam`-Löser stattfand und dieser Löser seit der OpenFOAM-Version 7 (veröffentlicht im Jahr 2019) nicht mehr von der OpenFOAM Foundation gepflegt wurde /OPE 19/. Trotzdem wurde dieser Solver so

angepasst, dass er mit der im Juli 2023 veröffentlichten OpenFOAM Version 11 kompatibel war. Zudem wurden auch die vorhandenen Testfälle (Rayleigh-Bénard-Konvektion (RBC)) entsprechend aktualisiert. Dabei wurde ein zweidimensionaler Kanal mit einer heißen unteren und einer kälteren oberen Wand modelliert (siehe Abb. 6.1). und die Simulation wurde mit einer Prandtl-Zahl von 0,7 durchgeführt (s. RS1547).

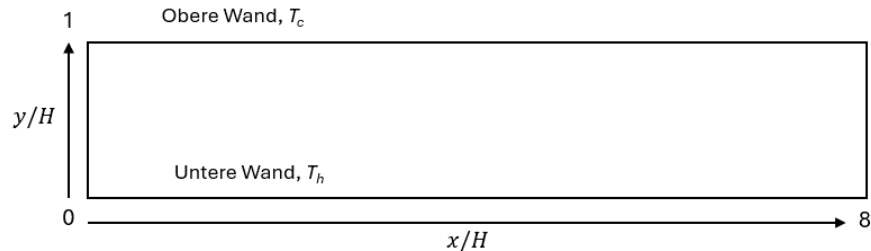


Abb. 6.1 Rayleigh-Bénard-Konvektions-Testfall

Für die Auswertung wurden in unterschiedlichen Höhen auf einer Ebene verschiedene Feldgrößen gemittelt und die Ergebnisse mit publizierten DNS-Ergebnissen /SHA 14/ verglichen. Dabei wurden ein normierter Temperaturverlauf, normierte turbulente Temperaturschwankungen sowie ein normierter Wärmefluss als $T^+ = (T - T_{\min}) / (T_{\max} - T_{\min})$, $\overline{\theta^2} / \Delta T^2$ und $\overline{\theta u_i} / \Delta T$ definiert.

Abb. 6.2 und Abb. 6.3 zeigen eine sehr gute Übereinstimmung zwischen den Ergebnissen, die mit der neuen und der alten OpenFOAM-Version erzeugt wurden – sowohl hinsichtlich der Temperaturverteilung als auch hinsichtlich der Temperaturfluktuationen. Der Vergleich mit dem Direct Numerical Simulation (DNS) zeigt, dass die Implementierung in die neuere OpenFOAM-Version 11 (Ergebnisse in den Bildern mit OpenFOAM.dev gekennzeichnet) keine Verbesserung mit sich bringt.

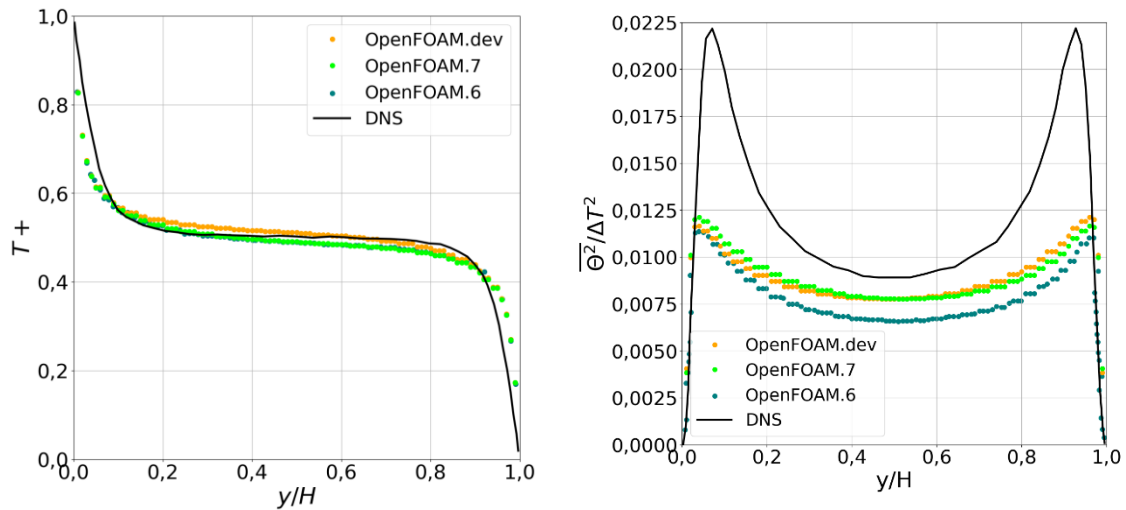


Abb. 6.2 Vergleich des T^+ -Profils (links) und der normierten turbulenten Temperaturschwankungen (rechts) für Pr 0,7 mit verschiedenen OpenFOAM-Versionen

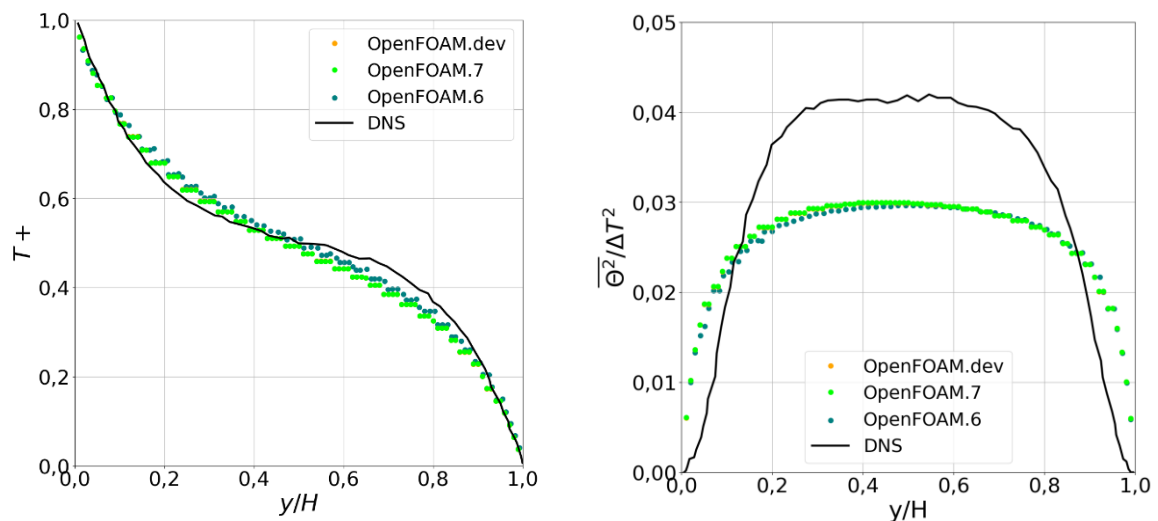


Abb. 6.3 Vergleich des T^+ -Profils (links) und der normierten turbulenten Temperaturschwankungen (rechts) für Pr 0,025 mit verschiedenen OpenFOAM-Versionen

6.2 Erweiterung der AHFM-Implementierung

Es wurde klar, dass die bestehende AHFM-Implementierung verbessert werden soll. Es wurde versucht, einen Solver zu implementieren, der Strömungen mit Hilfe der „Boussinesq“-Approximation simulieren kann. Dabei wird der Einfluss der temperaturbedingten Dichteänderungen lediglich linearisiert und als Auftriebsterm berücksichtigt. Es wurde daher entschieden, den `buoyantPimpleFoam`-Löser zu verwenden [OPE 19]. Das

zugrunde liegende Turbulenzmodell `LienCubicKE` ist eigentlich für inkompressible Fluide konzipiert und berücksichtigt keine Dichteänderungen. Es müsste daher erweitert werden, um mit dem `buoyantPimpleFoam`-Solver kompatibel zu sein. Dieser Solver löst nicht die Transportgleichung für die Temperatur, sondern für die Energie. Zudem hat OpenFOAM inzwischen tiefgreifende Änderungen an der Code-Struktur vorgenommen. Es zeigte sich, dass eine Anpassung mit einem sehr hohen Implementierungsaufwand verbunden wäre, da wesentliche Teile der OpenFOAM-internen Bibliotheken – insbesondere für die Stoffwertmodellierung – doppelt implementiert werden müssten.

Aus den oberen Gründen wurde ein alternativer Ansatz getestet. Dabei wurde das AHFM für Fluide auf Grundlage bestehender Materialbibliotheken erweitert und für den Einsatz im Basis-Solver (`fluid` und `incompressibleFluid` von OpenFOAM) /OPE 24/ nutzbar gemacht. Entsprechend wurde das Turbulenzmodell so formuliert, dass es sowohl für kompressible als auch für inkompressible Strömungen anwendbar ist. Um die Code-Struktur weiter zu verbessern, fand im Jahr 2024 eine Diskussion mit dem HZDR statt. Als Ergebnis wurden mit freundlicher Unterstützung des HZDR die Entwicklungen in deren NUSAR-RCS-Code integriert, der auf der OpenFOAM Foundation Version 12-S.1 /HZD 25/ basiert.

In den folgenden Kapiteln werden vier verschiedenen und von der GRS implementierten Turbulenzmodelle vorgestellt und untersucht: `LienCubicKEBase`, `SugaCubicKE` sowie die Neuentwicklungen `LienCubicKEAHFM` und `SugaCubicKEAHFM`. Das Modell `SugaCubicKE` wurde ursprünglich von Suga /SUG 95/ entwickelt, wobei in der vorliegenden Arbeit die Formulierung von Craft et al. /CRA 96/ verwendet wurde. Alle Modelle wurden bei der GRS als allgemeine Klassen erweitert und implementiert und sind für kompressible sowie inkompressible Strömungen einsetzbar.

6.2.1 Implementierung der nicht-linearen Turbulenzmodelle

Das ursprüngliche `LienCubicKE`-Modell, das auf einem inkompressiblen Turbulenzmodell basiert, wurde in dieser Arbeit so formuliert, dass es sowohl mit kompressiblen als auch mit inkompressiblen Fluiden angewendet werden kann. Dieses erweiterte Turbulenzmodell wird als `LienCubicKEBase` bezeichnet.

In der Implementierung wurden die Transportgleichungen für k und ε mit einem nicht-uniformen Volumenanteilsfeld (`alphaField`) sowie einem Dichtefeld (`rhoField`) multipliziert – analog zu anderen RAS (Reynolds-Averaged Simulation)-Modellen in

OpenFOAM. Zusätzlich wurden neue interne Quellterme (S_k und S_ε) in den Transportgleichungen definiert. Diese erweitern das Modell um den Einfluss von Auftriebseffekten auf die Turbulenz, was in Abschnitt 6.2.2 näher erläutert wird.

Außerdem wurden zusätzliche Zugriffe auf optionalen `fvModels` (S_N) und `fvConstraints` ermöglicht. Dadurch ist das Hinzufügen verschiedener Quellterme, Lagrange-Partikel, Strahlung, Oberflächenfilme usw. möglich. Mit `fvConstraints` können bestimmte Lösungsvariablen begrenzt werden. Das Turbulenzmodell `LienCubicKEBase` verwendet die folgenden modifizierten Transportgleichungen für k und ε :

$$\frac{\partial \alpha \rho k}{\partial t} + \frac{\partial (\alpha \rho u k)}{\partial x_i} - \frac{\partial}{\partial x_i} \alpha \rho \left[\left(\frac{\nu_T}{\sigma_k} + \nu \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] = \alpha \rho G - \alpha \rho \frac{\varepsilon}{k} k + S_k + S_{fv} \quad (6.1)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \alpha \rho \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial (\alpha \rho u \varepsilon)}{\partial x_i} - \frac{\partial}{\partial x_i} \alpha \rho \left[\left(\frac{\nu_T}{\sigma_\varepsilon} + \nu \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] \\ = C_{\varepsilon 1} \alpha \rho G \frac{\varepsilon}{k} - C_{\varepsilon 2} \alpha \rho f_2 \frac{\varepsilon}{k} \varepsilon + \alpha \rho E + S_\varepsilon + S_{fv} \end{aligned} \quad (6.2)$$

wobei

α = Phasenanteil der jeweiligen Phase [-]

$C_{\varepsilon 1}, C_{\varepsilon 2}$ = Konstante, jeweils 1,44 und 1,92

ε = Dissipationsrate der turbulenten kinetischen Energie [m^2s^{-3}]

$D_k = \frac{\nu_T}{\sigma_k} + \nu$ = Effektive Diffusivität für k

$D_\varepsilon = \frac{\nu_T}{\sigma_\varepsilon} + \nu$ = Effektive Diffusivität für ε

E = Quellterm, der sicherstellt, dass das richtige Maß an wandnaher Turbulenz-Energie-Dissipation zurückgegeben wird

f_2 = Innere Funktion, beschränkt sich hauptsächlich auf den Viskosebereich, der eine Dämpfungsfunktion hat

$G = [\nu_T(\nabla U + (\nabla U)^T) - \tau_{nl}] : \nabla U$ = Produktion der Turbulenz [m^2s^{-3}]

k = Turbulente kinetische Energie [m^2s^{-2}]

ρ = Dichte der Flüssigkeit [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$]

S_k = Innerer Quellterm für k

S_ε = Innerer Quellterm für ε

$S_{fvModels}$ = Quellterm durch `fvModels`

$\sigma_k = 1$ = Turbulente Prandtl-Zahlen für k und ε

$\sigma_\varepsilon = 1,3$ = Turbulente Prandtl-Zahlen für k und ε

u = Geschwindigkeit [ms^{-1}]

ν_t = Turbulente Viskosität [m^2s^{-1}]

ν = Kinematische Viskosität [m^2s^{-1}]

Beim `SugaCubicKE`-Modell wurden die Koeffizienten der konstitutiven Gleichung des ursprünglichen Suga-Modells für verschiedene Strömungsarten (einfache Scherströmungen, auftreffende Strömungen, gekrümmte sowie Drallströmungen) optimiert /CRA 96/. Auf dieser Grundlage wird die Transportgleichung für k wie folgt definiert:

$$\frac{\partial \alpha \rho k}{\partial t} + \frac{\partial (\alpha \rho u k)}{\partial x_i} - \frac{\partial}{\partial x_i} \alpha \rho \left[\left(\frac{\nu_T}{\sigma_k} + \nu \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] = \alpha \rho G - \alpha \rho \frac{(\varepsilon + D)}{k} k + S_k + S_{fv} \quad (6.3)$$

Das Suga-Modell enthält einen D -Term, der zwischen homogenen und inhomogenen Dissipationsraten unterscheidet. In vielen Referenzen wird ε als $\tilde{\varepsilon}$ geschrieben – jedoch nicht in /APS 02/. Die ε -Transportgleichung mit Dämpfungsfunktion wird wie folgt definiert:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \alpha \rho \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial (\alpha \rho u \varepsilon)}{\partial x_i} - \frac{\partial}{\partial x_i} \alpha \rho \left[\left(\frac{\nu_T}{\sigma_\varepsilon} + \nu \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] \\ = C_{\varepsilon 1} \alpha \rho G \frac{\varepsilon}{k} - C_{\varepsilon 2} \alpha \rho f_2 \frac{\varepsilon}{k} \varepsilon + \alpha \rho (E + Y_c) + S_\varepsilon + S_{fv} \end{aligned} \quad (6.4)$$

Die zusätzlichen quellenbasierten Terme E und Y_c /YAP 87/ dienen als Begrenzungen für das korrekte Wandverhalten bzw. für die turbulente Längenskala. In diesem Modell wird die Längenskala durch die Lösung der Dissipationsgleichung bestimmt, wodurch eine lokale Reynolds-Zahl R_t definiert werden kann – unabhängig von der Position /LAU 74/. Diese verschwindet an festen Wänden, und durch einfache Randbedingungen können Zwei-Gleichungs-Modelle dadurch deutlich bessere Vorhersagen im Hinblick auf Laminierung, Mischkonvektion und Diffusion erzielen. Tab. 6.1 zeigt die wesentlichen Unterschiede zwischen `LienCubicKE` und `SugaCubicKE`. In beiden Turbulenzmodellen werden dabei dieselben Modellkonstanten verwendet (siehe Tab. 6.2).

Tab. 6.1 Funktionen in beiden Turbulenzmodellen

Funktion	LienCubicKE	SugaCubicKE
C_μ	$\frac{2/3}{1,25 + \bar{s} + 0,9\bar{\Omega}}$	$\frac{0,3(1 - \exp(-0,36e^{0,75\eta}))}{1 + 0,35\eta^{3/2}}$
$(\beta_1; \beta_2; \beta_3)$	$\frac{f_\mu}{1000 + \bar{s}^3} (3; 15; -19)$	$C_\mu f_\mu (-0,4; 0,4; -1,04)$
$(\gamma_1; \gamma_2; \gamma_3; \gamma_4)$	$C_\mu^3 f_\mu (16; 16; 0; -80)$	$C_\mu^3 f_\mu (40; 40; 0; -80)$
Y_c	-	$\max \left(0,83 \frac{\varepsilon^2}{k} \left[\frac{k^{1,5}}{2,5\varepsilon y} - 1 \right] \left[\frac{k^{1,5}}{2,5\varepsilon y} \right]^2, 0 \right)$
f_μ	$(1 - e^{-A_\mu y^*}) \left(1 + \frac{2\kappa}{C_\mu^{0,75} y^*} \right)$	$1 - \exp \left[- \left(\frac{R_t}{90} \right)^2 - \frac{R_t}{400} \right]$
D	-	$2\nu \left(\frac{\partial \sqrt{k}}{\partial x_i} \right)^2$
f_2	$1 - 0,3e^{-R_t^2}$	$1 - 0,3e^{-R_t^2}$
R_t	$k^2/\nu\varepsilon$	$k^2/\nu\varepsilon$
E	$C_{\varepsilon 2} C_\mu^{0,75} \left(\frac{f_2 \sqrt{k} \varepsilon}{\frac{\kappa C y}{1 + 2\kappa C / C_\mu^{0,75} y^*}} \right) (e^{-A_E y^{*2}})$	$0,0022 \frac{\bar{s} \nu_t k}{\varepsilon} \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j \partial x_k} \right)^2 \text{ for } R_t \leq 250$

Tab. 6.2 Verwendete Konstanten in den Gleichungen

$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 1}$	σ_k	σ_ε
1,44	1,92	1,0	1,3

Für beide nichtlinearen Turbulenzmodelle gilt: Das kubische nichtlineare Modell führt dazu, dass in Bereichen mit starken rotationsfreien Dehnungen eine geringere turbulente kinetische Energie berechnet wird. Dies ist der Abhängigkeit des Modellkoeffizienten C_μ von den Invarianten der Dehnungs- und Wirbelstärke zurückzuführen. Diese sind wie folgt definiert:

$$\nu_t = f_\mu C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (6.5)$$

$$\bar{S} = \frac{k}{\varepsilon} \sqrt{2S_{ij}S_{ij}}, \quad \bar{\Omega} = \frac{k}{\varepsilon} \sqrt{2\Omega_{ij}\Omega_{ij}} \quad (6.6)$$

$$\eta = \max(\bar{S}, \bar{\Omega}) \quad (6.7)$$

6.2.2 Implementierung des AHFM-Turbulenzmodells

Nach der Implementierung beider Basisklassen in OpenFOAM wurden die Turbulenzmodelle `LienCubicKEAHFM` und `SugaCubicKEAHFM` als neue Klassen in OpenFOAM definiert, die ihre zugehörige Basisklasse (`LienCubicKEBase` bzw. `SugaCubicKE`) aufrufen. In diesen neuen Klassen wurde der Beitrag der turbulenten Produktion aufgrund von Auftrieb durch die inneren Quellterme `kSource` (S_k) und `epsilonSource` (S_ϵ) berücksichtigt [WEI 22/]:

$$S_k = -\alpha\rho\beta(g_i \overline{\theta u_i}) \quad (6.8)$$

$$S_\epsilon = C_{\epsilon 1} C_{\epsilon 3} S_k \left(\frac{\epsilon}{k} \right) \quad (6.9)$$

Danach wurde die Größe des turbulenten Wärmestroms ($\overline{\theta u_i}$) gemäß der Reynolds-Analogie bestimmt. Sie ergibt sich direkt aus der vom Turbulenzmodell berechneten turbulenten Viskosität (ν_t) sowie der turbulenten Prandtl-Zahl Pr_t , die in der Regel konstant mit 0,9 angenommen wird. In AHFM hingegen wird die algebraische Gleichung ($\overline{\theta u_i}$) des turbulenten Wärmestroms im Fluid implizit berechnet.

$$\overline{\theta u_i} = -\frac{\nu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (6.10)$$

$$\overline{\theta u_i} = -C_{t0} \tau_m \left(C_{t1} \overline{u_i u_j} \frac{\partial T}{\partial x_j} + C_{t2} \overline{\theta u_j} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + C_{t3} \beta g_i \overline{\theta^2} \right) + C_{t4} a_{ij} \overline{\theta u_j} \quad (6.11)$$

wobei

$a_{ij} = \frac{\overline{u_i u_j}}{k} - \frac{2}{3} \delta_{ij} =$ der Reynoldsspannunganisotropietensor,

$\tau_m = \frac{k}{\epsilon} =$ mechanische Zeitskala

$g_i =$ Gravitationsbeschleunigung

$\beta =$ Wärmeausdehnungskoeffizient (1/K)

Um die obere Gleichung lösen zu können, wurde eine zusätzliche Gleichung für die turbulenten Temperaturschwankungen $\overline{\theta^2}$ eingeführt:

$$\frac{\partial (\alpha \rho \overline{\theta^2})}{\partial t} + \frac{\partial (\alpha \rho u_i \overline{\theta^2})}{\partial x_i} - \frac{\partial}{\partial x_i} \alpha \rho \left[\left(\frac{v_t}{\sigma_{\theta^2}} + \frac{\kappa}{\rho C_p} \right) \frac{\partial \overline{\theta^2}}{\partial x_i} \right] \quad (6.12)$$

$$= \alpha \rho \frac{2P_t}{\overline{\theta^2}} - 2\alpha \rho \varepsilon_\theta + S_{fv}$$

wobei

$P_t = \overline{\theta u_i} \frac{\partial T}{\partial x_i}$ = Produktion der Temperaturschwankung

ε_θ = Dissipationsrate der Temperaturschwankung

Um die Dissipationsrate ε_θ der Temperaturschwankung direkt zu berechnen, wird ein konstantes Verhältnis (R) der thermischen zur mechanischen Zeitskala angenommen.

$$R = \frac{\tau_\theta}{\tau_m} \quad (6.13)$$

mit $\varepsilon_\theta = \overline{\theta^2} / 2\tau_\theta$. Zur Lösung dieser Gleichungen wurden einige Koeffizienten aus der Literatur /SHA 13/ herangezogen, die in Tab. 6.3 aufgeführt sind. Wird das AHFM aufgerufen, so werden zunächst die Transportgleichungen für k , ε und $\overline{\theta^2}$ gelöst und daraus anschließend $\overline{\theta u_i}$ berechnet. Mit dem $\overline{\theta u_i}$ wird der gesamte Wärmestrom korrigiert, dies erfolgt mit Zugriff in die Energiegleichung mit Hilfe von `fvModels`, s. 6.2.3.

Tab. 6.3 Konstanten im AHFM-Modell /SHA 13/

$C_{\varepsilon 3}$	C_{t0}	C_{t1}	C_{t2}	C_{t3}	C_{t4}	σ_{θ^2}	R
-0,33	0,09	1	0,6	0,6	1,5	1	0,5

6.2.3 Bestimmung der Energiegleichung für AHFM

In OpenFOAM wird nicht direkt die Transportgleichung für die Temperatur gelöst, sondern eine Gleichung für die Energie, die auf der Gesamtenergie basiert. Diese Energiegleichung kann – abhängig vom verwendeten Solver (z. B. für kompressible Strömungen, Wärmeübertragung oder Mehrphasenströmungen) – entweder in Form der Enthalpie (h) oder der inneren Energie (e) formuliert werden. In der Regel erfolgt dies ohne Berücksichtigung mechanischer Quellterme. Die vereinfachte Form der Gleichung lautet wie folgt:

$$\frac{\partial \rho(h \parallel e)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u(h \parallel e)) + \frac{\partial \rho K}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u K) + \left[\nabla \cdot (u p) \parallel \left(-\frac{\partial p}{\partial t} \right) \right] \quad (6.14)$$

$$= -\nabla \cdot q + S_{\text{fvModels}(h \parallel e)} + \rho u g_i$$

Dabei ist der Wärmeflussvektor definiert als: $\nabla q = -\alpha_{\text{eff}} \nabla e$, wobei α_{eff} die effektive thermische Diffusivität ist. Eine neue allgemeine `energyAHFM`-Klasse innerhalb der `fvModels` wurde entwickelt, um den Beitrag der Turbulenz zum Wärmetransport $\overline{\theta u_i}$ in der Energie- bzw. Temperaturgleichung zu berücksichtigen. In diesem `fvModels` wird der explizite Beitrag des AHFM $\overline{\theta u_i}$ hinzugefügt, der jeweils für inkompressible, kompressible und mehrphasige Strömungen modelliert ist. Diese Implementierung ist ausschließlich für die Verwendung mit dem beschriebenen nichtlinearen Turbulenzmodell vorgesehen, wobei der Pr_t -Wert in der Datei `thermophysicalProperties` auf einen sehr hohen Wert gesetzt wird, um den Beitrag von α_t in α_{eff} gezielt zu unterdrücken.

$$S_{\text{fvModels}} = -\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho C_p \overline{\theta u_i}) \quad (6.15)$$

$$S_{\text{fvModels}} = -\frac{\partial}{\partial x_i} (\overline{\theta u_i}) \quad (6.16)$$

Wie oben bereits erwähnt, steht die Temperaturgleichung in OpenFOAM für inkompressible Strömungen nicht mehr direkt zur Verfügung. Wird eine inkompressible Strömung betrachtet, so wird stattdessen eine Transportgleichung für einen passiven Skalar (T als Temperatur) verwendet. Mithilfe der Gleichung (6.16) wird die Temperaturgleichung gelöst, wobei benutzerdefinierte laminare und turbulente Diffusivitäten über die Koeffizienten α_l und α_t berücksichtigt werden.

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u_i \frac{\partial T}{\partial x_i} - \frac{\partial}{\partial x_i} \left[(\alpha_l v + \alpha_t v_t) \frac{\partial T}{\partial x_i} \right] = -\nabla \cdot q + S_{\text{fvModels}} \quad (6.17)$$

Zusätzlich wurde zur Schließung der Impulsgleichung für inkompressible Strömungen eine neue `fvModels`-Klasse namens `incompressibleBuoyancyForce` definiert. Diese berechnet und berücksichtigt die Auftriebskraft unter Anwendung der Boussinesq-Hypothese in der Impulsgleichung entsprechend dem vorgegebenen Geschwindigkeitsfeld der inkompressiblen Strömung.

$$S_{fvModels} = -((T - T_0)\beta)g_i \quad (6.18)$$

mit T_0 = Referenztemperatur (K).

6.3 Validierung der neuen Implementierung mit DNS-Daten

Zur Validierung des Turbulenzmodells wurden zwei Testfälle untersucht: eine turbulente Kanalströmung und die Rayleigh–Bénard-Konvektion (RBC). Die turbulente Kanalströmung dient zur Bewertung des Strömungsfeldes in einem einfachen Kanal, während in RBC Naturkonvektionsphänomene stattfinden. Die nachfolgenden Simulationen basieren auf stationären, zweidimensionalen RANS-Berechnungen. Dabei kam ein Upwind-Schema zweiter Ordnung in Kombination mit dem SIMPLE-Algorithmus zur Anwendung.

Besonders hervorzuheben ist, dass die hier verwendeten Methoden auf Strömungsregime mit sehr niedriger Prandtl-Zahl (z. B. Flüssigmetalle, $Pr \ll 1$) ausgelegt sind, bei denen eine exakte Auflösung der Grenzschicht entscheidend ist. Daher wurde in allen Simulationen sichergestellt, dass die erste Zelhöhe einem y^+ -Wert von kleiner als 1 entspricht, um eine ausreichende Auflösung des wandnahen Bereichs zu gewährleisten.

6.3.1 Turbulente Kanalströmung

Für die Simulation wurde eine vollständig entwickelte turbulente Kanalströmung angenommen. Dazu wurde ein unendlich ausgedehnter horizontaler Kanal modelliert. Um die Entwicklung der Impulsgrenzschicht korrekt abzubilden, wurden in Strömungsrichtung periodische Randbedingungen definiert. An den oberen und unteren Begrenzungen wurden No-Slip-Randbedingungen (feststehende Wände) verwendet. Der Rechenbereich hat eine Länge von $6,4 \times \delta$ in Strömungsrichtung (x) und eine Höhe von $2 \times \delta$ in Wandnormalrichtung (y). Zur Abbildung eines zweidimensionalen Falls wurde in der dritten Raumrichtung (z) lediglich eine einzige Zellschicht verwendet. Der Referenzwert δ entspricht dabei der halben Kanalhöhe und ist hier mit $\delta = 1$ gesetzt, siehe Abb. 6.4. Hier wurde eine Reibungs-Reynolds-Zahl von $Re_\tau = 180$ verwendet, wobei sich diese auf die Reibungsgeschwindigkeit bezieht. Der Prandtl-Zahl wurde ein Wert von 0,7 zugewiesen. Das endgültige Rechengitter besteht aus insgesamt 38.400 Hexaeder-Elementen mit einer Auflösung von 160×240 Zellen.

Die Koordinaten und Strömungsgrößen wurden mit der halben Kanalhöhe δ , der Reibungsgeschwindigkeit u_τ und der kinematischen Viskosität ν normiert. Für diesen Testfall wurden ausschließlich die entwickelten Turbulenzmodelle `LienCubicKEBase` und `SugaCubicKE` betrachtet und deren Ergebnisse mit DNS-Daten /ABE 09/ sowie analytischen Lösungen /KIM 87/ verglichen. Im Fokus stehen dabei das dimensionslose Geschwindigkeitsprofil und das Profil der turbulenten Viskosität, wie in Abb. 6.5 und Abb. 6.6 dargestellt.

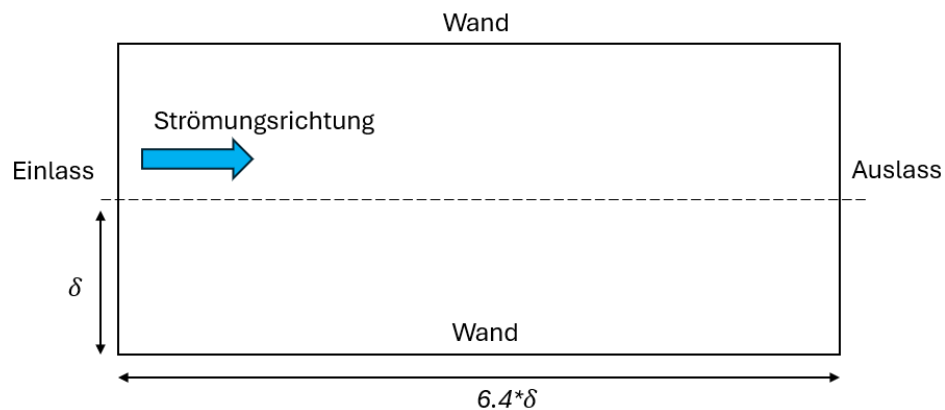


Abb. 6.4 CFD-Domäne mit Kanalströmung

Im Bereich $y^+ \approx 10\text{--}100$ (log-Schicht) stimmen beide Modelle gut mit den DNS-Daten für die dimensionslose Geschwindigkeit überein. Geringfügige Abweichungen treten bei höheren y^+ -Werten auf, wobei das `LienCubicKEBase`-Modell die DNS-Werte leicht überschätzt. Das Profil der turbulenten kinematischen Viskosität stimmt in der viskosen Unterschicht ebenfalls mit den DNS-Daten gut überein. In den äußeren Bereichen ($y^+ > 80$) neigt das `LienCubicKEBase`-Modell dazu, die turbulente Viskosität im Vergleich zu den DNS-Daten zu überschätzen. Im Gegensatz dazu zeigt das `SugaCubicKE`-Modell eine bessere Übereinstimmung mit dem Verlauf der DNS-Daten, weist jedoch eine kleinere Spitze auf, die die DNS-Werte geringfügig übersteigt.

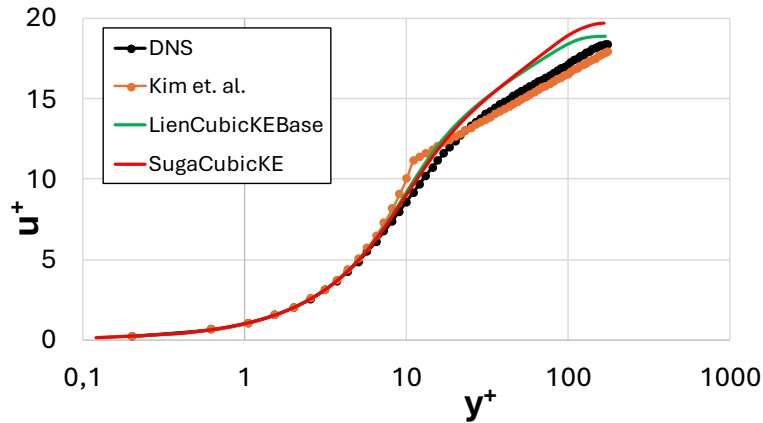


Abb. 6.5 Dimensionsloses Geschwindigkeitsprofil

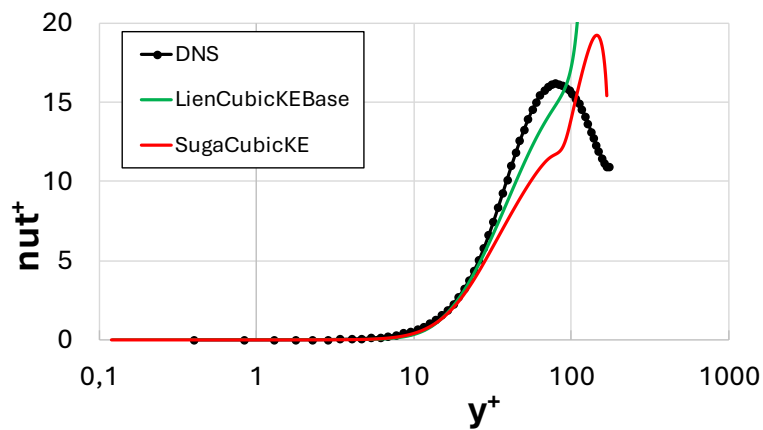


Abb. 6.6 Profil der dimensionslosen turbulenten Viskosität

6.3.2 Rayleigh–Bénard-Konvektion (RBC)

RBC ist ein grundlegendes physikalisches Modell zur Untersuchung des Wärmetransports durch natürliche Konvektion. Sie besteht aus einer unendlichen Flüssigkeitsschicht, die zwischen zwei festen, horizontalen und isothermen Wänden eingeschlossen ist – die untere Wand wird beheizt, die obere gekühlt. Das Verhalten des Systems wird maßgeblich durch zwei dimensionslose Kennzahlen beschrieben: Die Rayleigh-Zahl (Ra), die die Stärke der auftriebsgetriebenen Strömung charakterisiert sowie die Prandtl-Zahl (Pr), die das Verhältnis von Impuls- zu thermischer Diffusivität angibt.

$$Ra = \frac{g_i \beta \Delta T H^3}{\nu \alpha} = Gr \cdot Pr \quad (6.19)$$

Dabei ist ΔT die Temperaturdifferenz zwischen den Wänden, H der Abstand zwischen zwei horizontalen Wänden und Gr die Grashof-Zahl. Die RBC-Berechnungen werden in einer schlanken Geometrie mit einem Seitenverhältnis von 1:8 durchgeführt, wobei konstante Fluideigenschaften unter Verwendung des Boussinesq-Modells angenommen wurden. Abb. 6.1 zeigt das Rechengebiet für den RBC-Testfall, in dem 3240 hexagonale Rechenzellen (164×81) verwendet wurden. Die beiden vertikalen Wände wurden in horizontaler Richtung mit periodischen Randbedingungen versehen, während die obere und untere Wand mit No-Slip-Bedingungen versehen und bei einer konstanten Wandtemperatur gehalten wurden, wobei $(T_h - T_c) \geq 1$ K ist. In dieser Studie werden die Turbulenzmodelle `LienCubicKEAHFM` und `SugaCubicKEAHFM` mit DNS-Daten sowie mit der Lösung aus /SHA 14/ verglichen, die hier als AHFM-2005 bezeichnet wird. Die ausgewählten Testfälle sind in Tab. 6.4 zusammengefasst.

Tab. 6.4 Liste der RBC-Testfälle

Test	Ra	Pr	Referenz
RBC-I	$6,3 \times 10^5$	0,7	/WÖR 94/
RBC-II	1×10^5	0,025	/OTI 05/
RBC-III	$2,4 \times 10^5$	0,006	/WÖR 94/

Der Simulationsfall RBC-I ist durch $Pr = 0,7$ und $Ra = 6,3 \times 10^5$ charakterisiert. Die normierten mittleren Temperaturprofile T^+ (Abb. 6.7) zeigen eine gute Übereinstimmung mit den DNS-Ergebnissen. Sowohl `LienCubicKEAHFM` als auch `SugaCubicKEAHFM` erfassen präzise die steilen Gradienten in der Nähe der thermischen Grenzschichten sowie das lineare Verhalten im Kanalinneren. Die Ergebnisse schneiden etwas besser als das Referenzmodell AHFM-2005 ab, auch wenn das DNS-Profil im Kanalzentrum etwas flacher als alle numerischen Vorhersagen ist.

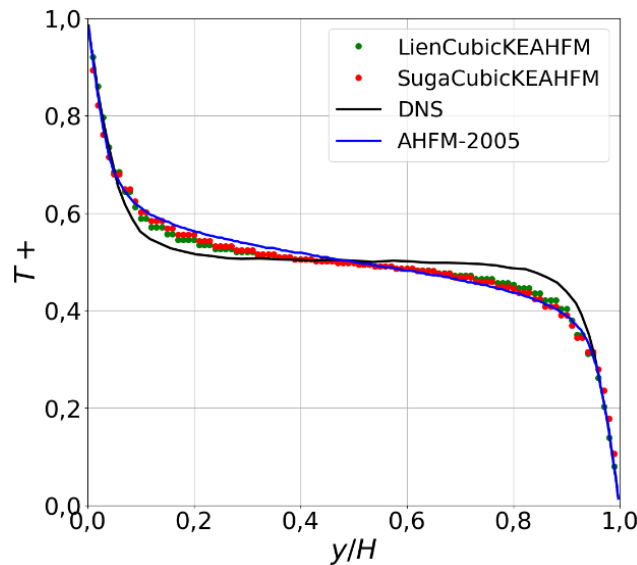


Abb. 6.7 RBC-I: normierte mittlere Temperaturprofile T^+

Abb. 6.8 zeigt das Verhalten der turbulenten Temperaturschwankungen, dargestellt mit Hilfe der normierten turbulenten Temperaturschwankungen $\overline{\theta^2}/\Delta T$. Keines der Modelle kann die DNS-Daten quantitativ exakt abbilden, obwohl AHFM-2005 und SugaCubicKEAHFM dem allgemeinen Verlauf des Profils zumindest näherkommen. SugaCubicKEAHFM liegt in Wandnähe sehr nah an den DNS-Daten und bildet den Profilverlauf insgesamt korrekt ab, überschätzt jedoch die turbulenten Temperaturschwankungen im Zentrum des Kanals um etwa 40 %. Die Ergebnisse von AHFM-2005 sind im Kanalinneren besser, unterschätzen jedoch die Spitzen im wandnahen Bereich deutlich – um rund 35 %. LienCubicKEAHFM liegt sowohl im Kernbereich als auch in Wandnähe weiter von den DNS-Daten entfernt und kann die Spitzen in der Wandnähe, die in den anderen drei Kurven sichtbar sind, nicht wiedergeben.

Die DNS-Daten des normierten turbulenten Wärmeflusses $\overline{\theta u_i}/\Delta T$ (Abb. 6.9) zeigen ein flaches Profil im Kernbereich und einen starken Abfall in Wandnähe. LienCubicKEAHFM liefert unter allen Simulationen die beste Übereinstimmung über den gesamten Strömungsbereich hinweg – mit einer maximalen Abweichung von 12 % in der Kanalmitte sowie mit einer sehr genauen Vorhersage im zentralen Bereich und in Wandnähe. SugaCubicKEAHFM hingegen sagt Spitzen sowohl im Wandbereich als auch im Kanalinneren voraus, die nicht mit dem relativ flachen DNS-Profil übereinstimmen.

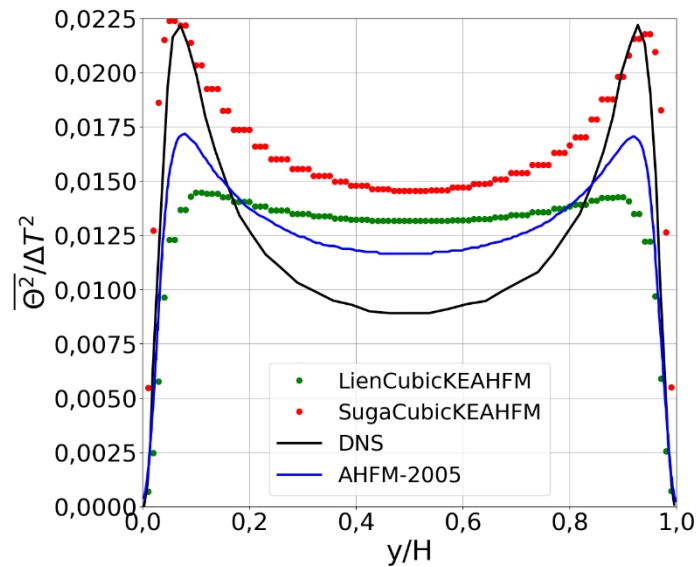


Abb. 6.8 RBC-I: normierte turbulente Temperaturschwankungen

Der Simulationsfall RBC-II ist durch eine Prandtl-Zahl von 0,025 und eine Rayleigh-Zahl von 1×10^5 definiert. In Abb. 6.10 zeigen alle Modelle ein etwas flacheres normiertes mittleres Temperaturprofil voraus als die DNS-Daten. Obwohl die berechneten Trends ähnlich verlaufen, liegen AHFM-2005 und SugaCubicKEAHFM näher an den DNS-Ergebnissen. LienCubicKEAHFM liefert im zentralen Bereich eine gute Übereinstimmung, überschätzt jedoch leicht die normierte Temperatur nahe der unteren Wand und unterschätzt sie leicht in der Nähe der oberen Wand. In den Diagrammen $\overline{\theta^2}/\Delta T$ (Abb. 6.11) und $\overline{\theta u_i}/\Delta T$ (Abb. 6.12) unterschätzt LienCubicKEAHFM die turbulenten Temperaturschwankungen um 17 % und überschätzt den turbulenten Wärmefluss um 25 %, folgt jedoch qualitativ den DNS-Profilen mit hoher Genauigkeit. SukugaCubicKEAHFM und insbesondere AHFM-2005 überschätzen die turbulenten Temperaturschwankungen deutlich über den gesamten Strömungsbereich hinweg, wobei die maximalen Abweichungen im Zentrum des Kanals auftreten.

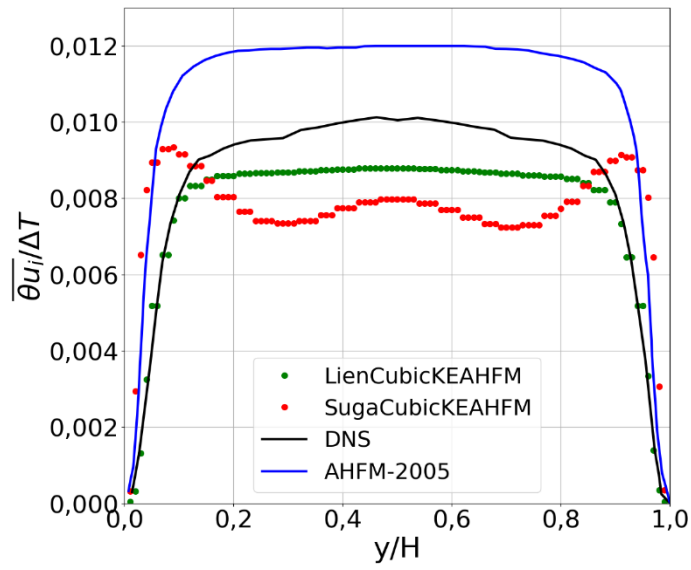


Abb. 6.9 RBC-I: normierter turbulenter Wärmefluss

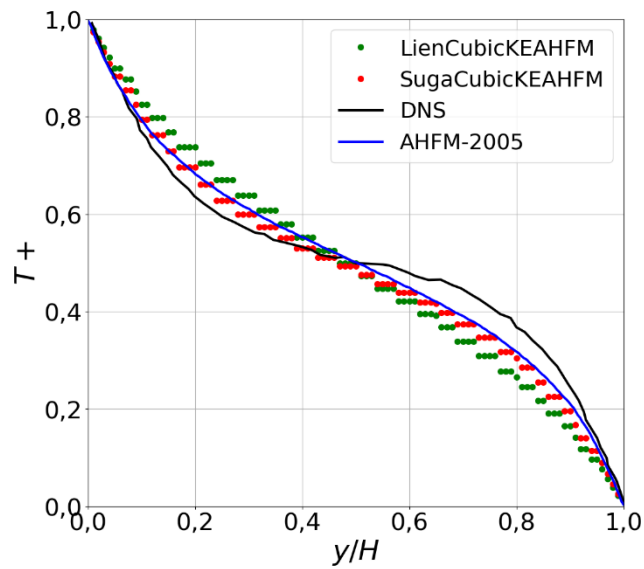


Abb. 6.10 RBC-II: normiertes mittleres Temperaturprofil T^+

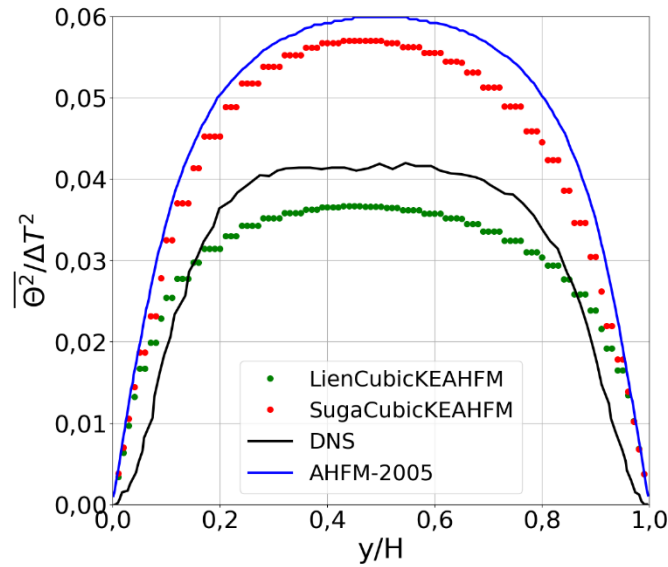


Abb. 6.11 RBC-II: normierte turbulente Temperaturschwankungen

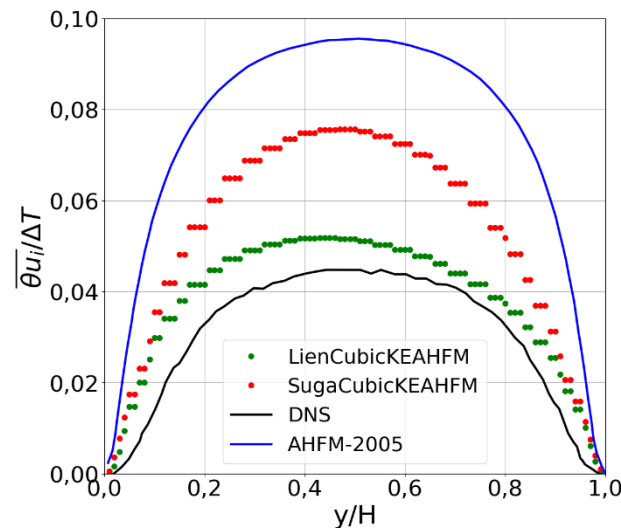


Abb. 6.12 RBC-II: normierter turbulenter Wärmefluss

Abb. 6.13 zeigt das Profil der normierten mittleren Temperatur für den RBC-III-Fall mit $Pr = 0,006$ und $Ra = 2,4 \times 10^4$. Hier folgen alle Modelle, einschließlich LienCubicKEAHFM und SugaCubicKEAHFM, dem DNS-Trend über die gesamte Höhe hinweg und reproduzieren den nahezu linearen Temperaturgradienten sehr genau. Im Gegensatz dazu wird die normierte turbulente Temperaturschwankung über den gesamten Bereich von keinem Modell vollständig korrekt wiedergegeben Abb. 6.14. Die Modelle SugaCubicKEAHFM und AHFM-2005 bilden zwar qualitativ den Verlauf des DNS-Profiles nach, überschätzen jedoch deutlich den Maximalwert der Fluktuationen. Die Vorhersage der turbulenten Temperaturschwankungen durch LienCubicKEAHFM stimmt im Zentrum

der Geometrie gut mit den DNS-Werten überein, jedoch ist das Profil insgesamt flacher und weicht somit in der Form vom Referenzverlauf ab.

Abb. 6.15 zeigt den normierten turbulenten Wärmefluss, berechnet mit LienCubicKEAHFM und SugaCubicKEAHFM. Dazu lagen keine DNS und AHFM-2005 Daten vor. Der Vergleich der beiden Modelle zeigt ein ähnliches Verhalten, wie in den Fällen RBC-I und RBC-II.

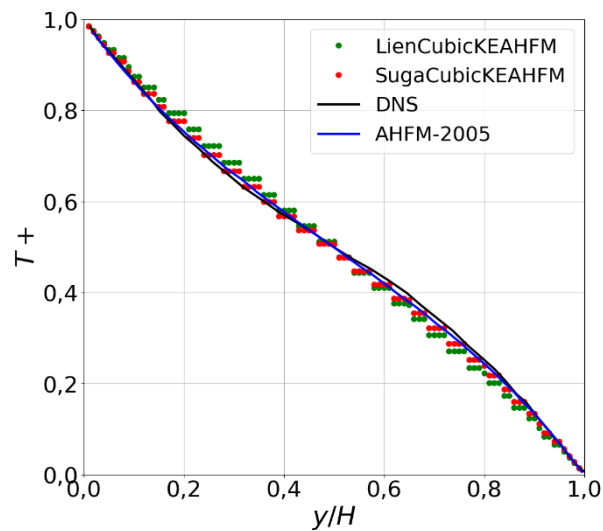


Abb. 6.13 RBC-III: normiertes mittleres Temperaturprofil T^+

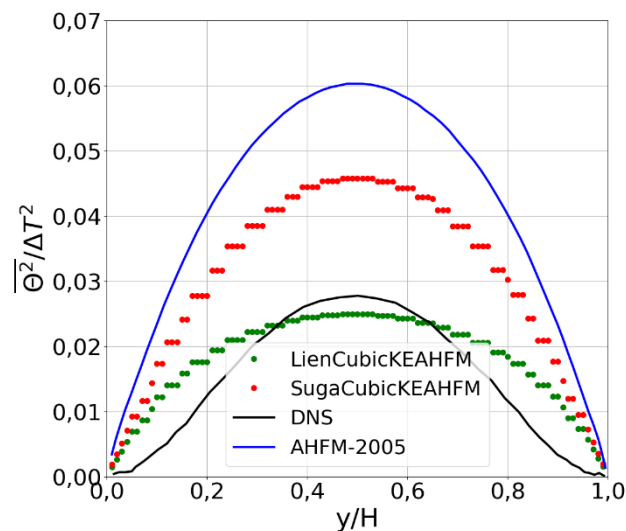


Abb. 6.14 RBC-III: normierte turbulente Temperaturschwankungen

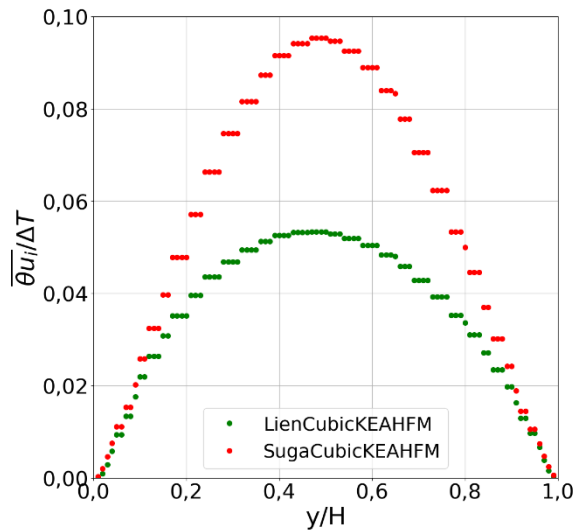


Abb. 6.15 RBC-III: normierter turbulenter Wärmefluss

Abb. 6.16 zeigt die $T+$ -Feldverteilung, berechnet mit dem `LienCubicKEAHFM`-Turbulenzmodell für die drei RBC-Fälle. Diese Verteilung ist nahezu identisch mit den Ergebnissen des `SugaCubicKEAHFM`-Modells (hier nicht dargestellt). In RBC-I ($Pr = 0,7$) steigen und fallen thermische Plumes deutlich, was typisch für konvektionsdominierte Strömungen ist, bei denen thermische Diffusivität und kinematische Viskosität vergleichbar sind – ein Hinweis auf starke konvektive Durchmischung. Mit abnehmender Prandtl-Zahl wird die thermische Grenzschicht dicker und die turbulenten Strukturen werden zunehmend diffusiver. Gleichzeitig ist die Rayleigh-Zahl zu gering, um eine starke Konvektion anzutreiben, was zu weitgehend horizontalen isothermen Schichten führt – ein Hinweis auf leitungsdominierte Wärmeübertragung mit geschichteter Temperaturverteilung, wie auch in Abb. 6.17 zu erkennen ist. Dieses Verhalten stimmt gut mit dem DNS-Profil überein.

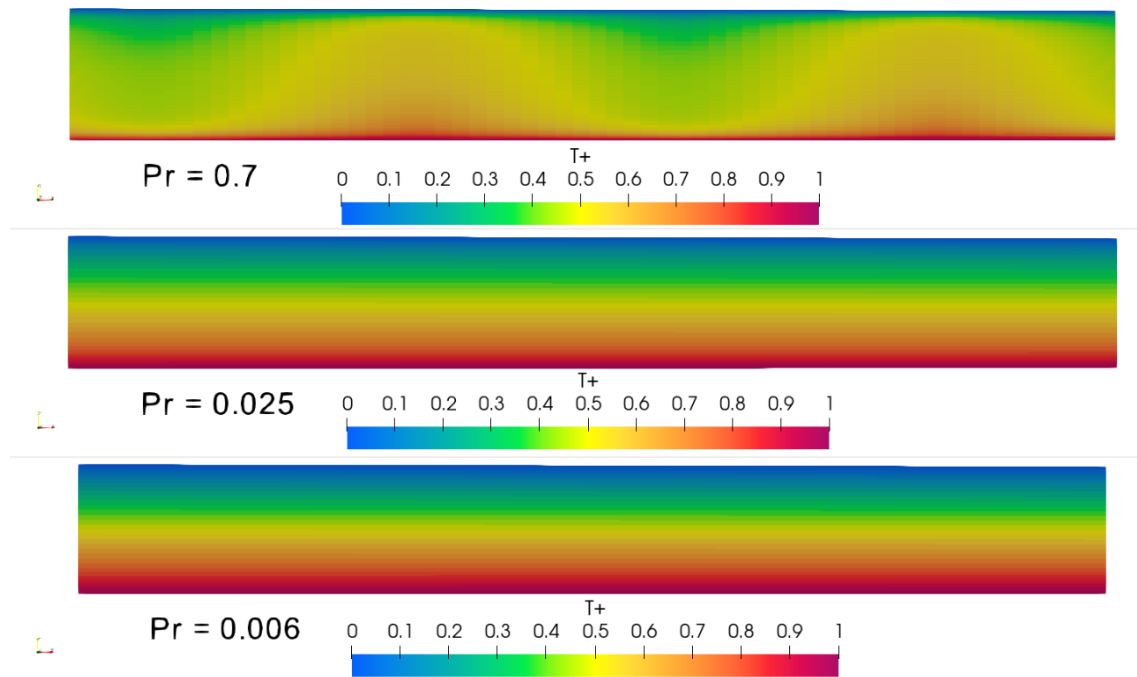


Abb. 6.16 Verteilung von T^+ in der CFD-Domäne berechnet mit `LienCubicKEAHFM` für $Pr = 0.7$ (oben), $Pr = 0.025$ (Mitte) und $Pr = 0.006$ (unten)

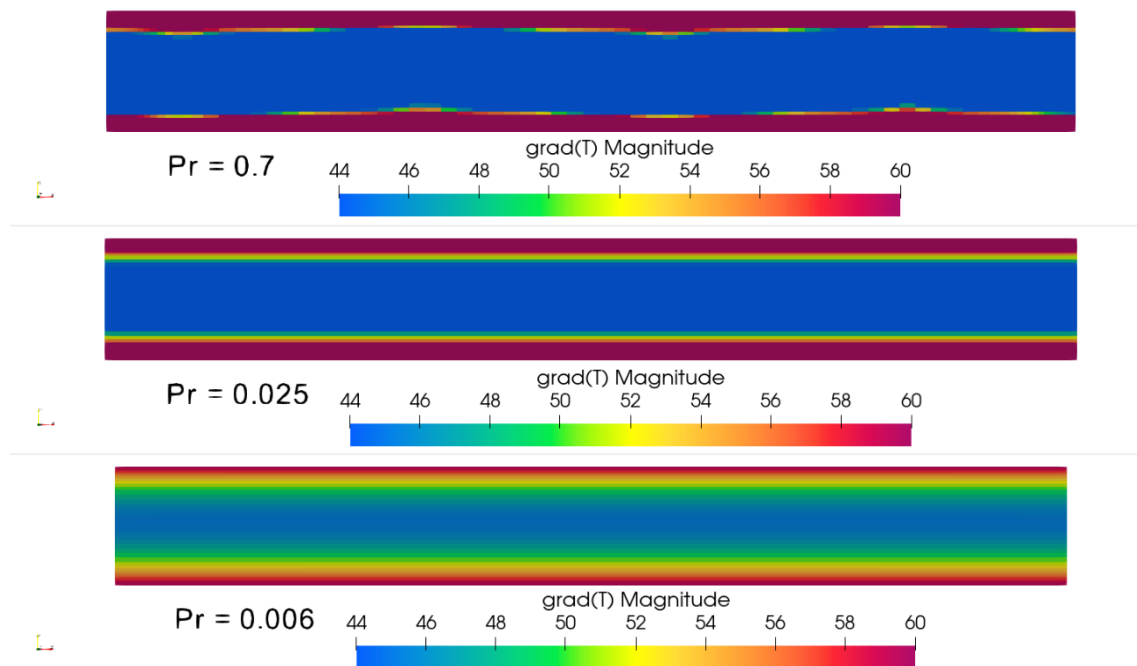


Abb. 6.17 Temperaturfeldgradient in der CFD-Domäne berechnet mit `LienCubicKEAHFM` für $Pr = 0.7$ (oben), $Pr = 0.025$ (Mitte) und $Pr = 0.006$ (unten)

6.4 Validierung des AHFM-Turbulenzmodells anhand von Versuchsdaten

Das neu implementierte Turbulenzmodell wird anhand von Versuchen mit flüssigen Metallen validiert. Hierzu wird unter transienten Bedingungen die Teststrecke der TALL-3D-Anlage analysiert.

6.4.1 Beschreibung der TALL-3D-Anlage

Die TALL-3D-Anlage an der KTH Stockholm ist 7 m hoch und besteht aus zwei gut instrumentierten Kreisläufen. Drei vertikale Stränge, gefüllt mit LBE, bilden den Primärkreis (Abb. 6.1 links). Im mittleren Strang befindet sich die zylinderförmige 3D-Teststrecke, in der komplexe 3D-Phänomene stattfinden (Abb. 6.18, Mitte). Diese beeinflussen das Verhalten der Gesamtanlage /PAP 14/. Um die obere Hälfte der äußeren Zylinderwand ist ein Heizband umgewickelt. Dieses sorgt für Auftriebseffekte im 3D-Pool-Bereich bei kleinen Fluidgeschwindigkeiten (Naturumlauf). Innerhalb des 3D-Pools befindet sich eine Metallplatte, die für die LBE-Durchmischung im Pool eine übergeordnete Rolle spielt. Die Metallplatte verhindert, dass das einströmende kalte Kühlmittel den 3D-Pool ohne Vermischung mit dem bereits erwärmten LBE verlässt. Im unteren Teil des linken Strangs befindet sich der Hauptheizer. Dieser ist stabförmig und ist mit Hilfe von Abstandhaltern in der Rohrmitte befestigt. Der Wärmetauscher ist im oberen Teil des rechten Strangs installiert. Dieser überträgt die im Primärkreis produzierte Wärme in den Sekundärkreis, zu dessen Kühlung Öl verwendet wird.

TALL-3D ist mit Thermoelementen (TE) gut instrumentiert. Diese befinden sich an verschiedenen Stellen im Primär- und Sekundärkreis. Allein in der 3D-Teststrecke wurden mehr als 140 TE installiert. Die wesentlichen TE-Gruppen sind in Abb. 6.1 rechts dargestellt: CIP (circular inner plate thermocouples), BP (bottom plate thermocouples), IPT (inner pipe thermocouples), ILW (inner lateral wall thermocouples), OLW (outer lateral wall thermocouples). Jede TE-Gruppe existiert viermal im zylindrischen Pool – bei 0°, 90°, 270° und 360°. Grund für diese Anordnung ist die Möglichkeit, asymmetrische Strömungsphänomene zu erfassen. Da der Versuch TG03.S301.04 symmetrisch ist, wird ein Mittelwert von vier symmetrischen TE einer Gruppe gebildet. Dieser Wert wird dann mit dem Rechenergebnis verglichen.

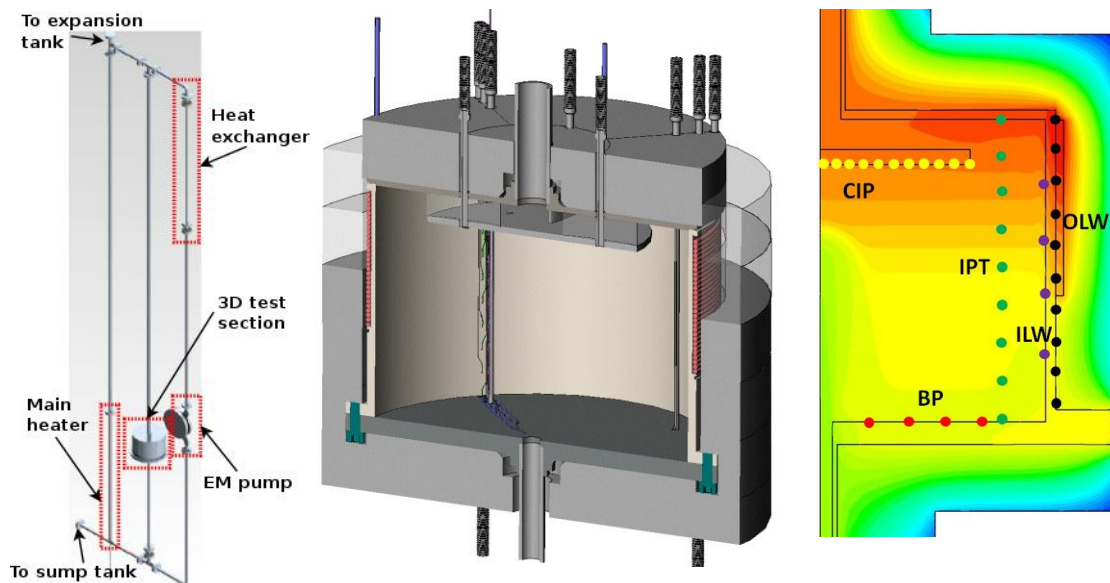


Abb. 6.18 TALL-3D-Primärkreis (links), 3D-Teststrecke (Mitte) und Position der Thermoelemente im 3D-Pool

6.4.2 Modellierung der TALL-3D-Anlage

Da die TALL-3D-Versuche eine vergleichsweise lange Versuchsdauer haben, musste ein schnell laufendes CFD-Modell erstellt werden. Dafür wurde ein 2D-Modell vorbereitet, das einen 1°-Symmetriesektor des Fluidbereichs der Teststrecke darstellt. Diese Vereinfachung ist akzeptabel, da die Strömung in der Teststrecke symmetrisch ist. In einem ersten Schritt wurde nur der Fluidbereich vernetzt. Das strukturierte Netz ist ein Ergebnis von mehreren Netzanalysen, die nach den Empfehlungen der OECD/NEA /NEA 15/ durchgeführt worden sind. Das Netz wurde erzeugt und dabei waren die Simulationsergebnisse unabhängig von der Netzauflösung. Die Netzqualität im Fluidbereich ist hoch (max. Skewness 0,33, max. Orthogonalität 2, Aspektverhältnis 75) und das Gitter besteht aus 50.859 Hexaeder-Elementen.

In Bericht /BUC 16/ wurde eine Analyse der TALL-3D-Versuchsanlage mit und ohne Modellierung der Metallstrukturen mit ANSYS CFX simuliert. Es wurde gezeigt, dass diese einen merkbaren Einfluss auf die Ergebnisse haben. Dabei spielen zwei Faktoren eine übergeordnete Rolle: die Wärmeleitung und die thermische Trägheit der Metallstrukturen. Aus diesen Gründen wurden auch hier die Metallstrukturen für die Simulation berücksichtigt. Die Festkörperstrukturen wurden mit separaten Netzen für die Wände, die Metallplatte, die Isolierung sowie für den Heizer dargestellt. Im nächsten Schritt wurden die Fluid- und Solid-Netze in ANSYS Workbench zusammengeführt. Das Gesamtnetz

(56.040 Elemente, s. Abb. 6.3) wurde zur Nutzung in OpenFOAM NUSAR-RCS Version 12-s.1 exportiert.

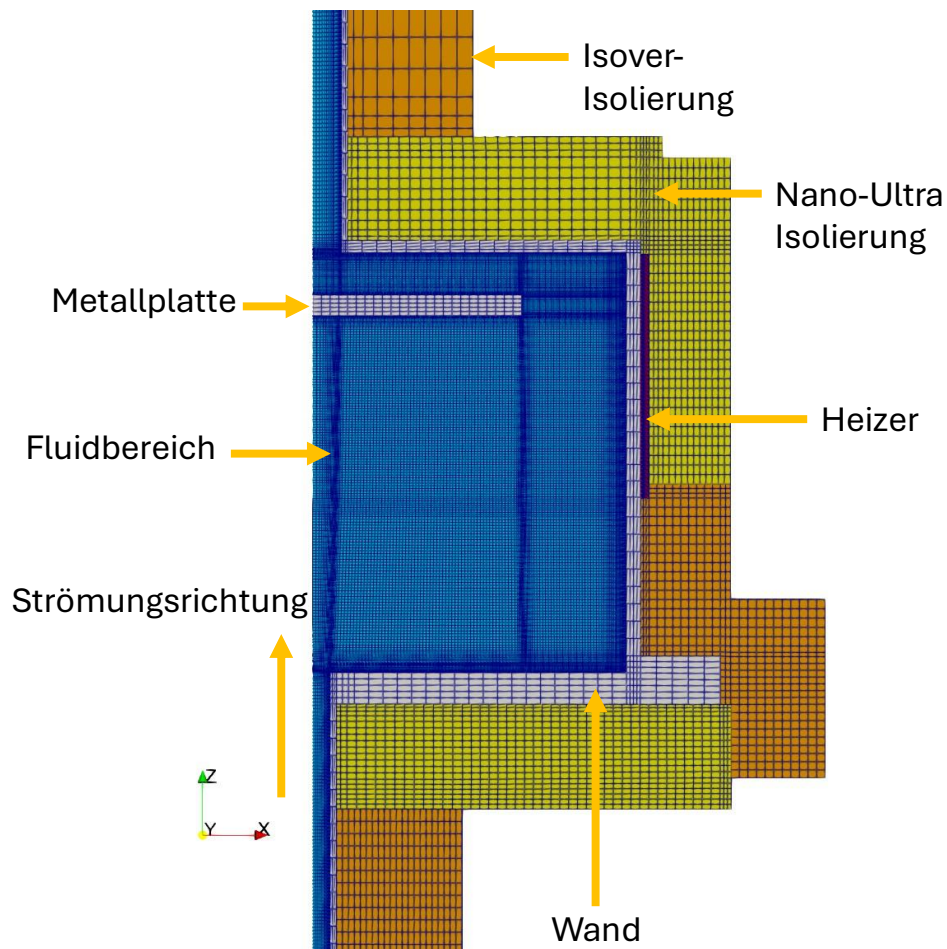


Abb. 6.19 TALL-3D-Rechennetz

6.4.3 Der TALL-3D-Versuch TG03.S301.04

Aus der TALL-3D-Versuchsreihe wurde der Versuch TG03.S301.04 zur Nachrechnung ausgewählt. Unter Normalbedingungen strömt das Fluid von unten in die 3D-Teststrecke ein, trifft dort auf die kreisförmige Platte, die senkrecht zur Strömungsrichtung steht, und verlässt die Teststrecke nach oben.

Der Versuch TG03.S301.04 stellt den Übergang von erzwungener zu natürlicher Zirkulation bei konstanter elektrischer Leistung dar. Dazu wird die Pumpe in der TALL-3D-Anlage abgeschaltet. Zum Versuchsbeginn läuft die elektromagnetische Pumpe und sowohl die Hauptheizung als auch die Teststreckenheizung bleiben während des gesamten Versuchs und mit konstanten Leistungen eingeschaltet. Der Massenstrom im

3D-Strang betrug 1,3 kg/s (siehe Abb. 6.20), und dem 3D-Heizer wurde über die gesamte Versuchsdauer eine konstante elektrische Leistung von 4000 W zugeführt. Im Zeitraum $0 \text{ s} < t < 200 \text{ s}$ war die Pumpe eingeschaltet; die Ein- und Austrittstemperaturen des LBE blieben konstant (siehe Abb. 6.21). Bei $t = 200 \text{ s}$ wurde die Pumpe abgeschaltet und lief innerhalb von etwa 7 s aus. In der Folge nahm der Massenstrom im Primärkreislauf ab. Nach der Strömungsumkehr in der 3D-Teststrecke wurden Strömungsschwingungen beobachtet, deren Frequenz und Abklingrate charakteristisch für das Systemverhalten in der natürlichen Zirkulation sind.

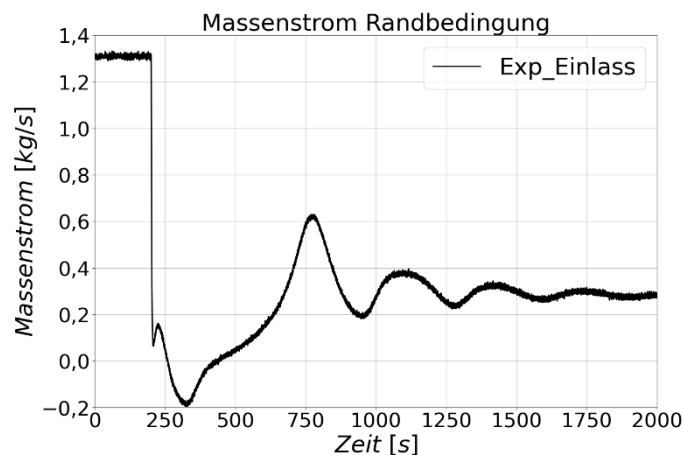


Abb. 6.20 Massenstrom am Einlass der Teststrecke (Versuch TG03.S301.04)

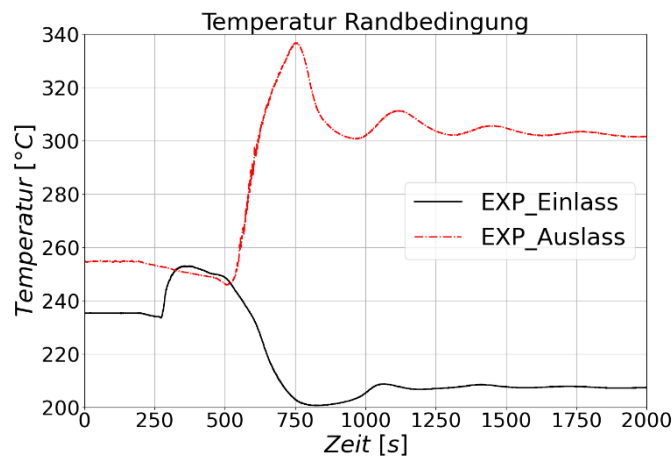


Abb. 6.21 Temperatur am Einlass und Auslass der Teststrecke (Versuch TG03.S301.04)

6.4.4 Physikalische Modellierung in OpenFOAM

Die CFD-Modellierung in OpenFOAM wurde unter Verwendung des `foamMultiRun`-Solvers durchgeführt, bei dem im Hintergrund die Solver `fluid` und `laplacian`

aufgerufen werden. Die Auswahl dieses Solvers erfolgte aufgrund seiner Fähigkeit, die Strömungskompressibilität sowie den Wärmeübergang zwischen Fluid und festen Strukturen zu berücksichtigen. Die LBE-Stoffwerte wurden temperaturabhängig anhand einer polynomiellen Funktion spezifiziert.

Wie in Abschnitt 6.4.2 beschrieben, wurde bei der Simulation lediglich ein 1° -Symmetriesektor der Anlage berücksichtigt. Die Symmetrieflächen wurden dabei als Wedge-Randbedingungen definiert. Aus diesem Grund wurde der in Abb. 6.20 dargestellte Massenstrom mit einem Skalierungsfaktor von $1/360$ angepasst, exportiert und in OpenFOAM eingelesen. Analog dazu wurde die Leistung des 3D-Heizers auf eine konstante, entsprechend skalierte Leistung von $11,11\text{ W}$ gesetzt. Die in Abb. 6.21 angegebenen Ein- und Austrittstemperaturen des LBE wurden direkt von OpenFOAM übernommen. Am Auslass wurde ein konstanter Druck von $4,47\text{E}+5\text{ Pa}$ festgelegt. Für den Ein- und den Auslass wurde eine Turbulenzintensität von 5% angenommen. Für den wandnahen Bereich wurde die `LowRe`-Wandfunktion verwendet. Die Zeitdiskretisierung wurde mit einem Euler-Schema realisiert. Das Advektions-Schema und die Turbulenz wurden mit Genauigkeit erster Ordnung gerechnet. Das RMS-Konvergenzkriterium wurde auf 10^{-4} definiert, wobei OpenFOAM maximal 35 Pimple-Sub-Iterationen ausführen durfte. Die Zeitschrittgröße variierte zwischen $0,001$ bis $0,01\text{ s}$.

6.4.5 Analyse und Vergleich der CFD-Ergebnisse mit Versuchsdaten

Die Versuchsdauer im Experiment beträgt mehr als 5000 s . Um eine bessere zeitliche Auflösung in der interessanten Übergangsphase (erzwungene Konvektion $\rightarrow$ Naturkonvektion) zu erreichen, werden in den Plots nur die ersten 2000 s dargestellt. Die Turbulenzmodellierung erfolgte mit vier Turbulenzmodellen: `kOmegaSST`, `kEpsilon`, `LienCubciKEBase` und `LienCubicKEAHFM`. Die beobachteten Abweichungen zwischen Experiment und Simulation bei $t = 2000\text{ s}$ nehmen im weiteren Verlauf nicht weiter zu. Die Simulation mit `SugaCubicKEAHFM` konvergierte nicht, insbesondere die Impulsgleichung, und brach regelmäßig ab; aus diesem Grund werden hier keine Ergebnisse dargestellt. Abb. 6.22 und Abb. 6.23 zeigen die Strömungsstruktur mit Hilfe von Stromlinien gefärbt mit Geschwindigkeit unmittelbar vor der Pumpenabschaltung. Der 235°C kalte LBE-Strahl prallt auf die innere kreisförmige Platte auf und dann wird das kalte LBE Richtung Seitenwand gerichtet. Dabei entstehen drei große Wirbel in der Domäne.

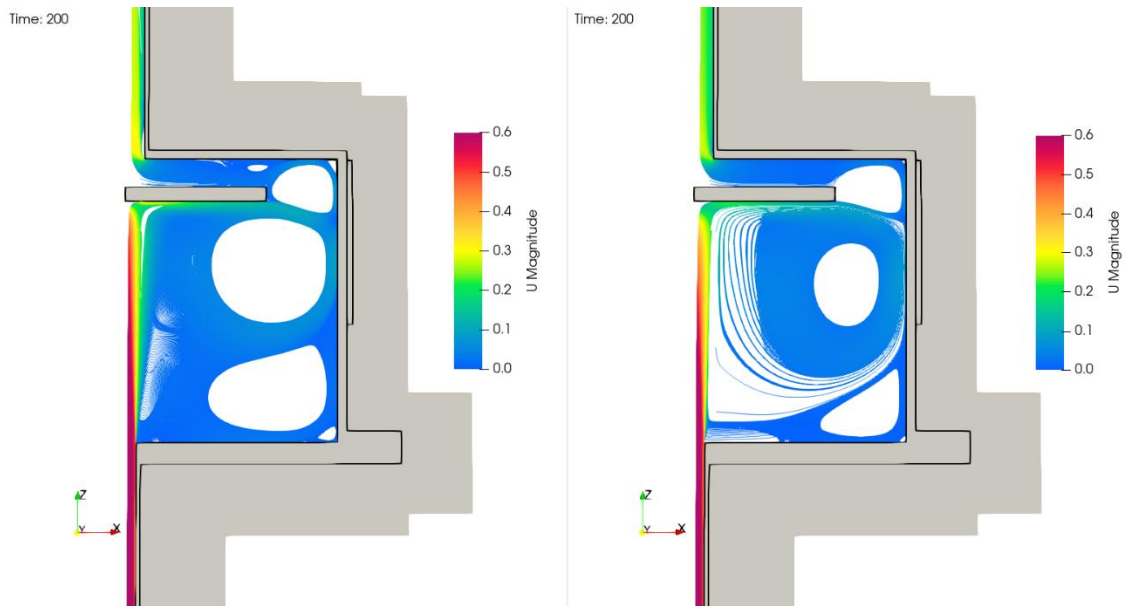


Abb. 6.22 Stromlinien gefärbt mit Geschwindigkeit in der TALL-3D-Teststrecke (t=200 s): kOmegaSST (links) und kEpsilon (rechts)

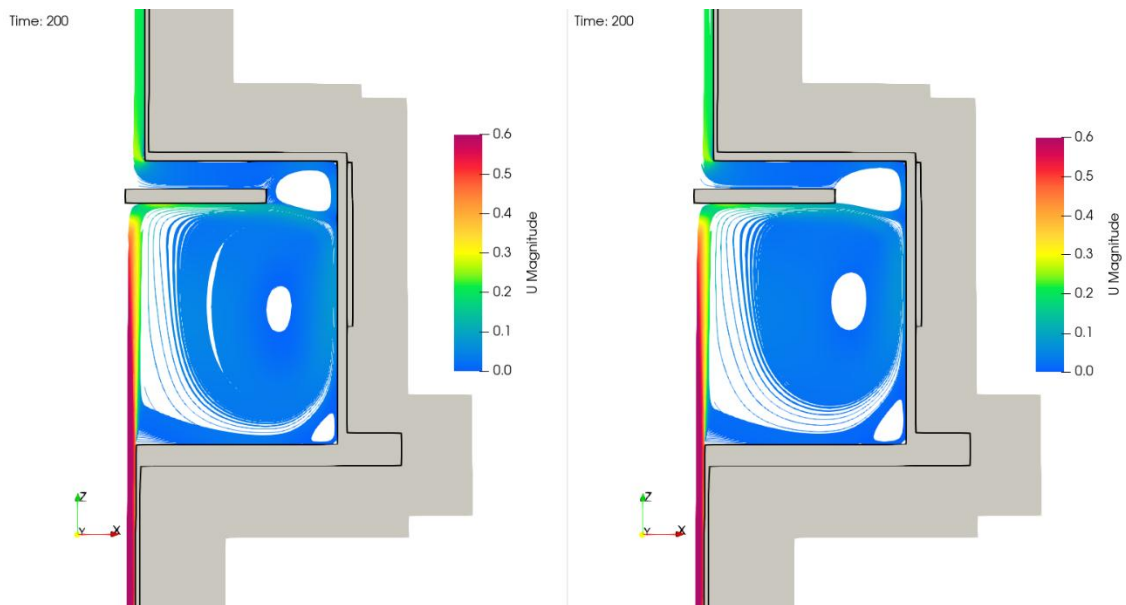


Abb. 6.23 Stromlinien gefärbt mit Geschwindigkeit in der TALL-3D-Teststrecke (t=200 s): LienCubciKEBase (links) und LienCubicKEAHFM (rechts)

In allen Simulationen rotiert der zentrale Wirbel im Uhrzeigersinn (Abb. 6.22 und Abb. 6.23) und führt Wärme von der Teststreckenwand ab. Die Temperaturverteilung in der Teststrecke wird in Abb. 6.24 und Abb. 6.25 dargestellt. Das erwärmte LBE wird anschließend in die zentralen und unteren Teststreckenbereiche transportiert, wo es sich mit dem kalten LBE vermischt. Wegen größerer Wirbel in den Rechnungen mit den neuen Turbulenzmodellen LienCubicKEBase und LienCubicKEAHFM kommt es zu

einer besseren Durchmischung im TALL-3D-Behälter. Ein kleiner Teil des von der Platte abgelösten LBE strömt nach oben und rotiert gegen den Uhrzeigersinn. Dieser Wirbel kühlt die obere rechte Ecke des Behälters, an der das Heizelement endet.

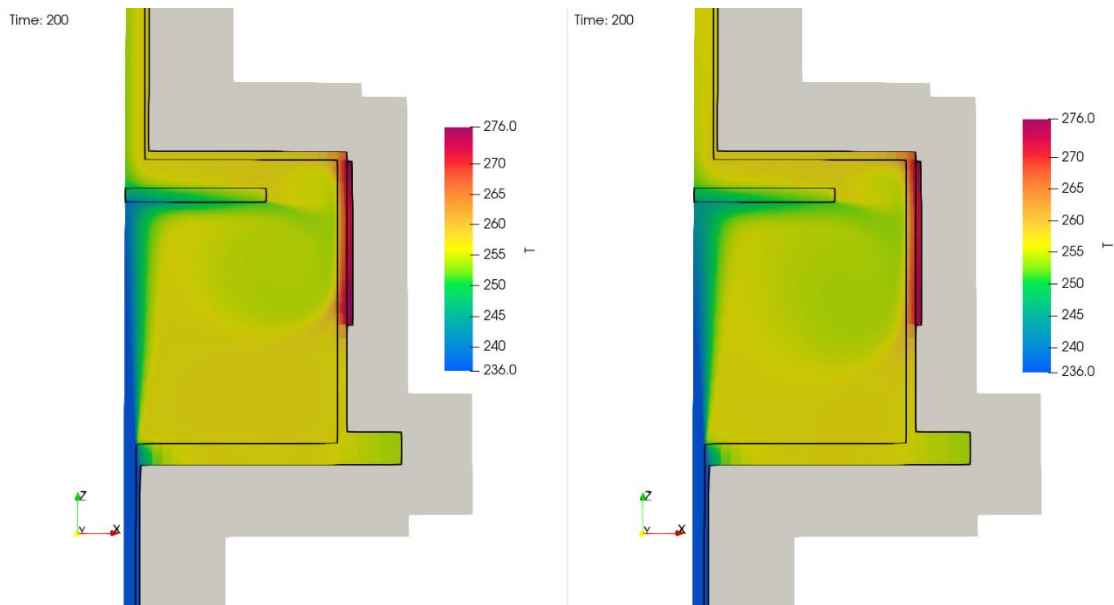


Abb. 6.24 Temperaturverteilung in der TALL-3D-Teststrecke (t=200 s): kOmegaSST (links) und kEpsilon (rechts)

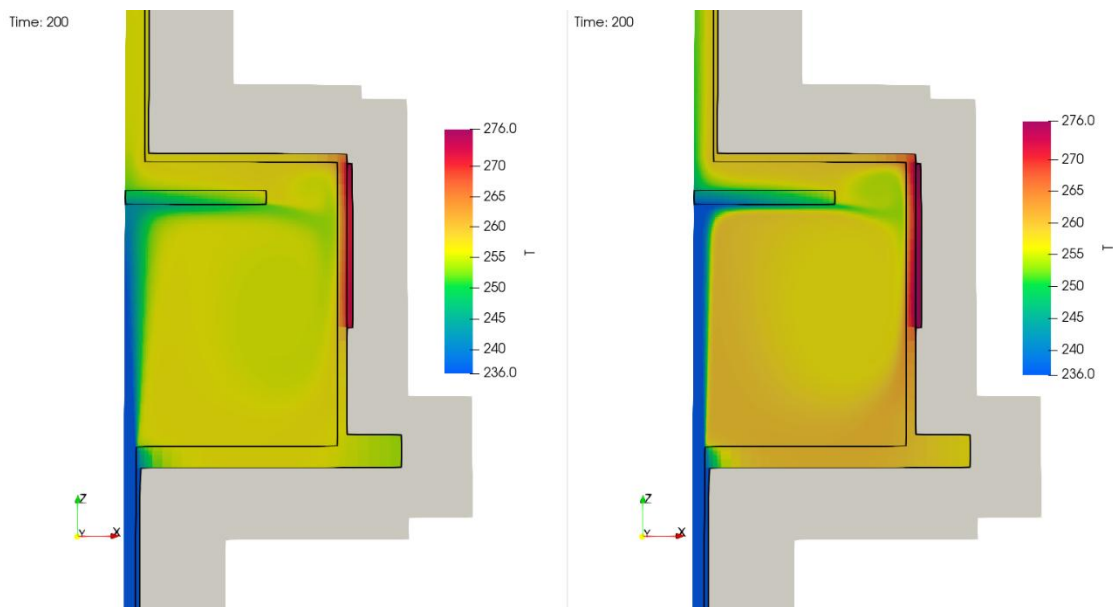


Abb. 6.25 Temperaturverteilung in der TALL-3D-Teststrecke (t=200 s): LienCubciKEBase (links) und LienCubicKEAHFM (rechts)

Abb. 6.26 und Abb. 6.27 zeigen die LBE-Geschwindigkeitsverteilung, und Abb. 6.28 und Abb. 6.29 zeigen die LBE-Temperaturverteilungen bei t=2000 s, also 1800 s nach der

Pumpenabschaltung. Zu diesem Zeitpunkt hat sich eine natürliche Zirkulation mit kleinen Strömungsgeschwindigkeiten in der TALL-3D-Anlage eingestellt. Bei geringen Strömungsgeschwindigkeiten und eingeschaltetem Heizer kommen Auftriebseffekte zur Geltung, und im TALL-3D-Pool stellt sich eine thermische Schichtung ein. Das kalte und schwere LBE befindet sich am Boden der Teststrecke, während das heiße, leichte LBE im oberen Pool-Bereich verweilt. Die maximale Strömungsgeschwindigkeit von nur 0,15 m/s tritt im Einlassrohr der Teststrecke auf, während die Geschwindigkeit im Pool um Größenordnungen niedriger ist. Aufgrund der verschlechterten Kühlung steigt die maximale LBE-Temperatur in der oberen rechten Ecke des Pools auf bis zu 315 °C. Es ist zu sehen, dass die verschiedenen Turbulenzmodelle unterschiedliche Formen und Höhen des kalten LBE-Strahls vorhersagen. Diese haben auch einen Einfluss auf die berechneten Temperaturen. In den nächsten Kapiteln werden die gerechneten Temperaturen in verschiedenen Bereichen des Pools mit den Messwerten verglichen.

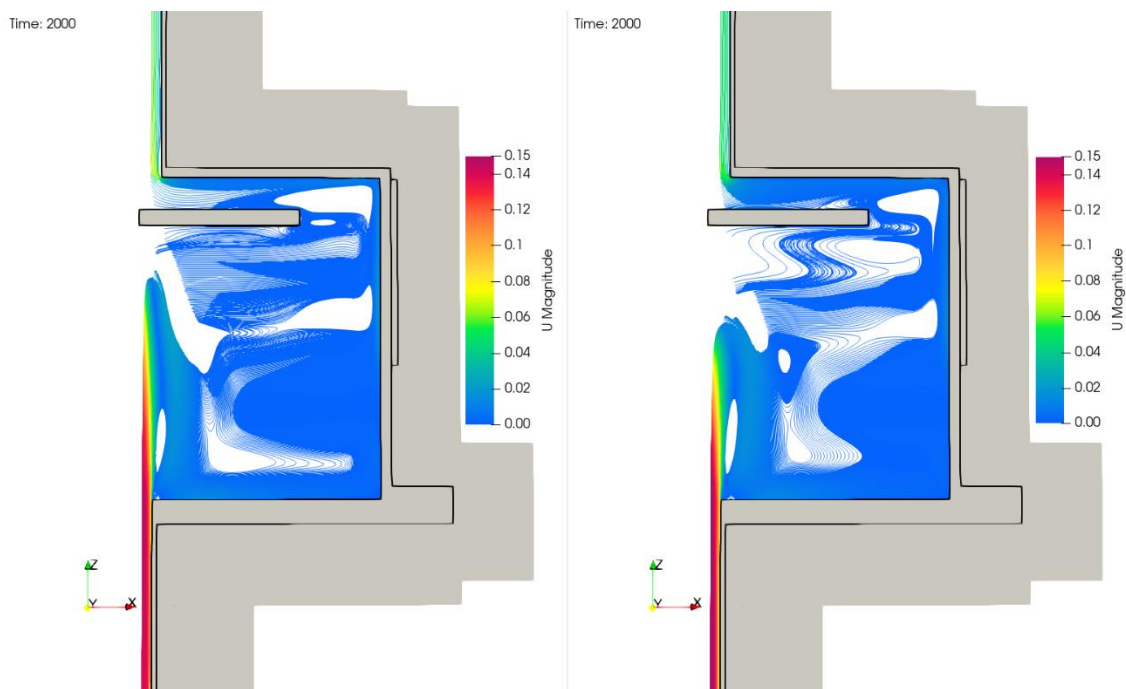


Abb. 6.26 Stromlinien gefärbt mit Geschwindigkeit in der TALL-3D-Teststrecke (t=2000 s): kOmegaSST (links) und kEpsilon (rechts)

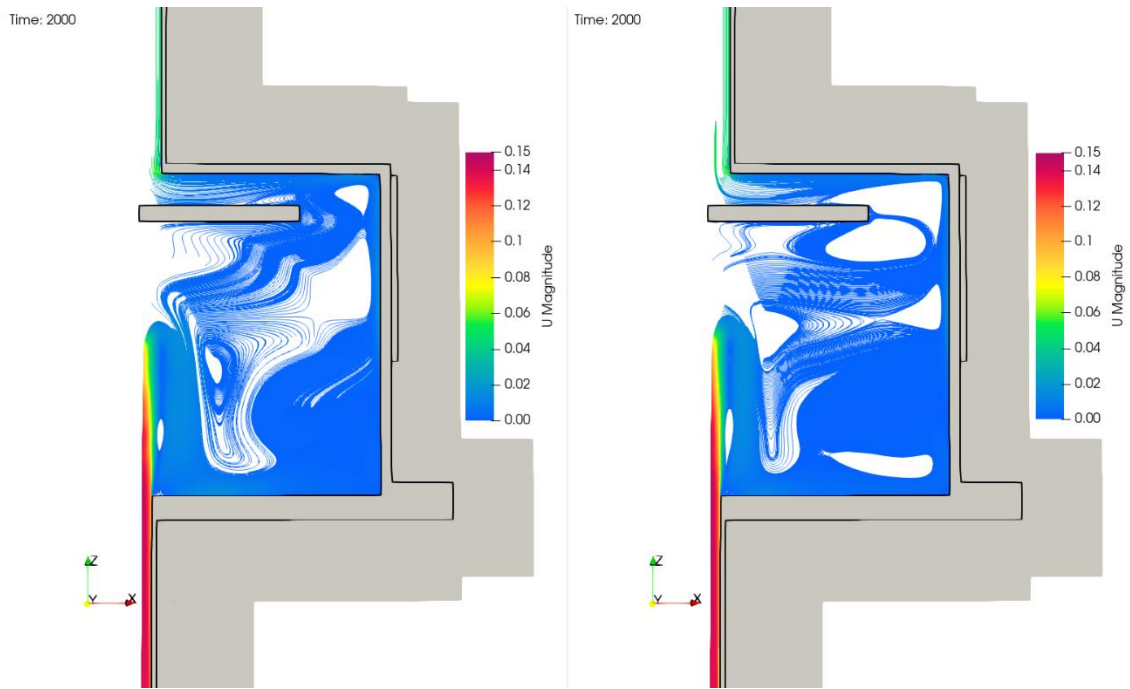


Abb. 6.27 Stromlinien gefärbt mit Geschwindigkeit in der TALL-3D-Teststrecke (t=2000 s): LienCubciKEBase (links) und LienCubicKEAHFM (rechts)

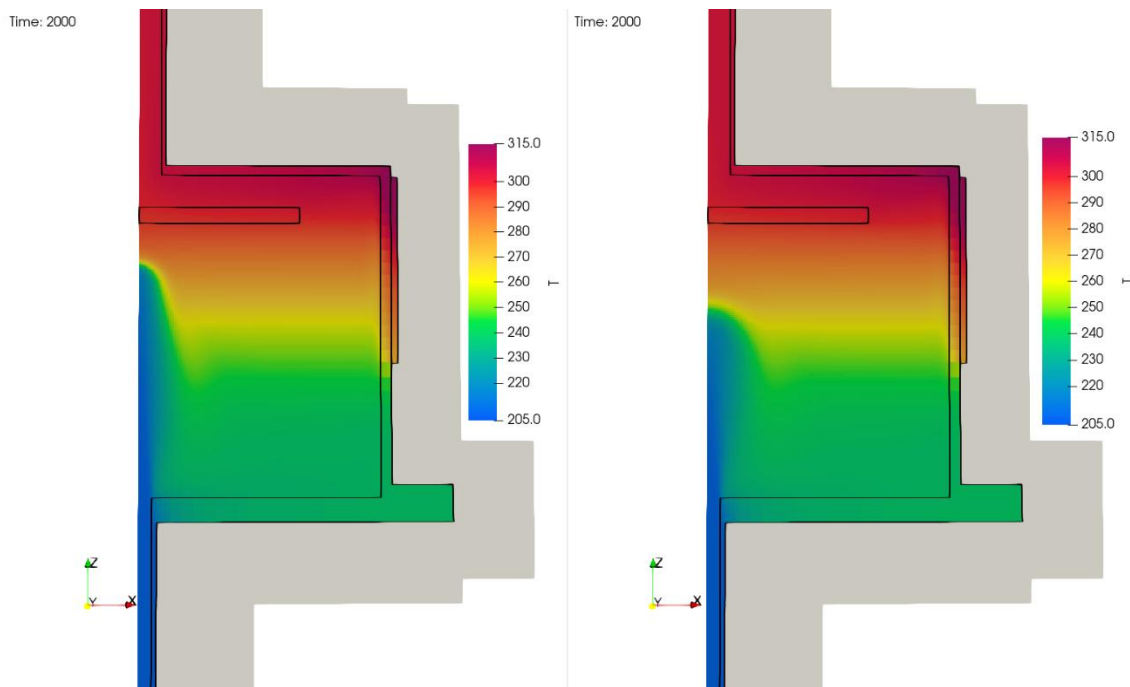


Abb. 6.28 Temperaturverteilung in der TALL-3D-Teststrecke (t=2000 s): kOmegaSST (links) und kEpsilon (rechts)

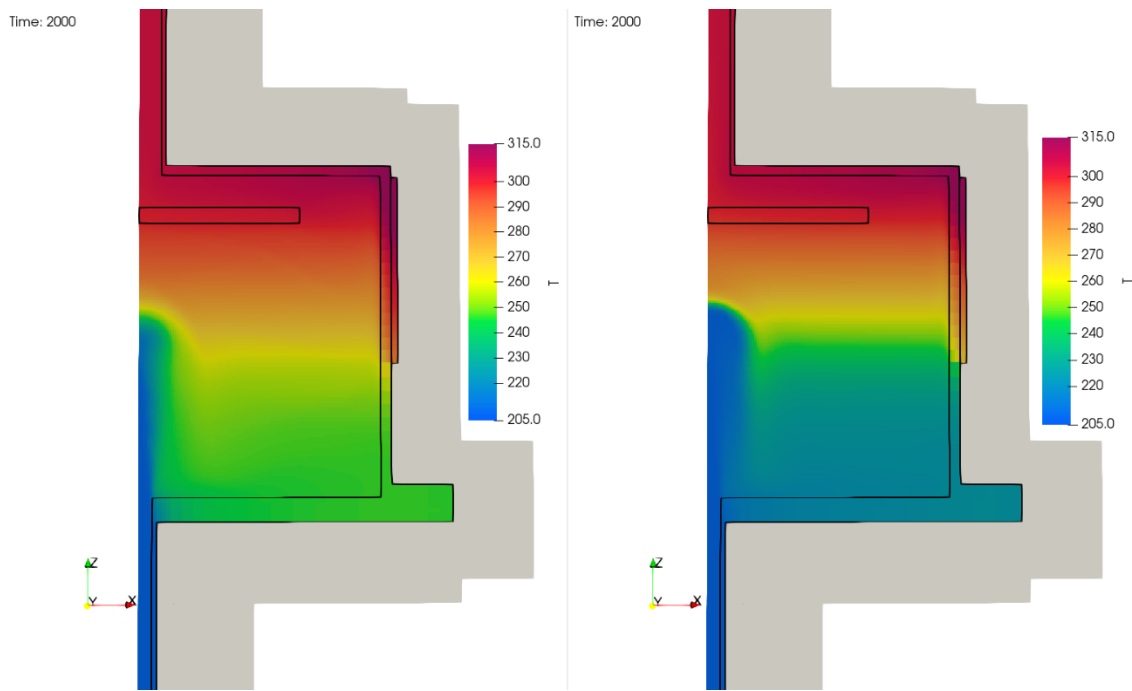


Abb. 6.29 Temperaturverteilung ($t=2000$ s) in der TALL-3D-Teststrecke:
LienCubciKEBase (links) und LienCubicKEAHFM (rechts)

6.4.5.1 Bodenplatten-Temperaturen

Abb. 6.30 zeigt den Vergleich zwischen den Simulationsergebnissen und den experimentellen Daten für die Thermoelemente BP-1 und BP-4. BP-1 befindet sich auf der Bodenplatte in der Nähe des Einlassrohres, während BP-4 näher an der seitlichen 3D-Poolwand positioniert ist. k_{Epsilon} und k_{OmegaSST} erfassen sowohl den zeitlichen Verlauf als auch die Amplitude der Temperaturänderungen relativ gut, neigen jedoch zu einer leichten Überschätzung ($\max \pm 4\text{--}5$ K) in der Naturumlaufphase. Das Modell `LienCubicKEBase` kann die Temperatur bei erzwungener Konvektion gut reproduzieren, allerdings überschätzt es in der Naturumlaufphase die Temperatur in der Bodenplatte um bis zu 15 K. Grund dafür ist eine intensivere LBE-Durchmischung im Pool in dieser Rechnung, die höchstwahrscheinlich auf eine Überschätzung der Auftriebseffekte im Behälter zurückzuführen ist. Das Verhalten des `LienCubicKEAHFM`-Turbulenzmodells ist anders: dieses überschätzt die Fluidtemperatur in der Bodenplatte bei laufender Pumpe um 5 K, während nach der Pumpenabschaltung die Temperatur systematisch um bis zu 10 K unterschätzt wird. Der Grund für die Überschätzung ist in Abb. 6.23 und Abb. 6.25 ersichtlich: `LienCubicKEAHFM` sagt einen größeren Wirbel im Pool vorher und dieser sorgt für den intensiveren Wärmetransport von der heißen Pool-Wand Richtung kalter Bodenplatte. In der Naturumlaufphase

berechnet dieses Turbulenzmodell einen breiteren kalten LBE-Strahl als alle anderen Modelle, der die Temperatur in der Bodenplatte nach unten zieht.

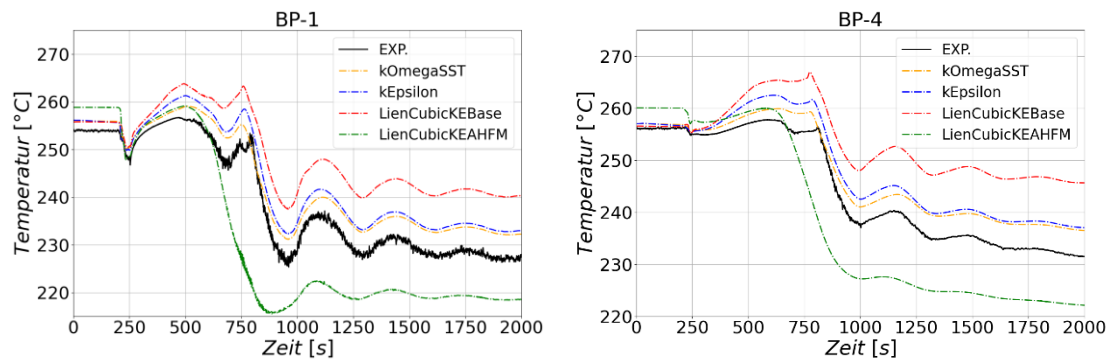


Abb. 6.30 Temperatur im 3D-Pool (s. auch Abb. 6.18): BP-1 (links) und BP-4 (rechts))

6.4.5.2 Innenrohr-Temperaturen

Die IPT-2- und IPT-6-Thermoelemente befinden sich innerhalb des Pools und stehen in keinem direkten Kontakt mit den Pool-Wänden. Auch hier lässt sich der bei den zuvor untersuchten TE beobachtete Trend feststellen. Für TE IPT-2 und IPT-6 liefern $k\Omega$ egasST und $k\epsilon$ psilon eine genauere Vorhersage der lokalen Temperatur als die kubischen Turbulenzmodelle, s. Abb. 6.31. Die maximale Abweichung von den Messwerten beträgt etwa 4 K. Die Simulation mit dem $LienCubicKEBase$ weist eine Abweichung von bis zu 16 K beim Naturumlauf sowohl im unteren als auch im oberen Pool-Bereich auf. Die Rechnung mit $LienCubicKEAHFM$ unterschätzt die LBE-Temperatur im unteren Pool-Bereich um 9 K in der Naturumlaufphase, was auf den breiteren LBE-Strahl und die starke LBE-Stratifizierung dort zurückzuführen ist.

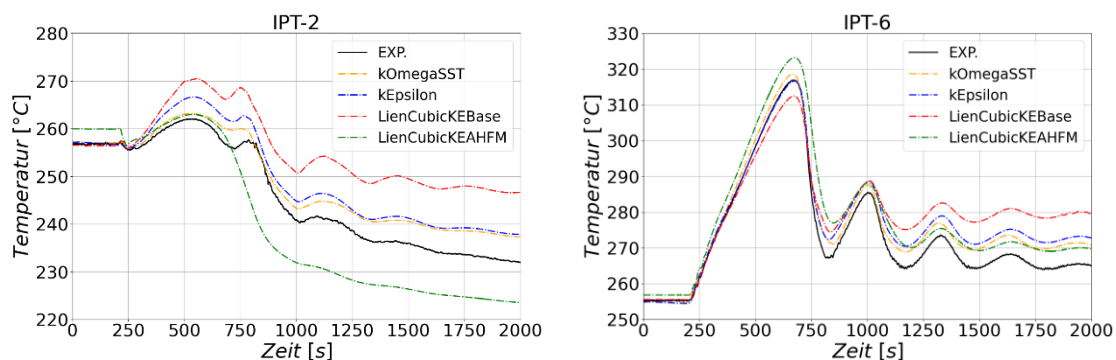


Abb. 6.31 Temperatur im 3D-Pool: IPT-2 (links) und IPT-6 (rechts)

6.4.5.3 Innenwand-Temperaturen

ILW-2 und ILW-3 sind in der Mitte bzw. im oberen Bereich der inneren Pool-Seitenwand montiert (s. Abb. 6.18). `kEpsilon` und `kOmegaSST` erfassen sowohl den zeitlichen Verlauf als auch die Temperaturgradienten relativ gut, neigen jedoch zu einer leichten Überschätzung von 2-3 K, siehe Abb. 6.32. Auch hier überschätzt `LienCubicKEBase` ab $t=750$ s die LBE-Temperatur im Pool. Bei $t=2000$ s liegt die Abweichung für IPT-3 bei 18 K. Für ILW-2 stimmt `LienCubicKEAHFM` bis $t=750$ s sehr gut überein. Ab diesem Zeitpunkt wird die ILW-2-Temperatur um bis zu 8 K unterschätzt, während der ILW-3-Wert etwa 4 K vom Messwert abweicht.

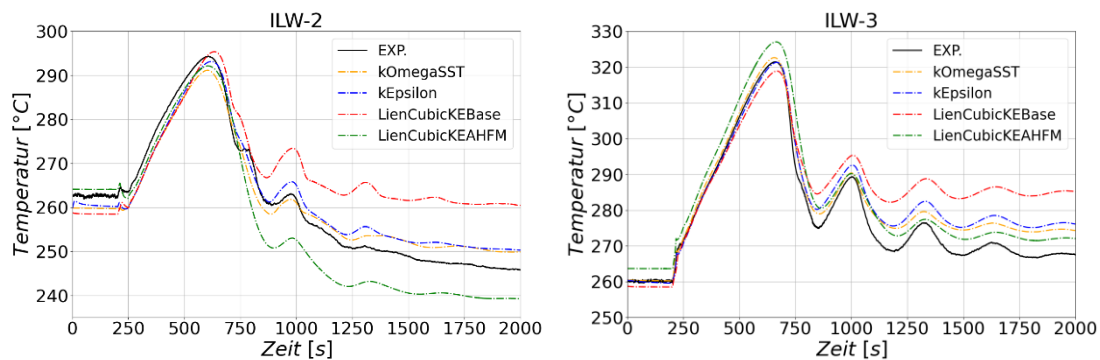


Abb. 6.32 Temperatur im 3D-Pool: ILW-2 (links) und ILW-3 (rechts)

6.4.5.4 Temperaturen an der Innenplatte

Die TE sind an der unteren Wand der kreisförmigen Innenplatte positioniert, wobei sich CIP-4 in der Nähe der Plattenmitte und CIP-10 am Ende der Metallplatte befinden. Bei $t\sim 750$ s erreicht der Massenstrom sein Maximum von 0,62 kg/s (Abb. 6.20 und Abb. 6.21) und der kalte LBE-Strahl trifft auf die kreisförmige Innenplatte auf, wodurch der TE-Kopf von CIP-4 stark abgekühlt wird. Die Temperaturabsenkung wurde von `kOmegaSST` sehr gut erfasst, während `LienCubicKEBase` die Temperaturabsenkung an dieser Stelle (Abb. 6.33) unterschätzt. Die Simulationen mit `kEpsilon` und `LienCubicKEAHFM` zeigen höhere Temperaturen in der Übergangsphase zwischen erzwungener und natürlicher Konvektion. Grund dafür ist die Tatsache, dass der kalte LBE-Strahl hoch genug in den Behälter eindringen kann, um die Platte zu berühren, ohne abgebremst und abgelenkt zu werden (obwohl der Massenstrom am Einlass vorgegeben ist). Als Folge sinkt die Temperatur bei $t\sim 750$ s nicht weiter. CIP-10 befindet sich am Rande der Platte und wird vom LBE-Strahl nicht berührt. Alle Turbulenzmodelle erfassen

den Temperaturverlauf gut an dieser Stelle, allerdings überschätzt `LienCubicKEAHFM` die Übergangsphase zwischen erzwungener und natürlicher Konvektion.

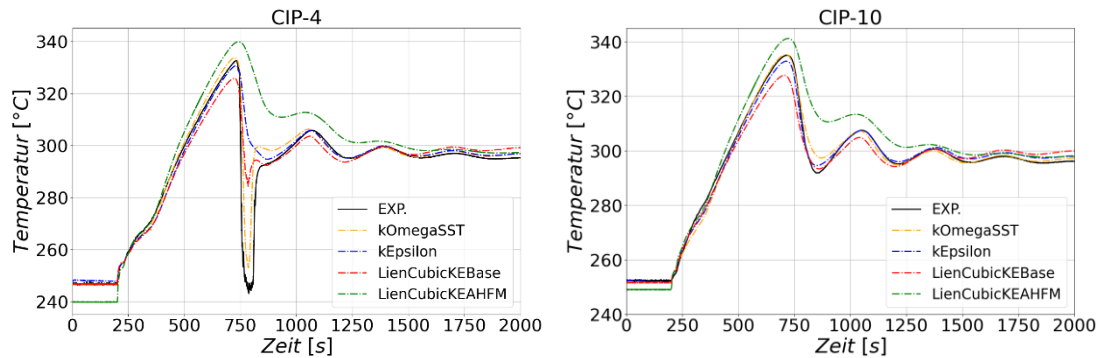


Abb. 6.33 Temperatur im 3D-Pool: CIP-4 (links) und CIP-10 (rechts)

6.4.5.5 Außenwand-Temperaturen

Die Thermoelemente OLW-2 und OLW-7 sind an der Pool-Außenwand befestigt. OLW-2 ist im unteren Wandbereich, während OLW-7 im oberen liegt, zwischen Wand und Heizer. Die Standard-Turbulenzmodelle erfassen den OLW-2-Verlauf mit einer maximalen Überschätzung von 4 K, während `LienCubicKEAHFM` die Temperatur um ca. 10 K im Naturumlauf unterschätzt. `LienCubicKEBase` überschätzt die OLW-2-Temperatur um etwa 9 K. Die Übereinstimmung für das obere Thermoelement OLW-7 ist etwas besser, wobei `LienCubicKEBase` die Temperaturspitze um ca. 10 K unterschätzt, während das Modell die Temperatur in der Spätphase überschätzt.

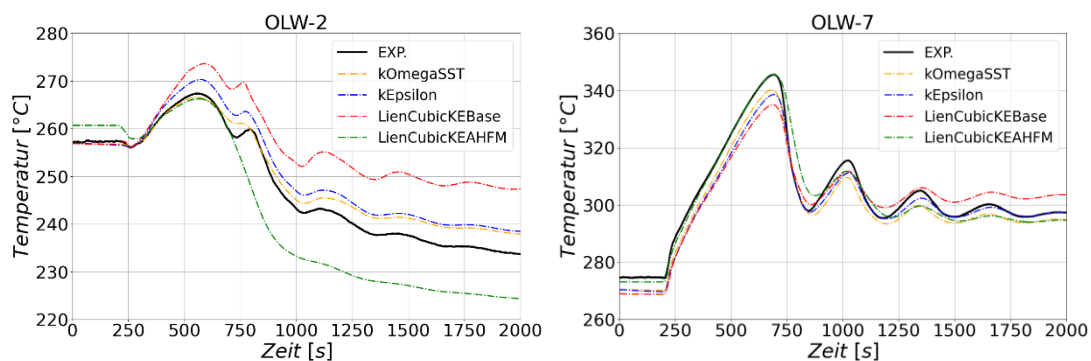


Abb. 6.34 Temperatur im 3D-Pool: CIP-4 (links) und CIP-10 (rechts)

Die bisherigen Analysen zeigen, dass die neuen Turbulenzmodelle `LienCubicKEBase` und `LienCubicKEAHFM` in diesem konkreten TALL-3D-Testfall schlechter als die Standard-Modelle in OpenFOAM abschneiden. `LienCubicKEBase` überschätzt

systematisch die Temperatur in der Teststrecke und dies deutet auf eine höhere Turbulenz, intensive Durchmischung und überschätzte Auftriebseffekte hin. Das `LienCubicKEAHFM`-Turbulenzmodell führt zu einer niedrigen Turbulenz in der Naturumlaufphase mit unterschätzten Auftriebseffekten und stärkerer LBE-Schichtung im Pool. Darüber hinaus weichen die mit dem `LienCubicKEAHFM`-Turbulenzmodell erzielten Ergebnisse am stärksten vom Experiment ab. Ein möglicher Grund dafür sind die in der algebraischen Gleichung zur Berechnung des turbulenten Wärmestroms θu_i (Gleichung (6.11)) eingesetzten Koeffizienten. Diese spielen eine wesentliche Rolle bei dessen Berechnung und wurden von anderen Wissenschaftlern mehrmals kalibriert. Eine ständige Kalibrierung zu jedem konkreten Testfall ist aber nicht zielführend, da die Turbulenzmodellierung von variablen Parametern weitgehend unabhängig bleiben soll. Eine häufige Parameter-Kalibrierung im Turbulenzmodell kollidiert mit dem „General Purpose“-Konzept von CFD. Daher ist die Nachrechnung von weiteren TALL-3D-Versuchen sowie die Validierung anhand anderer Experimente notwendig, um die Vorhersagekraft der neuen Modelle endgültig beurteilen zu können. Dabei sollten alle 38 vorhandenen TALL-3D-Messstellen mit den Simulationsergebnissen verglichen werden, um ein vollständiges Bild von den Prozessen im 3D-Pool bekommen zu können.

6.5 Fazit

In diesem Arbeitspaket wurden verschiedene Turbulenzmodelle in OpenFOAM implementiert und erweitert. Ziel dabei war eine verbesserte Berechnung des turbulenten Wärmestroms in Flüssigmetallströmungen. Zuerst wurde die Berücksichtigung von kompressiblen und inkompressiblen Strömungen mit Auftriebseffekten mit `LienCubicKEBase` und `SugaCubicKE` ermöglicht. Diese wurden anhand DNS-Daten zu einer Kanalströmung validiert, dabei zeigten sie plausible Ergebnisse. Nach der Implementierung beider Basisklassen in OpenFOAM wurden die Turbulenzmodelle `LienCubicKEAHFM` und `SugaCubicKEAHFM` als neue Klassen in OpenFOAM definiert, die ihre zugehörige Basisklasse (`LienCubicKEBase` bzw. `SugaCubicKE`) aufrufen. In diesen neuen Klassen wurde der Beitrag der turbulenten Produktion aufgrund von Auftrieb durch die inneren Quellterme `kSource` (S_k) und `epsilonSource` (S_ϵ) berücksichtigt. Diese wurden mit drei Rayleigh–Bénard-Konvektions-Tests gegen DNS-Daten validiert. Das normierte mittlere Temperaturprofil T^+ konnte mit den neuen Modellen gut wiedergegeben werden, bei den normierten Temperaturschwankungen wurden jedoch größere Abweichungen vom Referenzwert festgestellt. Immerhin zeigten die beiden Modelle bessere Ergebnisse im Vergleich zum AHFM-2005-Modell. Die Validierung anhand des TALL-3D-Versuchs

zeigte deutlich, dass hier weitere Forschungsarbeiten notwendig sind. Im Rahmen dieser sollen die Modellkonstanten näher untersucht werden und weitere Validierungsfälle herangezogen werden.

7 Querschnittsaufgaben

Im geplanten Vorhaben nehmen die nationale und internationale Zusammenarbeit sowie die Beteiligung an Aktivitäten der OECD/NEA weiterhin einen breiten Raum ein. Im Rahmen der nationalen Vernetzung organisierte die GRS das 34., 35. und 36. CFD-Verbund-Meeting in Garching. Das Hauptziel des jährlichen Treffens ist es, eine gemeinsame Plattform für den Erfahrungsaustausch unter den deutschen CFD-Anwendern zu bieten. Hier können Fortschritte, Herausforderungen, Methoden und Ansätze CFD-bezogener Themen geteilt werden, um so die Zusammenarbeit im Bereich der numerischen Analysen mit CFD-Programmen zu verbessern. Der Verbund zur „Entwicklung und Anwendung von Computational Fluid Dynamics (CFD)-Programmen für Phänomene im Kühlkreislauf von Leichtwasserreaktoren“ wurde im Jahr 2002 unter Federführung der Gesellschaft für Anlagen- und Reaktorsicherheit (GRS) mbH erstellt. Die Untersuchungen beschränkten sich zunächst auf dreidimensionale Strömungen im Primärkreis und im Containment von Druckwasserreaktoren. In der Zwischenzeit werden Analysen auch zu weiteren Anlagenkomponenten und Anwendungsgebieten zu kerntechnischen Anlagen (z.B. Dekontaminierung) vorgestellt. Weiterhin gibt es immer wieder auch Vorträge von internationalen Experten in den Bereichen CFD, Turbulenzmodellierung, Experimente usw., die die Veranstaltung mit ihrer Präsenz und ihren Vorträgen bereichern. Einen guten Überblick über die Geschichte und die CFD-Entwicklungen in Deutschland im Bereich der nuklearen Sicherheitsforschung in den letzten 20 Jahren gibt /PAP 23/.

Im Ergebnis eines von der GRS organisierten Meetings im Jahr 2017 wurde festgelegt, dass in zukünftigen Projekten CFD-Modellentwicklungen bevorzugt in OpenFOAM erfolgen sollen. Die notwendige Bereitstellung, Erweiterung und langfristige Wartung einer gemeinsamen Programmversion für die nukleare Sicherheitsforschung mit Bezug auf das Reaktorkühlsystem wird dabei vom HZDR im Rahmen von öffentlich geförderten Projekten übernommen. Im Rahmen von öffentlich geförderten Projekten zur nuklearen Sicherheitsforschung mit OpenFOAM erstellten Softwareerweiterungen und Simulationssetups zur Validierung pflegt, hält dauerhaft lauffähig und stellt HZDR die Reproduzierbarkeit der Ergebnisse sicher. Weiterhin wird auch die Kompatibilität mit der jeweils aktuellen OpenFOAM-Version gewährleistet. Aus diesem Grund arbeitet die GRS eng mit HZDR zusammen: neben dem Austausch im Rahmen der CFD-Verbund-Meetings findet solches auch im Rahmen von monatlichen bilateralen GRS-HZDR-Treffen statt. Die GRS wird fachlich durch Beratung zur NUSAR-RCS-Umgebung unterstützt. Darüber hinaus fand im Jahr 2024 eine zweitägige Schulung in Dresden statt. Dabei halfen

HZDR-Turbulenzexperten bei der Implementierung des in AP 4 entwickelten Turbulenzmodells in NUSAR-RCS.

Die Zusammenarbeit mit internationalen Partnern in verschiedenen Gremien und im Rahmen von Kollaborationen wird zunehmend wichtiger. Grund dafür ist die Tatsache, dass sie Zugang zu wertvollen Versuchsdaten schaffen, die sonst nicht zugänglich wären. Nach der Abschaltung der deutschen KKW werden von der GRS vermehrt Analysen zu ausländischen Anlagen durchgeführt, deswegen gewinnt die internationale Vernetzung noch mehr an Bedeutung. Daher nimmt die GRS seit vielen Jahren an internationalen Projekten, Kollaborationen, Benchmarks, Workshops und Konferenzen zum Thema CFD teil.

Im Rahmen dieses Vorhabens wurde auch mit NRG PALLAS (Niederlande) kooperiert. Die in AP 4 entwickelten und implementierten AHFM-Turbulenzmodellen gehören zu der gleichen Klasse wie die von NRG PALLAS in /SHA 13/, /SHA 14/ beschriebenen Entwicklungen. NRG hatte eine führende Rolle in den europäischen Projekten THINS (Thermal-Hydraulics of Innovative Nuclear Systems) (/PAP 15/), SESAME (Thermal-hydraulics Simulations and Experiments for the Safety Assessment of Metal-cooled reactors) (/ROE 18/) und MYRTE (MYRRHA Research and Transmutation Endeavour) (/EUR 25/) und verfügt über langjährige Erfahrungen zur Weiterentwicklung und Implementierung von AHFM-Turbulenzmodellen in CFD-Codes. Deshalb wurde eine fachliche Kooperation zwischen der GRS und NRG auf dem Gebiet der Turbulenzmodellierung für Fluide mit niedriger Prandtl-Zahl aufgebaut. Mehrere Gespräche zur Zusammenarbeit auf dem Gebiet der Turbulenzmodellierung mit OpenFOAM für Fluide mit niedriger Prandtl-Zahl fanden statt. In einem dedizierten Meeting wurden die neuesten Entwicklungen auf dem Gebiet bei der GRS und NRG PALLAS diskutiert. Die niederländischen Kollegen waren an den GRS-Entwicklungen sehr interessiert. Die fruchtbaren Diskussionen führten nicht nur zum Informations- sondern auch zum Quellcode-Austausch.

Im Rahmen der OECD/NEA-Aktivitäten beteiligte sich die CFD-Gruppe der GRS an mehreren Meetings der WGAMA Task Group on CFD for Nuclear Reactor Safety Phase 6. Dort wurden verschiedene Aktivitäten von WGAMA diskutiert: die Verfassung des CSNI Technical Opinion Paper No. 20 - Use of Computational Fluid Dynamics for Nuclear Safety /OEC 24/, die Erstellung einer Datenbank mit CFD-relevanten Daten sowie die Vorbereitung von kurzen Informationsunterlagen zur CFD-Anwendung in der Reaktorsicherheit. Weiterhin hat die GRS auch an den WGAMA Task Group CFD-Meetings zum aktuellen OECD/NEA-Benchmark „T-Junction Dead Leg Experiment“ teilgenommen. Die

GRS nimmt am Benchmark teil (Im Rahmen von UMRS1620) und hat ihre Ergebnisse bereits vorgestellt. Diese wurden auch bei dem von OECD/NEA organisierten Workshop CFD4NRS-10 im Dezember in Japan vorgestellt /PAP 25a/.

Die GRS wurde auch bei den Sustainable Nuclear Energy Technology Platform (SNETP)-Foren in Göteborg (2023), Rom (2024) und Warschau (2025) vertreten. Die Technologieplattform für nachhaltige Kernenergie (SNETP) wurde im September 2007 als Forschungs-, Entwicklungs- und Innovationsplattform gegründet, um den sicheren, zuverlässigen und effizienten Betrieb ziviler Kernenergiesysteme der Generationen II, III und IV zu unterstützen und zu fördern. SNETP ist von der Europäischen Kommission als Europäische Technologie- und Innovationsplattform anerkannt. Bei den SNETP-Veranstaltungen präsentierte die GRS das von ihr koordinierte europäische Projekt GO-VIKING und pflegte die Kontakte mit weiteren europäischen Partnern. Es muss erwähnt werden, dass der GRS bei einem Gespräch im Rahmen des SNETP-Forums in Göteborg der Zugang zu den in diesem Projekt verwendeten MAHICan-Daten zugesichert wurde. Dies zeigt deutlich die Bedeutung der internationalen Vernetzung der GRS für die eigenen Forschungsarbeiten.

Die GRS nahm auch an den NUGENIA TA1-Meetings teil. Die Nuclear Generation II & III Alliance (NUGENIA) widmet sich der Forschung und Entwicklung von Kernspaltungstechnologien, wobei der Schwerpunkt auf dem sicheren und effizienten Betrieb von Kernkraftwerken der Generation II und III liegt. NUGENIA Technical Area (TA) 1 – Plant Safety and Risk Assessment widmet sich der Verbesserung des physikalischen Verständnisses und der numerischen Modellierung der relevanten Phänomene, die bei Vorfällen und Unfällen in KKW eine Rolle spielen. Dadurch sollen die Kapazität und Vollständigkeit des Anlagenverhaltens erhöht und die Genauigkeit der Sicherheitsmarginbewertung entsprechend verbessert werden.

Nicht zuletzt hat die GRS auch an den Konferenzen NUTHOS-14 /PAP 24/ und NURETH-21 /PAP 25b/ teilgenommen. Dort wurden auch Ergebnisse von GRS-Analysen zu strömungsinduzierten Schwingungen von der GRS vorgestellt. Die Zuhörer in der Sitzung waren an den Arbeiten interessiert. Nach der Präsentation wurden mehrere Fragen gestellt und beantwortet. Die GRS-Arbeiten konnten einem breiten internationalen Publikum vorgestellt werden. Die Sichtbarkeit der GRS im internationalen Umfeld wurde verbessert und die eigenen Forschungsaktivitäten konnten verbreitet werden. Die Diskussionen mit Wissenschaftlern, die sich mit ähnlichen Themen befassen, waren

für die eigenen Arbeiten hilfreich. Darüber hinaus konnten die neuesten Entwicklungen im Bereich der Thermohydraulik verfolgt werden.

Im Rahmen der Verbreitung der Ergebnisse wurde das Paper „Extension of the Turbulent Heat Flux Modelling in Open-FOAM for Improved Simulation of Liquid Metal Flows“ verfasst, das die wesentlichen Ergebnisse von AP3 zusammenfasst. Dies wurde bei der europäischen Open-Access-Zeitschrift „EPJ Nuclear Sciences & Technologies“ eingereicht. Derzeit wird das Paper von den Reviewern überprüft und vermutlich nach Projektende veröffentlicht.

8 Zusammenfassung und Schlussfolgerungen

Die genaue Vorhersage der Siedekrise kann einen wichtigen Beitrag zur Erhöhung der Sicherheit von Kernkraftwerken leisten, weil damit potenzielle Auslegungsschwächen und Schädigungsszenarien besser erkannt werden können. Zur Bestimmung der kritischen Wärmestromdichte sind spezielle CHF-Modelle notwendig, die in OpenFOAM bisher nicht verfügbar waren. Um diese Lücke zu schließen, wurden im Rahmen dieses Projekts zwölf CHF-Modelle und eine entsprechende Randbedingung in OpenFOAM implementiert und validiert. Dies ermöglichte die Simulation der unterschiedlichen Siedegebiete, wobei die Umschaltung zwischen den Modellen mit bestimmten Umschaltkriterien erfolgte und mit 2D-Simulationen erfolgreich getestet wurde. Die Validierung anhand der Becker- und BFBT-Versuche in 3D zeigte, dass OpenFOAM die Siedekrise vorhersagen kann. Gewisse Abweichungen von den Versuchsdaten wurden bei der berechneten maximalen Temperaturspitze sowie beim genauen Zeitpunkt des Temperaturanstiegs festgestellt. Trotzdem wurde bewiesen, dass mit dem 3D-CFD-Verfahren und den neu implementierten Modellen das lokale Auftreten von CHF vorhergesagt werden kann.

Im Rahmen der ALADIN-Untersuchungen zu Brennelement-Lagerbecken wurden die Analysen zu den Szenarien „Luftgekühltes BE ohne Wasserblockade“ und „Dampfkühlung“ durchgeführt. Es wurde gezeigt, dass die Strahlungsmodellierung sowohl in OpenFOAM als auch in ANSYS CFX eine große Rolle spielt. Die Heizstab-Modellierung musste mit einer Kalibrierung der MgO-Stoffwerte im CFD-Modell verbessert werden. Während ANSYS CFX den Temperaturanstieg in der Aufheizphase im einphasigen Szenario „Luftgekühltes BE ohne Wasserblockade“ relativ gut wiedergegeben hat, traten Abweichungen von den ALADIN-Daten im komplexeren, zweiphasigen Szenario „Dampfkühlung“ auf. Aufgrund der sehr kleinen OpenFOAM-Zeitschritte und der großen experimentellen Zeitskalen (Stunden) musste auch der Modellierungsumfang entsprechend reduziert werden, so dass ein Unterkanal-Modell erstellt wurde, um hinreichend schnell Ergebnisse zu erhalten. Trotz Abweichungen an bestimmten Stellen war OpenFOAM in der Lage, die komplexen Verdampfungsphänomene mit einem absinkenden Füllstand in der Teststrecke qualitativ wiederzugeben. Mögliche Gründe für die quantitativen Abweichungen von den Messwerten sind vereinfachte Geometrie (Modellierung) sowie unpräzise oder fehlerhafte Randbedingungen/Initialisierung.

Die MAHICan-Simulationsergebnisse zeigen, dass sich generell mit OpenFOAM und der VOF-Methode das zweiphasige Luft-Wasser-Strömungsregime und teilweise der Druckabfall in helikalen Rohren vorhersagen lassen. Dabei sollen geeignete

Randbedingungen, Rechennetze und Zeitschritte verwendet werden. Dabei wurden in den MAHICan-Analysen alle Strömungsregimes (Blasen-, Pfropfen-, Schwall-, Schwall-Ring- und Ringströmung) durchgerechnet. Eine gute quantitative Übereinstimmung mit den experimentellen Daten für den Zweiphasen-Druckverlust und den Luft-Volumenanteil wurde jedoch nur für bestimmte Pfropfen- und Schwallströmungen festgestellt. In den Fällen mit einer niedrigen Luftgeschwindigkeit (Blasen- und Pfropfenströmung) wurden die Zweiphasen-Druckverluste in den Simulationen erheblich überschätzt, während in den Testfällen mit hohen Luftgeschwindigkeiten der Druckverlust vom Code unterschätzt wurde. Die Simulationslänge kann hier auch einen Einfluss auf die statistische Auswertung der Rechenergebnisse haben.

In diesem Vorhaben wurden verschiedene Turbulenzmodelle in OpenFOAM implementiert und erweitert. Ziel dabei war eine verbesserte Berechnung des turbulenten Wärmestroms in Flüssigmetallströmungen. Zuerst musste die Berücksichtigung von kompressiblen und inkompressiblen Strömungen mit Auftriebseffekten mit dem `LienCubicKEBase` und `SugaCubicKE` ermöglicht werden. Die Turbulenzmodelle `LienCubicKEAHFM` und `SugaCubicKEAHFM` wurden als neue Klassen in OpenFOAM definiert. In diesen neuen Klassen wurde der Beitrag der turbulenten Produktion aufgrund von Auftrieb durch die inneren Quellterme `kSource` (S_k) und `epsilonSource` (S_ϵ) berücksichtigt. Das normierte mittlere Temperaturprofil T^+ konnte mit den neuen Modellen für den Rayleigh–Bénard-Konvektion-Testfall gut wiedergegeben werden, bei den normierten Temperaturschwankungen wurden jedoch größere Abweichungen vom Referenzwert festgestellt. Immerhin zeigten die beiden Modelle bessere Ergebnisse im Vergleich zum AHFM-2005-Modell. Die Validierung anhand des TALL-3D-Versuchs zeigte jedoch noch deutlicher, dass hier weitere Forschungsarbeiten notwendig sind. Im Rahmen dieser sollen die Modellkonstanten näher untersucht werden und weitere Validierungsfälle herangezogen werden.

Im Vorhaben nahmen die nationale und internationale Zusammenarbeit sowie die Beteiligung an Aktivitäten der OECD/NEA, SNETP, NUGENIA weiterhin einen breiten Raum ein. Nach der Abschaltung der KKW in Deutschland spielt die Beziehung zu den europäischen Partnern eine immer wichtigere Rolle, da die internationale Zusammenarbeit Zugang zu experimentellen Daten und wertvollen Analysen ermöglicht. Insbesondere wurden Treffen des deutschen CFD-Verbands organisiert. Weiterhin erfolgte eine Beteiligung an der OECD/NEA WGAMA Task Group CFD und deren Aktivitäten.

Literaturverzeichnis

- /ABE 09/ Abe, H., Antonia, R. A., Kawamura, H.: Correlation between small-scale velocity and scalar fluctuations in a turbulent channel flow. *Journal of Fluid Mechanics*, Bd. 627, S. 1–32, 2009.
- /ANS 21/ ANSYS, Inc.: ANSYS User's Manuals. Version ANSYS 2021 R2, ANSYS Inc., 2021.
- /ANS 25/ ANSYS, Inc.: CFX-Solver Theory Guide, Release 2025 R2. Juli 2025.
- /APS 02/ Apsley, D.: Turbulence Modelling in STREAM. 22 S.: Manchester, UK, 2002.
- /BEC 83/ Becker, K. M., Ling, C. H., Hedberg, S., Strand, G., Royal Inst. of Tech., Stockholm . Dept. of Reactor Technology: An experimental investigation of post dryout heat transfer. 1983.
- /BMUV 23/ Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz, nukleare Sicherheit und Verbraucherschutz (BMUV): Bekanntmachung der Forschungsförderung zur nuklearen Sicherheit, vom 14. November 2023. Hrsg.: Bundesministerium der Justiz und für Verbraucherschutz (BMJ), BAnz AT 22.11.2023 B6, 22. November 2023.
- /BRE 19/ Breitenmoser, D., Manera, A., Prasser, H.-M., Petrov, V.: High-resolution high-speed void fraction measurements in helical tubes using X-ray radiography. In: ANS (Hrsg.): Proceedings of the 18th International Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal Hydraulics 2019, NURETH 2019. NURETH-18, Portland, Oregon, 18. - 23. August 2019, 2019.
- /BRO 50/ Bromley, L. A.: Heat Transfer in Stable Film Boiling. *Chemical Engineering Progress*, Nr. 46, S. 221–227, 1950.
- /BUC 16/ Buchholz, S., Palazzo, S., Papukchiev, A., Scheuerer, M.: Entwicklung und Validierung dreidimensionaler CFD Verfahren für Anwendungen in der Reaktorsicherheit, Abschlussbericht. GRS-Bericht, GRS-375, 195 S., ISBN 9783944161563, GRS: Köln, Dezember 2016.

- /BUR 04/ Burns, A., Frank, T., Hamill, I., Shi, J.-M.: The Favre Averaged Drag Model for Turbulent Dispersion in Eulerian Multi-Phase Flows. Conf. on Multi-phase Flow, ICMF2004, Bd. 392, 2004.
- /CAR 03/ Carelli, M. D.: IRIS Final Technical Progress Report. DOI 10.2172/816832, 2003.
- /CHE 20/ Che, S., Breitenmoser, D., Infimovskiy, Y. Y., Manera, A., Petrov, V., Infimovskiy, Y. Y.: CFD Simulation of Two-Phase Flows in Helical Coils. Frontiers in Energy Research, Bd. 8, DOI 10.3389/fenrg.2020.00065, 2020.
- /COM 25/ COMSOL: Documentation, Sutherland's Law. 2025.
- /CRA 96/ Craft, T. J., Launder, B. E., Suga, K.: Development and application of a cubic eddy-viscosity model of turbulence. International Journal of Heat and Fluid Flow, Bd. 17, Nr. 2, S. 108–115, DOI 10.1016/0142-727X(95)00079-6, 1996.
- /DRA 18/ Dragunov, Y. G., Lemekhov, V. V., Moiseyev, A. V., Smirnov, V. S., Yarmolenko, O. A., Vasyukhno, V. P., Cherepnin, Y. S., Afremov, D. A., Lemekhov, Y. V.: BREST-OD-300 Reactor Facility: Development Stages and Justification. Präsentation, 2018.
- /EUR 25/ European Commission, Directorate General for Research and Innovation: Reactor design to make nuclear waste less radioactive. Erreichbar unter <https://projects.research-and-innovation.ec.europa.eu/en/projects/success-stories/all/reactor-design-make-nuclear-waste-less-radioactive>, Stand von 2025.
- /FRA 05/ Frank, T.: Advances in computational fluid dynamics (CFD) of 3-dimensional gas-liquid multiphase flows. NAFEMS Seminar "Simulation of Complex Flows (CFD)", S. 1–18, 2005.
- /FU 17/ Fu, K., Anglart, H.: Implementation and validation of two-phase boiling flow models in OpenFOAM. ArXiv 1709.01783v1, 6. September 2017.

- /HAN 21/ Hanisch, T., Zedler, P., Hurtado, A., Rüdiger, F., Fröhlich, J.: Numerical and experimental analysis of flow and heat transfer in a fuel assembly mock-up with transverse flow above the rods. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Bd. 89, S. 108809, DOI 10.1016/j.ijheatfluid-flow.2021.108809, 2021.
- /HUA 00/ Hua, T. C., Xu, J. J.: Quenching boiling in subcooled liquid nitrogen for solidification of aqueous materials. *Materials Science and Engineering: A*, Bd. 292, S. 169–172, DOI 10.1016/S0921-5093(00)01004-2, 2000.
- /HZD 25/ HZDR: Sustainable Development of Simulation Software for Modeling of Reactor Coolant Systems Nachhaltige Entwicklung von Simulationssoftware für die Modellierung von Reaktorkühlkreisläufen. project number 1501658, 2025.
- /IAEA 24/ International Atomic Energy Agency (IAEA) (Hrsg.): Small Modular Reactors Catalogue 2024, A Supplement to the non-serial publication: Small Modular Reactors: Advances in Developments 2024. 380 S., International Atomic Energy Agency, 2024.
- /ING 14/ Ingersoll, D. T., Houghton, Z. J., Bromm, R., Desportes, C.: NuScale small modular reactor for Co-generation of electricity and water. *Desalination*, Bd. 340, S. 84–93, DOI 10.1016/j.desal.2014.02.023, 2014.
- /JAY 69/ Jayatilleke, C. L. V.: The influence of Prandtl number and surface roughness on the resistance of the laminar sublayer to momentum and heat transfer. *Prog. Heat Mass Transfer*, Bd. 1, S. 193–321, 1969.
- /JES 92/ Jeschar, R., Specht, E., Köhler, C.: Heat Transfer During Cooling of Heated Metallic Objects with Evaporating Liquids. In: Liščić, B., Tensi, H. M., Luty, W. (Hrsg.): *Theory and Technology of Quenching: A Handbook*. S. 73–92, ISBN 978-3-662-01596-4, DOI 10.1007/978-3-662-01596-4_4, Springer Berlin Heidelberg: Berlin, Heidelberg, 1992.
- /JOC 20/ Jochen Fröhlich: Verbundprojekt: Sicherheit der Nasslager für abgebrannte Brennelemente: Experimentelle Analyse, Modellbildung und Validierung für System- und CFD-Codes. Hrsg.: Technische Universität Dresden, Institut

für Strömungsmechanik, Schlussbericht, 02NUK027B, 47 S.: Dresden, 16. März 2020.

- /KIM 87/ Kim, J., Moin, P., Moser, R.: Turbulence statistics in fully developed channel flow at low Reynolds number. *Journal of Fluid Mechanics*, Bd. 177, S. 133–166, 1987.
- /KIM 13/ Kim, H.-K., Kim, S. H., Chung, Y.-J., Kim, H.-S.: Thermal-hydraulic analysis of SMART steam generator tube rupture using TASS/SMR-S code. *Annals of Nuclear Energy*, Bd. 55, S. 331–340, DOI 10.1016/j.anucene.2013.01.007, Mai 2013.
- /KUR 91/ Kurul, N., Podowski, M. Z.: On the modeling of multidimensional effects in boiling channels. *ANS. Proc. National Heat Transfer Con. Minneapolis, Minnesota, USA, 1991*, 1991.
- /LAU 74/ Launder, B. E., Sharma, B. I.: Application of the energy-dissipation model of turbulence to the calculation of flow near a spinning disc. *Letters in Heat and Mass Transfer*, Bd. 1, Nr. 2, S. 131–137, DOI 10.1016/0094-4548(74)90150-7, 1974.
- /LIE 76/ Lienhard, J. H.: Correlation for the limiting liquid superheat. *Chemical Engineering Science*, Bd. 31, Nr. 9, S. 847–849, 1976.
- /LIE 96/ Lien, F. S., Chen, W. L., Leschziner, M. A.: Low-Reynolds-Number Eddy-Viscosity Modelling Based on Non-Linear Stress-Strain/Vorticity Relations. *Engineering Turbulence Modelling and Experiments*, Bd. 3, S. 91–100, DOI 10.1016/B978-0-444-82463-9.50015-0, 1996.
- /MAR 13/ Marcel, C. P., Acuña, F. M., Zanicco, P. G., Delmastro, D. F.: Stability of self-pressurized, natural circulation, low thermo-dynamic quality, nuclear reactors: The stability performance of the CAREM-25 reactor. *Nuclear Engineering and Design*, Bd. 265, S. 232–243, DOI 10.1016/j.nuceng-des.2013.08.057, Dezember 2013.
- /MAT 07/ Matsuura, M., Hatori, M., Ikeda, M.: Design and modification of steam generator safety system of FBR MONJU. *Nuclear Engineering and Design*, Bd.

237, Nr. 12-13, S. 1419–1428, DOI 10.1016/j.nucengdes.2006.09.046, 2007.

- /MEN 94/ Menter, F. R.: Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. AIAA Journal, Bd. 32, Nr. 8, S. 1598–1605, 1994.
- /NEA 15/ OECD Nuclear Energy Agency (NEA): Best Practice Guidelines for the Use of CFD in Nuclear Reactor Safety Application - Revision. NEA/CSNI/R(2014)11, 176 S., Februar 2015.
- /NIST 25/ National Institute of Standards and Technology (NIST): NIST Chemistry WebBook, SRD69, magnesium oxide (MgO), <https://webbook.nist.gov/cgi/inchi?ID=C1309484&Mask=2&Type=JANAFS&Plot=on#JANAFS>. 2025.
- /OEC 24/ OECD/NEA: CSNI Technical Opinion Paper No. 20, Use of Computational Fluid Dynamics for Nuclear. 2024.
- /OPE 19/ OpenFOAM Foundation: Release Notes of OpenFOAM 7. Erreichbar unter <https://openfoam.org/release/7/>, Stand von 2019.
- /OPE 23/ The OpenFOAM Foundation Ltd: OpenFOAM 11 Released. Erreichbar unter <https://openfoam.org/version/11/>, abgerufen am 28. Juli 2023.
- /OPE 24/ OpenFOAM Foundation: Release Notes of OpenFOAM 12. Online, erreichbar unter <https://openfoam.org/release/12/>, Stand vom 9. Juli 2024.
- /OPE 25/ OpenFOAM Foundation: Coding Style Guide. Erreichbar unter <https://openfoam.org/dev/coding-style-guide/>, Stand von 2025.
- /OTI 05/ Otić, I., Grötzbach, G., Woerner, M.: Analysis and modelling of the temperature variance equation in turbulent natural convection for low-Prandtl-number fluids. Journal of Fluid Mechanics, Bd. 525, S. 237–261, 2005.
- /PAP 14/ Papukchiev, A., Jeltsov, M., Jeffray, C., Kööp, K., Kudinov, P., Macian-Juan, R., Lerchl, G.: Prediction of Complex Thermal-Hydraulic Phenomena Supplemented by Uncertainty Analysis with Advanced Multiscale

Approaches for the TALL-3D T01 Experiment. In: PSAM 12. Probabilistic Safety Assessment and Management, Honolulu, Hawaii, USA, 22. - 27. Juni 2014, 2014.

- /PAP 15/ Papukchiev, A., Roelofs, F., Shams, A., Lecrivain, G., Ambrosini, W.: Development and application of computational fluid dynamics approaches within the European project THINS for the simulation of next generation nuclear power systems. Nuclear Engineering and Design, Bd. 290, S. 13–26, DOI 10.1016/j.nucengdes.2014.12.003, 2015.

- /PAP 23/ Papukchiev, A., Schramm, B.: The 33rd German CFD Network of Competence Meeting: 20 years of advances in the numerical 3D simulation of reactor relevant flows. Kerntechnik, Bd. 88, Nr. 2, S. 121–130, DOI 10.1515/kern-2022-0108, 2023.

- /PAP 24/ Papukchiev, A., Mistry, H., Herb, J. (Hrsg.): Flow-induced vibrations in nuclear steam generators: simulation of the AMOVI experiment with different FSI approaches. Proceedings of the NUTHOS-14 conference, Vancouver, Canada, August 25-28, 2024.

- /PAP 25a/ Papukchiev, A., Yang, Z. (Hrsg.): Validation of ANSYS CFX for the Complex Flow and Heat Transfer Phenomena in T-Junctions with Dead Legs. CFD4NRS-10, Mito, Japan, 10. - 12. Dezember 2025, 2025.

- /PAP 25b/ Papukchiev, A., Mistry, H. (Hrsg.): Application of an FSI approach based on structural reduced-order model for the analysis of flow-induced vibrations in nuclear power plants. NURETH-21 Konferenz, August, 31 - September, 5: Busan, Südkorea, 2025.

- /PAR 18/ Partmann, C.: Sicherheit von Brennelement-Lagerbecken: experimentelle und theoretische Untersuchungen zur Nachwärmeabfuhr von abgebrannten Brennelementen in Nasslagern bei auslegungsüberschreitenden Störfällen. Ph.D. Dissertation, 2018.

- /RAN 52/ Ranz, W. E., Marshall, W. R.: Evaporation from droplets. Chem. Eng. Prog, Bd. 48, Nr. 3, S. 141–146, 1952.

- /RAO 14/ Rao, A. S. M., Narender, K.: Studies on Thermophysical Properties of CaO and MgO by γ -Ray Attenuation. Journal of Thermodynamics, Bd. 2014, Nr. 1, S. 123478, DOI 10.1155/2014/123478, 2014.
- /ROE 18/ Roelofs, F., Koloszar, L., Buckingham, S.: Best Practice Guidelines for Liquid Metals. SESAME - D6.1, 40 S., 11. Dezember 2018.
- /ROL 67/ Rolling, R. E., Funai, A. I.: Investigation of the effect of surface conditions on the radiant properties of metals. Part 2. Measurements on roughened platinum and oxidized stainless steel, Lockheed Missiles and Space Company. Palo Alto, USA, April 1967.
- /SCH 91/ Schroeder-Richter, D.: Ein analytischer Beitrag zur Anwendung der Thermodynamik irreversibler Prozesse auf Siedephänomene, Zugl.: Berlin, Techn. Univ., Diss. 1991. Fortschritt-Berichte / VDI Reihe 3, Verfahrenstechnik, Nr. 251, 238 S., ISBN 3181451037, VDI-Verl.: Düsseldorf, 1991.
- /SCH 20/ Schuster, C., Lippmann, W., Zedler, P., Hurtado, A.: Experimentelle und theoretische Untersuchung der Nachwärmeabfuhr von Brennelementen in ausdampfenden Nasslagern. Hrsg.: Technische Universität Dresden (TUD), Institut für Energietechnik, F-001909: Technische Universität Dresden (TUD), Dresden, Germany, Juni 2020.
- /SEU 19/ Seubert, A., Behler, M., Bousquet, J., Henry, R., Herb, J., Lerchl, G., Sarkadi, P.: Weiterentwicklung der Rechenmethoden zur Sicherheitsbewertung innovativer Reaktorkonzepte mit Perspektive P&T. Gesellschaft für Anlagen- und Reaktorsicherheit (GRS) gGmbH (GRS), GRS-Bericht, GRS-553, 223 S., ISBN 978-3-947685-38-7, Gesellschaft für Anlagen- und Reaktorsicherheit (GRS) gGmbH: Köln, Garching b. München, Berlin, Braunschweig, 2019.
- /SHA 13/ Shams, A., Roelofs, F., Baglietto, E., Lardeau, S., Kenjeres, S.: Assessment of an Algebraic Heat Flux Model for the Applications of Innovative Reactors. 15. Aufl., The 15th International Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermalhydraulics, NURETH-15: Pisa, Italy, Mai 2013.

- /SHA 14/ Shams, A., Roelofs, F., Baglietto, E., Lardeau, S., Kenjeres, S.: Assessment and calibration of an algebraic turbulent heat flux model for low-Prandtl fluids. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Bd. 79, S. 589–601, DOI 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.08.018, 2014.
- /SLI 98/ Slifka, A. J., Filla, B. J., Phelps, J. M.: Thermal conductivity of magnesium oxide from absolute, steady-state measurements. *Journal of research of the National Institute of Standards and Technology*, Volume 103, Nr. 4, S. 357, 1998.
- /SPI 63/ Spiegler, P., Hopenfeld, J., Silberberg, M., Bumpus, C. F., Norman, A.: Onset of stable film boiling and the foam limit. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Bd. 6, Nr. 11, S. 987–989, DOI 10.1016/0017-9310(63)90053-X, 1963.
- /SRI 10/ Srinivasan, V., Moon, K.-M., Greif, D., Wang, D. M., Kim, M.: Numerical simulation of immersion quenching process of an engine cylinder head. *Applied Mathematical Modelling*, Bd. 34, Nr. 8, S. 2111–2128, DOI 10.1016/j.apm.2009.10.023, 2010.
- /SUG 95/ Suga, K.: Development and application of a non-linear eddy-viscosity model sensitized to stress and strain invariants. Ph.D. Thesis, Faculty of Technology, University of Manchester: Manchester, UK, Dezember 1995.
- /THU 82/ Thurgood, M. J., Kelly, J. M., Guidotti, T. E., Kohrt, R. J., Crowell, K. R.: COBRA/TRAC-A Thermal-Hydraulics Code for Transient Analysis of Nuclear Reactor Vessels and Primary Coolant Systems. *Equations and Constitutive Models NUREG/CR-3046, PNL-4385, Vol. 1, R4*. Pacific Northwest Laboratory, Richland, WA, Bd. 99352, 1982.
- /TOM 02a/ Tomiyama, A., Celata, G. P., Hosokawa, S., Yoshida, S.: Terminal velocity of single bubbles in surface tension force dominant regime. *International Journal of Multiphase Flow*, Bd. 28, Nr. 9, S. 1497–1519, DOI 10.1016/S0301-9322(02)00032-0, 2002.

- /TOM 02b/ Tomiyama, A., Tamai, H., Zun, I., Hosokawa, S.: Transverse migration of single bubbles in simple shear flows. *Chemical Engineering Science*, Bd. 57, Nr. 11, S. 1849–1858, DOI 10.1016/S0009-2509(02)00085-4, 2002.
- /UTS 06/ Utsuno, H., Hochreiter, L., Kasahara, F., Sartori, E., Neykov, D., Martin, M., Aydogan, F.: NUPEC BWR Full-size Fine-mesh Bundle Test (BFBT) Benchmark. *OECD Papers*, Bd. 6, Nr. 7, S. 1–132, DOI 10.1787/oecd_papers-v6-art28-en, 2006.
- /WAG 98/ Wagner, W., Kruse, A.: Properties of Water and Steam, The Industrial Standard IAPWS-IF97 for the Thermodynamic Properties and Supplementary Equations for Other Properties / Der Industrie-Standard IAPWS-IF97 für die thermodynamischen Zustandsgrößen und ergänzende Gleichungen für andere Eigenschaften. Springer eBook Collection Computer Science and Engineering, 354 S., ISBN 9783662035290, DOI 10.1007/978-3-662-03529-0, Springer Berlin Heidelberg: Berlin, Heidelberg, s.l., 1998.
- /WEI 22/ Wei, Z., Ničeno, B., Puragliesi, R., Fogliatto, E.: Assessment of turbulent heat flux models for URANS simulations of turbulent buoyant flows in ROCOM tests. *Nuclear Engineering and Technology*, Bd. 54, Nr. 11, S. 4359–4372, DOI 10.1016/j.net.2022.07.009, 2022.
- /WÖR 94/ Wörner, M.: Direkte simulation turbulenter rayleigh-bénard-konvektion in flüssigem natrium. Kernforschungszentrum Karlsruhe, 1994.
- /YAP 87/ Yap, C. R.: Turbulent heat and momentum transfer in recirculating and impinging flow. Ph. D. Thesis, Faculty of Technology, University of Manchester: Manchester, UK, 1987.
- /ZHU 17/ Zhu, H., Li, Z., Yang, X., Zhu, G., Tu, J., Jiang, S.: Flow regime identification for upward two-phase flow in helically coiled tubes. *Chemical Engineering Journal*, Bd. 308, S. 606–618, DOI 10.1016/j.cej.2016.09.100, 2017.
- /ZUB 58/ Zuber, N.: On the stability of boiling heat transfer. *Trans. Am. Soc. Mech. Engrs.*, Bd. 80, 1958.

Abbildungsverzeichnis

Abb. 3.1	Geometrie und Rechennetz des vereinfachten Testfalls	22
Abb. 3.2	Temperatur und Wärmestromdichte an der beheizten Wand bei t=1,92 s.....	27
Abb. 3.3	Temperatur und Wärmestromdichte an der beheizten Wand bei t=4,64 s.....	28
Abb. 3.4	Temperatur und Wärmestromdichte an der beheizten Wand bei t=9 s.....	29
Abb. 3.5	Dampfgehalt in Fluiddomäne und Temperatur in Solid-Domäne bei t=9 s	30
Abb. 3.6	Geometrie und Rechennetz des Rohres im Becker-Experiment	31
Abb. 3.7	Dampfgehalt und Wandtemperatur im Run-437 (Kanalhöhe mit einem Verhältnis von 1:0,0075 dargestellt)	34
Abb. 3.8	Temperaturverlauf an der äußeren im Run-437	34
Abb. 3.9	Dampfgehalt und Wandtemperatur im Run-438 (Kanalhöhe mit einem Verhältnis von 1:0,0075 dargestellt)	36
Abb. 3.10	Temperaturverlauf an der äußeren Rohrwand in der Simulation und im Experiment im Testfall Run-438	36
Abb. 3.11	BFBT-Brennelementbündel C3 /UTS 06/	37
Abb. 3.12	Stabnummer und Leistungsverteilung im untersuchten Brennelementbündel C3 /UTS 06/	38
Abb. 3.13	Verteilung der Wärmestromdichte im Experiment (links) und OpenFOAM-Simulation (rechts) im untersuchten Brennelementbündel C3 /UTS 06/	38
Abb. 3.14	Normierte Eintrittstemperatur, Massenstrom und Wärmestromdichte im Brennelementbündel C3 bei Turbinenschnellabschaltung ohne Bypass.....	39
Abb. 3.15	Messpunkte im untersuchten Brennelementbündel C3	40
Abb. 3.16	Geometrie und Rechennetz der Simulation für das BFBT-Benchmark.....	42
Abb. 3.17	Dampfgehalt in der Fluiddomäne und Temperatur in der Solid- Domäne im Abschnitt C	44
Abb. 3.18	Temperaturverläufe an verschiedenen Wand-Positionen im Abschnitt C.....	45

Abb. 3.19	Vergleich der Temperaturverläufe von Experiment und Simulation	45
Abb. 3.20	Geometrie und Rechennetz mit 15 Stäben	46
Abb. 4.1	Versuchsanlage ALADIN /PAR 18/	48
Abb. 4.2	Versuchsanlage ALADIN (Ansicht von oben).....	48
Abb. 4.3	Axiale Leistungsverteilung eines Heizstabes (links) und radialer Stab-Schnitt (rechts)	49
Abb. 4.4	Verteilung der Thermoelemente in der Versuchsanlage ALADIN (links: Messebenen in axialer Richtung und Positionen der Abstandhalter, rechts oben: Aufteilung in Quadranten, rechts unten: Quadrant 1 mit Messpositionen) /SCH 20/	50
Abb. 4.5	Füllstand in der ALADIN-Teststrecke bei drei verschiedenen Versuchsszenarien /PAR 18/	51
Abb. 4.6	CAD-Modellierung der ALADIN-Anlage: Festkörperstruktur, Isolierung, und Fluidbereich	52
Abb. 4.7	Rechennetz für die Fluid-Domäne der ALADIN-Teststrecke	54
Abb. 4.8	Rechennetz von den Festkörperstrukturen in der ALADIN-Teststrecke.....	54
Abb. 4.9	Verläufe der maximalen SOF-Temperaturen innerhalb des Heizstabbündels, $P_{\text{einzel}}=20/50/70/100 \text{ W}$; $a=50 \text{ mm}$; $h=0,00/0,28 \text{ m}$ /PAR 18/	56
Abb. 4.10	SOF-Temperatur des Stabs Z mit MgO aus Literaturwerte	57
Abb. 4.11	Einfluss der porösen Körper in ALADIN-Anlage: Differenz der Geschwindigkeit und SOF-Temperatur	58
Abb. 4.12	Innenkanal-Modellierung: Teststrecke mit Markierung des neuen, reduzierten Modells (links), 3D-Innenkanal-Model (rechts)	59
Abb. 4.13	Ergebnisse der Netzstudie: SOF-Temperatur (Ebene 10).....	60
Abb. 4.14	Ergebnisse der Netzstudie: Fluid-Temperatur-Messung (Ebene 8).....	60
Abb. 4.15	Materialeigenschaften von MgO und Kupfer: Wärmeleitfähigkeit (oben) und spezifische Wärmekapazität (unten)	61
Abb. 4.16	Fluid-Temperatur auf Ebene 7	62
Abb. 4.17	SOF-Temperatur auf Ebene 9.....	62
Abb. 4.18	Randbedingungen im reduzierten CFD-Modell: Fluid-Domäne (links) und Festkörper-Domäne (rechts)	65

Abb. 4.19	Einfluss des Strahlungsmodells auf die Fluid-Temperatur: Messebene 7 (oben), Messebene 8 (unten).....	68
Abb. 4.20	Einfluss des Strahlungsmodells auf die SOF-Temperatur S-Z-225: ohne Strahlungsmodell (oben), P1 Modell (Mitte) und DTM (unten).....	70
Abb. 4.21	Temperatur-Verteilung auf XZ-Schnittebene (Y=2029 mm, t=2500 s): ohne Strahlungsmodell (oben), P1 (Mitte) und DTM (unten)	71
Abb. 4.22	Strahlungsintensität auf XZ-Schnittebene (Y=2029 mm, t=2500 s): P1 (links) und DTM (rechts)	72
Abb. 4.23	Einfluss des Strahlungsmodells auf S-B-225: Messebene 5 (links), Messebene 10 (rechts)	72
Abb. 4.24	Stromlinien gefärbt mit Temperatur bei t=500 s: Strömung in oberen Bereich (links) und im Bereich der Öffnungen (rechts).....	73
Abb. 4.25	Geschwindigkeitsvektoren bei t=500 s: Strömung im oberen Bereich (links) und im Bereich der Öffnungen (rechts).....	73
Abb. 4.26	Stromlinien gefärbt mit Temperatur: t=1000 s (links), t=2000 s (Mitte) und t=3000 s (rechts).....	74
Abb. 4.27	Vergleich der Fluid-Temperatur von CFX und OpenFOAM: Messebene 7 (links), Messebene 8 (rechts).....	75
Abb. 4.28	Vergleich der SOF-Temperatur für S-Z-225: CFX-Ergebnisse (links) und OpenFOAM (rechts).....	75
Abb. 4.29	Vergleich der SOF-Temperatur für S-A-225: CFX-Ergebnisse (links) und OpenFOAM (rechts).....	75
Abb. 4.30	Vergleich der SOF-Temperatur in Ebenen 3 und 8: S-C-063 (links) und S-D-045 (rechts)	76
Abb. 4.31	Erweitertes ANSYS CFX-Modell mit Randbedingungen.....	78
Abb. 4.32	Oberer Teststreckenbereich: Stromlinien gefärbt mit Temperatur (links) und Geschwindigkeitsvektoren (rechts) bei t=500 s.....	79
Abb. 4.33	Strömung in unteren Kanal-Öffnungen: Stromlinien gefärbt mit Temperatur (links) und Geschwindigkeitsvektoren (rechts) bei t=500 s:	80
Abb. 4.34	Stromlinien gefärbt mit Temperatur: t=1000 s (links), t=2000 s (Mitte) und t=3000 s (rechts).....	81
Abb. 4.35	Axiales SOF-Temperaturprofil von Stab D nach 50 min	81

Abb. 4.36	Vergleich der Fluid-Temperatur 5 mm entfernt von der Oberfläche des Stabs Z	82
Abb. 4.37	SOF-Temperatur für S-Z-225: Messebenen 1, 4, 7, 8 und 10 (links) und Messebene 6 (rechts)	82
Abb. 4.38	SOF-Temperatur für S-A-225 (links) und S-B-225 (rechts)	83
Abb. 4.39	SOF-Temperatur für S-C-063 (links) und S-D-045 (rechts)	83
Abb. 4.40	SOF-Temperatur für Randstab (links) und Eckstab (rechts)	84
Abb. 4.41	Innenkanal-Temperatur: Messung über die Höhe (links) und Vergleich der Positionen auf Messebene 7(rechts)	85
Abb. 4.42	Temperaturmessung: Randkanal (links) und Eckkanal (rechts)	85
Abb. 4.43	Experimentelles Setup und Position der Messstellen /PAR 18/	87
Abb. 4.44	Fluid- und SOF-Temperaturverläufe bei Experiment: 50 W/Stab; a=25 mm; h=3,17 m	87
Abb. 4.45	Fluid-Domäne des ersten Versuchs	89
Abb. 4.46	Wasserspiegel in der verkleinerten Fluid-Domäne	90
Abb. 4.47	Wasserspiegel in der CHT-Simulation	91
Abb. 4.48	3D-Unterkanal-Modell	92
Abb. 4.49	Rechennetz des Unterkanal-Modells für das Szenario „Dampfkühlung“	93
Abb. 4.50	SOF-Temperaturverläufe von Stab Z-225	94
Abb. 4.51	Initialisierung des Unterkanal-Modells mit Temperatur und einem Wasserfüllstand von 3,15 m	94
Abb. 4.52	Verdampfungsrate bei Szenario 1	96
Abb. 4.53	Szenario 1: Vergleich der Fluid-Temperaturen	97
Abb. 4.54	Szenario 1: Vergleich der SOF-Temperaturen	97
Abb. 4.55	Szenario 1: Dampfblasenentwicklung in der Fluid-Domäne bei t=500 s	98
Abb. 4.56	Szenario 2: Verdampfungsrate in der Fluid-Domäne	99
Abb. 4.57	Szenario 2: Vergleich der Fluid-Temperaturen in vier Messebenen	99
Abb. 4.58	Szenario 2: Vergleich der SOF-Temperaturen	100

Abb. 4.59	Entwicklung des Gemischspiegels über die Zeit	101
Abb. 5.1	Schema der MAHICan-Anlage in Michigan	105
Abb. 5.2	Geometrie der gesamten Teststrecke	107
Abb. 5.3	Hexaeder-Gitter mit 4000 Schichten	108
Abb. 5.4	Einlassbereich des Hexaeder-Gitters mit 4000 Schichten	108
Abb. 5.5	Zwei Wicklungen übereinander im Hexaeder-Gitter mit 4000 Schichten.....	109
Abb. 5.6	Gemessener und berechneter Druckabfall (Test 1).....	115
Abb. 5.7	Gemessener und berechneter Druckabfall (Test 2).....	116
Abb. 5.8	Berechneter Luft-Volumenanteil (Test 1).....	116
Abb. 5.9	Gemessener und berechneter Luft-Volumenanteil (Test 2).....	117
Abb. 5.10	Wahrscheinlichkeitsdichte Luft-Volumenanteil (Sim., Test 1)	117
Abb. 5.11	Wahrscheinlichkeitsdichte Luft-Volumenanteil (Sim., Test 2)	118
Abb. 5.12	Wahrscheinlichkeitsdichte Luft-Volumenanteil (Exp., Test 2)	118
Abb. 5.13	Verteilung des Luft-Volumenanteils (Test 1, Ansicht 1).....	119
Abb. 5.14	Verteilung des Luft-Volumenanteils (Test 1, Ansicht 2).....	119
Abb. 5.15	Verteilung des Luft-Volumenanteils am Auslass der Teststrecke (Test 1)	120
Abb. 5.16	Gemessener und berechneter Druckabfall (Test 3).....	121
Abb. 5.17	Gemessener und berechneter Druckabfall (Test 4).....	122
Abb. 5.18	Gemessener und berechneter Luft-Volumenanteil (Test 3).....	122
Abb. 5.19	Berechneter Luft-Volumenanteil (Test 4).....	123
Abb. 5.20	Wahrscheinlichkeitsdichte Luft-Volumenanteil (Sim., Test 3)	123
Abb. 5.21	Wahrscheinlichkeitsdichte Luft-Volumenanteil (Exp., Test 3)	124
Abb. 5.22	Wahrscheinlichkeitsdichte Luft-Volumenanteil (Sim., Test 4)	124
Abb. 5.23	Verteilung des Luft-Volumenanteils (Test 3, Ansicht 1).....	125
Abb. 5.24	Verteilung des Luft-Volumenanteils (Test 3, Ansicht 2).....	125
Abb. 5.25	Verteilung des Luft-Volumenanteils (Zoom vom Test 3, Ansicht 2)	126

Abb. 5.26	Verteilung des Luft-Volumenanteils am Auslass der Teststrecke (Test 3)	126
Abb. 5.27	Gemessener und berechneter Druckabfall (Test 5).....	128
Abb. 5.28	Gemessener und berechneter Druckabfall (Test 6).....	128
Abb. 5.29	Gemessener und berechneter Druckabfall (Test 7).....	129
Abb. 5.30	Gemessener und berechneter Druckabfall (Test 8).....	129
Abb. 5.31	Berechneter Luft-Volumenanteil (Test 5)	130
Abb. 5.32	Gemessener und berechneter Luft-Volumenanteil (Test 6).....	130
Abb. 5.33	Gemessener und berechneter Luft-Volumenanteil (Test 7).....	131
Abb. 5.34	Berechneter Luft-Volumenanteil (Test 8)	131
Abb. 5.35	Wahrscheinlichkeitsdichte Luft-Volumenanteil (Sim., Test 5)	132
Abb. 5.36	Wahrscheinlichkeitsdichte Luft-Volumenanteil (Sim., Test 6)	132
Abb. 5.37	Wahrscheinlichkeitsdichte Luft-Volumenanteil (Exp., Test 6)	133
Abb. 5.38	Wahrscheinlichkeitsdichte Luft-Volumenanteil (Sim., Test 7)	133
Abb. 5.39	Wahrscheinlichkeitsdichte Luft-Volumenanteil (Exp., Test 7)	134
Abb. 5.40	Wahrscheinlichkeitsdichte Luft-Volumenanteil (Sim., Test 8)	134
Abb. 5.41	Verteilung des Luft-Volumenanteils (Test 6, Ansicht 1).....	135
Abb. 5.42	Verteilung des Luft-Volumenanteils (Test 6, Ansicht 2).....	135
Abb. 5.43	Verteilung des Luft-Volumenanteils am Auslass der Teststrecke (Test 6)	136
Abb. 5.44	Verteilung des Luft-Volumenanteils (Test 7, Ansicht 1).....	136
Abb. 5.45	Verteilung des Luft-Volumenanteils (Test 7, Ansicht 2).....	137
Abb. 5.46	Verteilung des Luft-Volumenanteils am Auslass der Teststrecke (Test 7)	137
Abb. 5.47	Gemessener und berechneter Druckabfall (Test 9).....	138
Abb. 5.48	Gemessener und berechneter Druckabfall (Test 10).....	139
Abb. 5.49	Gemessener und berechneter Luft-Volumenanteil (Test 9).....	139
Abb. 5.50	Berechneter Luft-Volumenanteil (Test 10).....	140

Abb. 5.51	Wahrscheinlichkeitsdichte Luft-Volumenanteil (Sim., Test 9)	140
Abb. 5.52	Wahrscheinlichkeitsdichte Luft-Volumenanteil (Exp., Test 9)	141
Abb. 5.53	Wahrscheinlichkeitsdichte Luft-Volumenanteil (Sim., Test 10)	141
Abb. 5.54	Verteilung des Luft-Volumenanteils (Test 9, Ansicht 1)	142
Abb. 5.55	Verteilung des Luft-Volumenanteils (Test 9, Ansicht 2)	142
Abb. 5.56	Verteilung des Luft-Volumenanteils am Auslass der Teststrecke (Test 9)	143
Abb. 5.57	Gemessener und berechneter Druckabfall (Test 11)	144
Abb. 5.58	Gemessener und berechneter Druckabfall (Test 12)	145
Abb. 5.59	Gemessener und berechneter Luft-Volumenanteil (Test 11)	145
Abb. 5.60	Gemessener und berechneter Luft-Volumenanteil (Test 12)	146
Abb. 5.61	Wahrscheinlichkeitsdichte Luft-Volumenanteil (Sim., Test 11)	146
Abb. 5.62	Wahrscheinlichkeitsdichte Luft-Volumenanteil (Exp., Test 11)	147
Abb. 5.63	Wahrscheinlichkeitsdichte Luft-Volumenanteil (Sim., Test 12)	147
Abb. 5.64	Verteilung des Luft-Volumenanteils (Test 11, Ansicht 1)	148
Abb. 5.65	Verteilung des Luft-Volumenanteils (Test 11, Ansicht 2)	148
Abb. 5.66	Verteilung des Luft-Volumenanteils am Auslass der Teststrecke (Test 11)	149
Abb. 6.1	Rayleigh-Bénard-Konvektions-Testfall	154
Abb. 6.2	Vergleich des T+-Profils (links) und der normierten turbulenten Temperaturschwankungen (rechts) für Pr 0,7 mit verschiedenen OpenFOAM-Versionen	155
Abb. 6.3	Vergleich des T+-Profils (links) und der normierten turbulenten Temperaturschwankungen (rechts) für Pr 0,025 mit verschiedenen OpenFOAM-Versionen	155
Abb. 6.4	CFD-Domäne mit Kanalströmung	164
Abb. 6.5	Dimensionsloses Geschwindigkeitsprofil	165
Abb. 6.6	Profil der dimensionslosen turbulenten Viskosität	165
Abb. 6.7	RBC-I: normierte mittlere Temperaturprofile T+	167

Abb. 6.8	RBC-I: normierte turbulente Temperaturschwankungen	168
Abb. 6.9	RBC-I: normierter turbulenter Wärmefluss	169
Abb. 6.10	RBC-II: normiertes mittleres Temperaturprofil T^+	169
Abb. 6.11	RBC-II: normierte turbulente Temperaturschwankungen	170
Abb. 6.12	RBC-II: normierter turbulenter Wärmefluss	170
Abb. 6.13	RBC-III: normiertes mittleres Temperaturprofil T^+	171
Abb. 6.14	RBC-III: normierte turbulente Temperaturschwankungen	171
Abb. 6.15	RBC-III: normierter turbulenter Wärmefluss	172
Abb. 6.16	Verteilung von T^+ in der CFD-Domäne berechnet mit <code>LienCubicKEAHFM</code> für $Pr = 0.7$ (oben), $Pr = 0.025$ (Mitte) und $Pr = 0.006$ (unten)	173
Abb. 6.17	Temperaturfeldgradient in der CFD-Domäne berechnet mit <code>LienCubicKEAHFM</code> für $Pr = 0.7$ (oben), $Pr = 0.025$ (Mitte) und $Pr = 0.006$ (unten)	173
Abb. 6.18	TALL-3D-Primärkreis (links), 3D-Teststrecke (Mitte) und Position der Thermoelemente im 3D-Pool	175
Abb. 6.19	TALL-3D-Rechennetz	176
Abb. 6.20	Massenstrom am Einlass der Teststrecke (Versuch TG03.S301.04)	177
Abb. 6.21	Temperatur am Einlass und Auslass der Teststrecke (Versuch TG03.S301.04)	177
Abb. 6.22	Stromlinien gefärbt mit Geschwindigkeit in der TALL-3D-Teststrecke ($t=200$ s): <code>kOmegaSST</code> (links) und <code>kEpsilon</code> (rechts)	179
Abb. 6.23	Stromlinien gefärbt mit Geschwindigkeit in der TALL-3D-Teststrecke ($t=200$ s): <code>LienCubciKEBase</code> (links) und <code>LienCubicKEAHFM</code> (rechts)	179
Abb. 6.24	Temperaturverteilung in der TALL-3D-Teststrecke ($t=200$ s): <code>kOmegaSST</code> (links) und <code>kEpsilon</code> (rechts)	180
Abb. 6.25	Temperaturverteilung in der TALL-3D-Teststrecke ($t=200$ s): <code>LienCubciKEBase</code> (links) und <code>LienCubicKEAHFM</code> (rechts)	180
Abb. 6.26	Stromlinien gefärbt mit Geschwindigkeit in der TALL-3D-Teststrecke ($t=2000$ s): <code>kOmegaSST</code> (links) und <code>kEpsilon</code> (rechts)	181

Abb. 6.27	Stromlinien gefärbt mit Geschwindigkeit in der TALL-3D-Teststrecke (t=2000 s): LienCubciKEBase (links) und LienCubicKEAHFM (rechts)	182
Abb. 6.28	Temperaturverteilung in der TALL-3D-Teststrecke (t=2000 s): kOmegaSST (links) und kEpsilon (rechts).....	182
Abb. 6.29	Temperaturverteilung (t=2000 s) in der TALL-3D-Teststrecke: LienCubciKEBase (links) und LienCubicKEAHFM (rechts).....	183
Abb. 6.30	Temperatur im 3D-Pool (s. auch Abb. 6.18): BP-1 (links) und BP-4 (rechts))	184
Abb. 6.31	Temperatur im 3D-Pool: IPT-2 (links) und IPT-6 (rechts)	184
Abb. 6.32	Temperatur im 3D-Pool: ILW-2 (links) und ILW-3 (rechts).....	185
Abb. 6.33	Temperatur im 3D-Pool: CIP-4 (links) und CIP-10 (rechts)	186
Abb. 6.34	Temperatur im 3D-Pool: CIP-4 (links) und CIP-10 (rechts)	186

Anhang A

Abb. A. 1	Instrumentierung der Kanalaußenflächen (vereinfachter Querschnitt der Versuchsanlage ALADIN) /PAR 18/	217
-----------	---	-----

Tabellenverzeichnis

Tab. 3.1	Modelle für die Zweiphasenströmung in der CFD-Simulation.....	23
Tab. 3.2	Randbedingungen für die Fluid-Domäne	24
Tab. 3.3	Randbedingungen für die Solid-Domäne	24
Tab. 3.4	Modelle für das Wandsieden in der CFD-Simulation.....	25
Tab. 3.5	Randbedingungen für den Testfall Run-437 und Run-438 im Becker-Experiment	31
Tab. 4.1	Untersuchte Druckverlustkoeffizienten.....	58
Tab. 4.2	Durchgeführte Simulationen zur Kalibrierung der MgO-Stoffwerte	62
Tab. 4.3	Stoffwerte von Wasser und Dampf	95
Tab. 5.1	Durchgeführte MAHICan-Versuche mit Randbedingungen und gemessenem zweiphasigem Druckabfall /CHE 20/.....	105
Tab. 5.2	Randbedingungen für die OpenFOAM-Simulationen	113
Tab. 5.3	Berechneter und gemessener Druckabfall in der MAHICan-Teststrecke	150
Tab. 6.1	Funktionen in beiden Turbulenzmodellen	159
Tab. 6.2	Verwendete Konstanten in den Gleichungen	159
Tab. 6.3	Konstanten im AHFM-Modell /SHA 13/.....	161
Tab. 6.4	Liste der RBC-Testfälle.....	166

A Anhang

A.1 Messpunkte in ALADIN

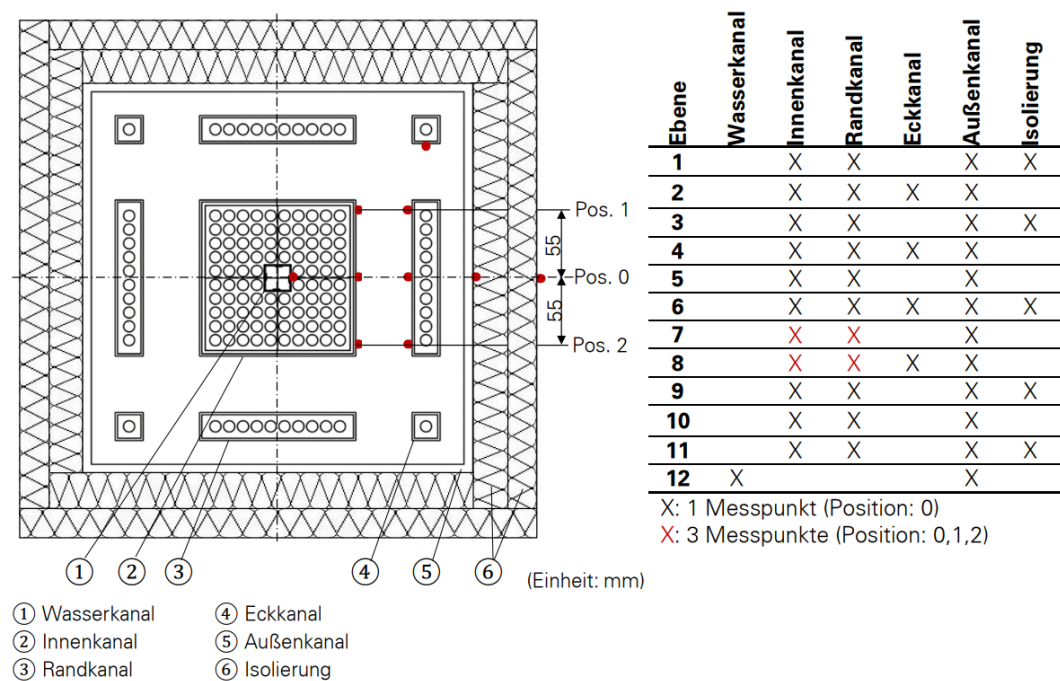


Abb. A. 1 Instrumentierung der Kanalausflächen (vereinfachter Querschnitt der Versuchsanlage ALADIN) /PAR 18/

Tab. A. 1 Leistung der Brennstäbe in FA#11 und FA#21

FA11		FA21	
Stab-Nummer	Leistung [W]	Stab-Nummer	Leistung [W]
4	46241,925	25	42329.075
5	46599,601	35	45407.618
6	43561,126	36	43495.194
7	45099,599	37	44423.162
12	46315,975	46	44315.059
13	47050,814	47	44325.811
14	44829,942	48	43910.405
15	43307,243	49	43714.227
20	43626,105	50	44159.119
21	43930,473	58	42637.597
22	44862,484	59	20766.683
23	46792,82	60	42439.849
24	46180,413	61	43410.783
30	41669,174	62	43938.425
31	42075,968	63	45572.455
32	43387,097	71	44328.239
33	45903,344	72	44338.185
34	45791.51	73	43921.541
40	40168.678	74	43724.646
41	39252.164	75	44169.213
42	39850.5	83	45431.831
43	42853.233	84	43517.117
52	39285.417	85	44444.353
53	18744.272	94	42360.394

Abkürzungsverzeichnis

ALADIN	Analyse LAgembeckenstörfall Durch Integralexperiment
AHFM	Algebraic Heat Flux Model
BE	Brennelement
BMUV	Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz, nukleare Sicherheit und Verbraucherschutz
BMUKN	Bundesministerium für Umwelt, Klimaschutz, Naturschutz und nukleare Sicherheit
BMWi	Bundesministerium für Wirtschaft und Energie
CFL	Courant Friedrichs Lewy
CFD	Computational Fluid Dynamics
CHF	Critical Heat Flux
CHT	Conjugate Heat Transfer
DNB	Departure from Nucleate Boiling
DTM	Discrete Transfer Model
DWR	Druckwasserreaktor
LB	Lagerbehälter
LBE	Blei-Bismut-Eutektikum
LWR	Leichtwasserreaktor
NEA	Nuclear Energy Agency
OECD	Organization for Economic Co-operation and Development
RANS	Reynolds-Averaged Navier-Stokes
RBC	Rayleigh-Bénard-Konvektion
RDB	Reaktordruckbehälter
RPI	Rensselaer Polytechnic Institute

SOF	Staboberfläche
SWR	Siedewasserreaktor
TE	Thermoelement
URANS	Unsteady Reynolds-Averaged Navier-Stokes
VOF	Volume-of-Fluid

**Gesellschaft für Anlagen-
und Reaktorsicherheit
(GRS) gGmbH**

Schwertnergasse 1
50667 Köln

Telefon +49 221 2068-0

Telefax +49 221 2068-888

Boltzmannstraße 14

85748 Garching b. München

Telefon +49 89 32004-0

Telefax +49 89 32004-300

Kurfürstendamm 200

10719 Berlin

Telefon +49 30 88589-0

Telefax +49 30 88589-111

Theodor-Heuss-Straße 4

38122 Braunschweig

Telefon +49 531 8012-0

Telefax +49 531 8012-200

www.grs.de

ISBN 978-3-911727-26-6