

VASiL

**Erweiterung und
Validierung von AC²
für die Simulation
innovativer LW-SMR**

VASiL

Erweiterung und Validierung von AC² für die Simulation innovativer LW-SMR

Abschlussbericht

Sebastian Buchholz (GRS)
Norman Dünne (GRS)

Paul Fuchs (PSS)
Julia Krieger (PSS)
Marco K. Koch (PSS)

Nelson-Felipe Rincón-Soto (IKE)
Sinem Cevikalp Usta (IKE)

Oktober 2023

Anmerkung:

Das diesem Bericht zugrunde liegende Forschungsvorhaben wurde mit Mitteln des Bundesministeriums für Umwelt, Naturschutz, nukleare Sicherheit und Verbraucherschutz (BMUV) unter den Förderkennzeichen RS1585A, 1501607B, 1501607C und von der Arbeitsgruppe Plant Simulation and Safety der Ruhr-Universität Bochum (PSS), der GRS und dem Institut für Kernenergetik und Energiesysteme der Universität Stuttgart (IKE) 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 BMUV übereinstimmen.

Deskriptoren

AC², ATHLET, Passive Systeme, SMR, Störfallsimulationen

Kurzfassung

Es besteht ein weltweit steigendes Interesse an kleinen modularen Reaktoren, sogenannter Small Modular Reactors (SMR). Damit die Bundesregierung bei Neubauten solcher Anlagen aussage- und diskussionsfähig bleibt, müssen belastbare Simulationen zur Sicherheit dieser Reaktoren mit unserer nationalen Rechenkette (u.a. AC²) durchgeführt werden können. Für die Simulation von SMR müssen dabei relevante Modelle in AC² weiter verbessert werden. Dies wurde im Rahmen des VASiL-Vorhabens (Erweiterung und Validierung von AC² für die Simulation innovativer LW-SMR) durch die Partner GRS, PSS und IKE durchgeführt. Koordinator des Verbunds ist die GRS.

Im Rahmen des Vorhabens wurde das Programmsystem AC²/ATHLET für die Simulation kompakter Wärmeübertrager ertüchtigt. Dies beinhaltete zum einen die Implementierung und Validierung von Modellen für den Wärmeübergang und Druckverlust in helikalen Rohrbündel-, Platten- sowie Bajonettwärmeübertragern. Außerdem wurden Wärmehohlröhren, sogenannte Loop-Heatpipes untersucht und es wurde ein Verdunstungsmodell implementiert, mit dem die Verdunstung des Arbeitsmediums (z.B. Wasser) an der Oberfläche von Pools realistischer als bisher simuliert werden kann.

Ein weiterer Punkt war die Untersuchung des Wärmeübergangs an hohen Zylinderwänden mit Höhen von bis zu 15 m, die mangels experimenteller Daten ausschließlich mit CFD durchgeführt wurde, um ein Wärmeübergangsmodell für AC²/ATHLET abzuleiten. Hier zeigte sich, dass die so erzeugten Modelle in den untersuchten Fällen zu keiner Verbesserung der Simulationsfähigkeit von AC²/ATHLET führten, sodass sie nicht final in AC²/ATHLET übernommen wurden.

Abschließend wurden generische Anlagensimulationen durchgeführt, um die Verbesserungen zu testen. Die betrachteten Anlagen waren angelehnt an die SMR-Designs NuScale, NUWARD, SCOR und SMART. Es zeigte sich, dass die implementierten Modelle auch in Anlagensimulationen stabile und sinnvolle Ergebnisse liefern.

Abstract

There is an interest worldwide in small modular reactors (SMRs). In order for the Federal Government to remain capable of making statements and holding discussions on the new construction of such plants, it must be possible to carry out reliable simulations of the safety of these reactors with our national computational chain (including AC²). For the simulation of SMRs, relevant models in AC² must be further improved. This was carried out within the framework of the VASiL project (Enhancement and Validation of AC² for the Simulation of innovative LW-SMR) by the partners GRS, PSS and IKE. GRS is the coordinator of the consortium.

As part of the project, the program system AC²/ATHLET was extended for the simulation of compact heat exchangers. This included the implementation and validation of models for heat transfer and pressure loss in helical tube bundle, plate and bayonet heat exchangers. Furthermore, heat pipes, so-called loop heat pipes, were investigated. An evaporation model was also implemented with which the evaporation of the working medium (e.g. water) on the surface of pools can be simulated more realistically than before.

Another point was the investigation of heat transfer on high cylinder walls with heights of up to 15 m, which was carried out exclusively with CFD due to the lack of experimental data, in order to derive a heat transfer model for AC²/ATHLET. Here, it was shown that the models generated in this way did not lead to any improvement in the simulation capability of AC²/ATHLET in the cases investigated, so that they were not finally adopted in AC²/ATHLET.

Finally, generic plant simulations were carried out to test the improvements. The plants considered were based on the SMR designs NuScale, NUWARD, SCOR and SMART. It was shown that the implemented models also deliver stable and reasonable results in plant simulations.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
2	Inhalt des Projekts.....	3
3	Bisheriger Stand des Wissens.....	7
3.1	Kompakte Wärmeübertrager.....	7
3.2	Wärmeübergänge an Außenseite von Containmentwänden	8
3.3	Verdunstung von Wasserpools	9
3.4	Containments bei Unterdruckzuständen	9
4	Modellentwicklung, Validierung und CFD-Analysen.....	11
4.1	Modellierung innovativer Wärmeübertrager	11
4.1.1	AC ² /ATHLET-Modellierung helikaler Rohrbündelwärmeübertrager (PSS).....	11
4.1.2	CFD-Analysen eines helikalen Wärmeübertragers (PSS)	21
4.1.3	AC ² /ATHLET-Modellierung von Plattenwärmeübertragern (GRS).....	28
4.1.4	AC ² /ATHLET-Modellierung von Bajonett-Wärmeübertragern (IKE).....	35
4.1.5	AC ² /ATHLET-Modellierung von Loop-Heatpipes (IKE).....	51
4.2	Modellierung der Wärmeübertragung an der Außenseite von Containmentwänden (GRS, PSS).....	61
4.2.1	CFD-Analysen zum Wärmeübergang an Zylindercontainments	62
4.2.2	AC ² /ATHLET-Modellierung des Wärmeübergangs an Zylindercontainments (GRS).....	71
4.3	Implementierung eines Verdunstungsmodells (GRS).....	80
4.3.1	Modellierungsansätze.....	81
4.3.2	Wahl des Modellansatzes	84
4.3.3	Modellvalidierung in AC ² /ATHLET	86
4.3.4	Zusammenfassung	87
4.4	Simulation von Unterdruckzuständen im Containment (GRS).....	88
4.4.1	Allgemeines	88
4.4.2	Simulationen.....	89

4.4.3	Zusammenfassung	92
5	Generische Simulationen ausgewählter passiver Nachwärmeabfuhrketten	93
5.1	Zeitlich begrenzte Nachwärmeabfuhr an die Umgebungsluft (PSS)	93
5.2	Passive Nachwärmeabfuhrkette bestehend aus drei Kreisläufen (GRS)	105
5.3	Passive Nachwärmeabfuhr mittels Bajonettwärmeübertragern (IKE)	110
5.3.1	Modellierung des SCOR mit dem AC ² /ATHLET-Code	112
5.3.2	Verifizierung der Eingabedaten & Steady-State-Analyse	114
5.3.3	Transiente Analyse	116
5.3.4	Schlussfolgerungen	120
5.4	Zeitlich unbegrenzte Nachwärmeabfuhr mittels Wärmerohren (IKE)	121
5.4.1	Simulation der VISTA-ITL-Anlage	122
5.4.2	Simulation des SMART-Reaktors	125
5.4.3	Zusammenfassung und Ausblick	132
6	Lessons Learned	135
7	Zusammenfassung	137
	Abbildungsverzeichnis.....	139
	Tabellenverzeichnis.....	145
	Literaturverzeichnis.....	147

1 Einleitung

Zahlreiche Länder haben ein großes Interesse, sogenannte kleine modulare Reaktoren (Small Modular Reactors, SMR) zu entwickeln bzw. neu zu bauen. Gründe hierfür sind nach eigenen Angaben die geringeren Investitionskosten pro Modul sowie ein potenziell hohes Sicherheitsniveau der Anlagen inklusive praktischem Ausschluss großer unfallbedingter Freisetzungen. Große Realisierungschancen besitzen hierbei leichtwasserbasierte SMR (LW-SMR) der Bauart integraler Druckwasserreaktor (iDWR), u.a. die Konzepte NuScale und NUWARD. Für den NuScale gibt es konkrete Baupläne z.B. in Polen /WNN 22/. Der NUWARD wird durch ein französisches Konsortium (CEA, EDF, Naval Group und TechnicAtome) entwickelt und soll als Referenzanlage /EDF 22/ für den Export in Frankreich gebaut werden. Es ist daher zu erwarten, dass mittelfristig in den Nachbarländern Deutschlands wie auch in der ganzen EU SMR errichtet werden. Um hier diskussionsfähig zu sein und den Bund in sicherheitstechnischen Fragen beraten zu können, muss die GRS in die Lage versetzt werden, die Sicherheit dieser Anlagen bewerten zu können.

Um dafür belastbare Simulationen zur Sicherheit dieser Reaktoren mit unserer nationalen Rechenkette (u.a. AC²) durchführen zu können, ist es erforderlich, für die Simulation von SMR relevante Modelle in AC² weiter zu verbessern. Dies wurde im Rahmen des VASiL-Vorhabens (Erweiterung und Validierung von AC² für die Simulation innovativer LW-SMR) durch die Partner GRS, PSS und IKE durchgeführt. Koordinator des Verbunds ist die GRS.

Der vorliegende gemeinsame Abschlussbericht der Partner fasst die Arbeiten im Vorhaben zusammen. Es wird dabei nur auf die wichtigsten Aspekte der einzelnen Arbeitspunkte eingegangen. Weitere Informationen zu den einzelnen Ergebnissen wie zusätzliche Validierungsrechnungen, Details zu Implementierungen im Code von AC²/ATHLET oder Beschreibungen von Experimenten können in den Meilensteinberichten des Vorhabens nachgelesen werden. Sie sind in den entsprechenden Kapiteln genannt.

2 Inhalt des Projekts

Viele der in Entwicklung befindlichen LW-SMR-Konzepte haben einen sogenannten integralen Primärkreis, d.h. sämtliche Komponenten des Primärkreises sind im Reaktor-druckbehälter (RDB) integriert. Hierfür notwendige kompakte Dampferzeugerdesigns wurden bisher in der Kerntechnik kaum betrachtet. Einige solcher Designs sind Plattenwärmeübertrager (z.B. NUWARD), Wärmeübertrager mit zu einer Helix gewundenen Rohren (sogenannte helikale Wärmeübertrager, z.B. SMART, NuScale, CAREM), Bajonett-Wärmeübertrager (z.B. SCOR) und Loop-Heatpipes (z.B. CAP200) /WAN 20/ /IAEA 16a/. Für belastbare Sicherheitsanalysen mit AC² muss das Programmpaket in die Lage versetzt werden, auch solche kompakten Wärmeübertrager konsistent simulieren zu können. In VASiL wurde daher AC²/ATHLET um Wärmeübergangsmodelle und Modelle für die Berechnung des Druckverlusts in solchen Geometrien erweitert.

Ein weiterer in VASiL betrachteter Punkt ist der konvektive Wärmeübergang hoher Containmentwände an Wasser. Beispielsweise sind die Containments des NuScale oder des NUWARD mit Höhen von ca. 15 – 20 m teilweise oder vollständig in einem Wasserpool eingebracht. Der Wärmeübergang ist dabei u.a. von der Höhe der Wand abhängig. Dimensionslos ist der Wärmeübergang eine Funktion der Rayleigh-Zahl, d.h. $Nu = f(Ra)$. Korrelationen für die Nußelt-Zahl aus der Literatur gelten allerdings nur für Ra-Zahlen bis 10^{12} , was einer 1 – 2 m hohen Platte entspricht. Darüber sind die verfügbaren Korrelationen außerhalb ihres Geltungsbereichs, was zu deutlich unterschiedlichen Werten je nach Korrelation führt. Zur Ableitung einer neuen Korrelation für die nötigen Höhen werden experimentelle Untersuchungen nötig. Da solche allerdings den Projektpartnern nicht zur Verfügung stehen, wurden Korrelationen aus CFD-Analysen abgeleitet, die dann in AC²/ATHLET implementiert und getestet wurden.

Solche Wasserpools verdunsten in Abhängigkeit ihrer Temperatur und den Bedingungen in der Gasatmosphäre darüber. Um die Verfügbarkeit des Pools während eines Störfalls einschätzen zu können, ist die währenddessen verdunstete Masse ein wichtiger Parameter. In AC²/ATHLET war schon vor VASiL ein Verdunstungsmodell verfügbar, es hatte aber einige Defizite, die zu einer ungenauen Simulation des Verdunstungsmassenstroms führten. Das Modell wurde in VASiL verbessert, sodass es nun auf Basis der Filmtheorie den Verdunstungsmassenstrom berechnet.

In einigen SMRs (z.B. NuScale) werden in den Containments zur Minimierung der Wärmeverluste des RDBs Unterdruckzustände eingestellt. Die Simulation der Zustände im

Containment im Betrieb sowie bei Transienten und Störfällen erfordert eine genaue Bestimmung der Zustandsgrößen, z.B. zur Berechnung der Verdampfung beim Austritt des Leckstrahls vom RDB in das Containment. Generell ist AC²/ATHLET in der Lage, SMR-Containments vereinfacht mit einer groben Nodalisierung zu simulieren. Das Wasser/Dampfstoffwertepaket von AC²/ATHLET wurde jedoch für Anwendungen bei derartigen geringen Drücken nie ausreichend validiert. Am Beispiel eines stark vereinfachten NuScale-Datensatzes wurden Leckstörfälle mit AC²/ATHLET simuliert, die Ergebnisse auf Plausibilität geprüft und die Stabilität und Zeitschrittweite bewertet.

Um das Zusammenspiel der neu implementierten Modelle integral auf Plausibilität zu testen, wurden abschließend generische Simulationen passiver Nachwärmeabfuhrketten ausgewählter SMR durchgeführt und bewertet. Es wurden hierzu SMR-Designs ausgewählt, in denen die zu Beginn des Vorhabens untersuchten, kompakten Wärmeübertrager Verwendung finden, d.h. NuScale, NUWARD, SCOR und SMART.

Die oben beschriebenen fachlichen Arbeiten sind in VASiL in fünf Arbeitspakete aufgeteilt worden. Diese sind im Einzelnen:

- AP1: Modellierung ausgewählter innovativer Wärmeübertrager
 - Helikale Rohrbündelwärmeübertrager (PSS)
 - Plattenwärmeübertrager (GRS)
 - Bajonettwärmeübertrager (IKE)
 - Loop-Heatpipes (IKE)
- AP2: Modellierung der Wärmeübertragung an der Außenseite von Containmentwänden (GRS, PSS)
- AP3: Simulation von Unterdruckzuständen im Containment (GRS)
- AP4: Generische Simulation ausgewählter passiver Nachwärmeabfuhrketten verschiedener SMRs
 - Zeitlich begrenzte Nachwärmeabfuhr an die Umgebungsluft (PSS)
 - Passive Nachwärmeabfuhrkette bestehend aus drei Kreisläufen (GRS)
 - Passive Nachwärmeabfuhr mittels Bajonettwärmeübertragern (IKE)
 - Zeitlich unbegrenzte Nachwärmeabfuhr mittels Wärmerohren (IKE)

- AP5: Querschnittsaufgaben

Zunächst ist als Ausgangspunkt der bisherige Stand des Wissens in Kapitel 3 dargestellt. Die Ergebnisse der Arbeitspakete 1 – 3 sind im Folgenden im Kapitel 4 dokumentiert. Kapitel 5 beinhaltet die Ergebnisse des 4. Arbeitspakets. Weiterhin sind Erfahrungen aus dem Projekt in Kapitel 6 dargestellt.

3 Bisheriger Stand des Wissens

Die GRS hat in der Studie zur Sicherheit und zu internationalen Entwicklungen von Small Modular Reactors (SMR) /BUC 15/ einen fundierten Überblick über eine große Anzahl verschiedener SMR-Designs gegeben und wichtige sicherheitstechnische Fragestellungen sowie Modellierungslücken von AC² bzw. ATHLET identifiziert. Die Simulation der Nachwärmeabfuhr aus dem RDB erfordert die Modellierung neuer, hoch effizienter Wärmeübertrager (wie z.B. helikale Rohrbündelwärmeübertrager, Plattenwärmeübertrager, Bajonettwärmeübertrager und Wärmerohre (sog. Heatpipes)), für die in AC²/ATHLET bisher keine geeigneten Wärmeübergangskorrelationen vorgesehen sind.

Weiterhin ist es erforderlich, Korrelationen zur Beschreibung der Wärmeübergänge von den Containmentwänden an Wasservorlagen, in denen diese Containments partiell oder vollständig angeordnet sind, zu implementieren. AC²/ATHLET kann auch nicht die Verdunstung von Wasser an Pooloberflächen beschreiben und ist nicht ausreichend getestet, um bei Unterdruck betriebene Containments zu simulieren. Im Folgenden wird der Stand des Wissens zu den zuvor genannten Themen kurz zusammengefasst.

3.1 Kompakte Wärmeübertrager

SMRs wie z.B. CAREM, SMART oder NuScale nutzen helikale Dampferzeuger, um bei geringer Höhe große Wärmeübertragerflächen zu realisieren. Im Inneren der Rohre bildet sich eine Sekundärströmung aus, die den Wärmeübergang verbessert. Dieser nimmt mit steigender Torsionsrate (dem Quotienten aus Steigung und Durchmesser der Helix) zu /AMI 14/. AC²/ATHLET als 1D-Systemcode kann weder die Sekundärströmungen noch die durch die Helixstruktur eingetragene Turbulenz berücksichtigen und wird folglich den Wärmeübergang innerhalb des helikalen Rohres unterschätzen. Ähnliches gilt für die Außenseite der Rohre, bei der die Geometrie des Rohrbündels die Geschwindigkeiten zwischen den Rohren beeinflusst. Die mittlere Geschwindigkeit des Fluids ist zwischen den Rohren am größten und nimmt in Richtung der Rohrstruktur ab (vgl. /LAI 17/). Folglich ergibt sich über die Außenflächen der Rohre eine inhomogene Verteilung des Wärmeübergangskoeffizienten, die von AC²/ATHLET so nicht simuliert werden kann, da die eingebrachte Turbulenz nicht von AC²/ATHLET berücksichtigt wird.

Im SCOR-Design von CEA werden sogenannte Bajonettwärmeübertrager zur Nachwärmeabfuhr aus dem Kern in einem Störfall genutzt /CHE 05/. Im Unterschied zu

konventionellen Wärmeübertragern mit Gerad- oder U-Rohr-Design gibt es zur Modellierung mit AC²/ATHLET hierzu bisher noch keine Erfahrungen. Insbesondere fehlen angepasste Beschreibungen zu Reibungsverlusten und Wärmeübergang speziell in Eintritts- und Austrittsplenen und an der Umlenkung.

SMRs wie z.B. der NUWARD, RUTA-70 oder TWR nutzen kompakte und leistungsfähige Plattenwärmeübertrager verschiedenster Konfiguration. Grundsätzlich kann AC²/ATHLET den Wärmeübergang an einer ebenen Platte bestimmen. Allerdings besitzen die Wärmeübertragerplatten eingeprägte Muster. Heutzutage kommen oftmals Winkel-Wellen-Platten mit einem sinusförmigen und um einen bestimmten Winkel gegenüber der Hauptströmungsrichtung geneigten Wellenmuster zum Einsatz. Der Druckverlust und der Wärmeübergang sind u.a. vom Prägungswinkel der Wellenmuster abhängig /VDI 13/.

Das Wasser in den die Containments umgebenden Pools wird in einigen SMR-Konzepten durch Wärmerohre (sog. Heatpipes) gekühlt, die die Wärme an die Umgebung abführen. Im Vorhaben RS1543 (Heatpipes) wurde AC²/ATHLET für die Simulation von Wärmerohren zur passiven Wärmeabfuhr aus einem Brennelementlagerbecken erüchtigt /KRÜ 18/. Die Validierung der Modelle erfolgten anhand von im Projekt PALAWERO des IKE Stuttgart (FKZ 1501515) aufgenommenen experimentellen Daten.

3.2 Wärmeübergänge an Außenseite von Containmentwänden

Bei Stör- und Unfällen in SMRs, deren Containments in Wasserpools angeordnet (z.B. NuScale, mPower, NUWARD), die auf dem Grund des Meeres/Ozeans aufgestellt (Flexblue, SHELF) bzw. die in schwimmende Plattformen (CAP200S, MIT OSMR) integriert sind oder sich unterhalb der Wasseroberfläche (Submarine NPP) befinden, soll die Nachwärme passiv an das das Containment umgebende Wasser abgeführt werden. Bei einem postulierten Leck kondensiert der in das SMR-Containment strömende Dampf an der Innenseite der Containmentwand. Dabei heizt sich die Wand auf und gibt Wärme an das das Containment umgebende Wasser ab. Hierbei entwickelt sich am Behälter eine von unten nach oben anwachsende thermische Grenzschicht. Während der Aufheizung und ggf. Verdampfung des Wassers bilden sich in der Wasservorlage komplexe 3D-Strömungs- und Temperaturfelder aus. Solange die Vorgänge einphasig bleiben, können diese grundsätzlich auch mit dem Modul CoPool von COCOSYS simuliert werden. Aufgrund der Einschränkungen, dass CoPool keine zweiphasigen

Strömungsphänomene (sowohl Wand- als auch Oberflächensieden) simulieren kann und eine diesbezügliche Weiterentwicklung nicht angedacht ist, sollen derartige Phänomene zukünftig mittels des schnelllaufenden 3D-Moduls von AC²/ATHLET berechnet werden.

Die Wärmeübergänge bei freier Konvektion an vertikalen Containments können u.a. mit den im VDI-Wärmeatlas /VDI 13/ beschriebenen Modellen berechnet werden. Die mittlere Nußelt-Zahl Nu des vertikalen Zylinders kann nach Fujii und Uehara /FUJ 70/ mit Hilfe des Verhältnisses von Höhe zu Durchmesser aus der entsprechenden Korrelation für die vertikale Wand nach Churchill und Chu /CHU 75/ bestimmt werden. Die zuvor beschriebenen Ansätze sind jedoch auf Rayleigh-Zahlen Ra zwischen $0,1 - 10^{12}$ beschränkt; d.h. die obere Grenze des Gültigkeitsbereiches liegt ca. drei Zehnerpotenzen unterhalb des Betriebspunktes der Containments. Eine Extrapolation bedarf einer entsprechenden experimentellen Absicherung. Entsprechende Versuche hierfür sind aber nicht bekannt.

3.3 Verdunstung von Wasserpools

Die Menge des aus einem Pool verdunstenden Wassers ergibt sich anhand der Wassertemperatur, der Lufttemperatur, der Luftfeuchtigkeit sowie der Luftgeschwindigkeit über der Oberfläche. Die Verdunstung von Wasserpools ist ein speziell von Schwimmbädern bekannter Vorgang. Aus der Praxis ist hier bekannt, dass ca. 1,5 – 5 kg Wasser pro Quadratmeter und Tag bei 30 °C warmer Luft und einer Luftfeuchte von 60 % verdunsten. In /PAR 17/ werden für Brennelementlagerbecken Verdunstungsraten von 18 kg Wasser pro Quadratmeter und Tag bei 40 °C warmem Wasser und von 750 kg pro Quadratmeter und Tag bei 80 °C warmem Wasser angegeben. Beide Abschätzungen belegen, dass bei der Betrachtung der Nachwärmeabfuhr bzw. Kühlung der Wände von in Wasserpools angeordneten Containments die Verdunstung mit betrachtet werden muss. Ansätze zur Berechnung der Verdunstung an der Oberfläche von Wasserpools finden sich in der Literatur, u.a. in /VIE 00/.

3.4 Containments bei Unterdruckzuständen

In einigen SMRs (z.B. NuScale) werden in den Containments zur Minimierung der Wärmeverluste des RDBs Unterdruckzustände eingestellt. Die Simulation der Zustände im Containment im Betrieb sowie bei Transienten und Störfällen erfordert eine genaue

Bestimmung der Zustandsgrößen, z.B. zur Berechnung der Verdampfung beim Austritt des Leckstrahls vom RDB in das Containment.

Das in AC²/ATHLET eingesetzte Wasser-Dampf-Stoffwertepaket /MÜL 94/ wurde für die Berechnung der Kühlsysteme von LWR entwickelt und deckt einen Parameterbereich von 0,1 – 300 bar ab. In dem Stoffwertepaket werden die Stoffwerte aus zuvor bereitgestellten Tabellen interpoliert. Aus Gründen der Rechenzeit sind die tabellierten Werte äquidistant angeordnet, was die Genauigkeit der Interpolation in den Bereichen, in denen sich die Stoffwerte stark nichtlinear verhalten, sehr einschränkt. Die von AC²/ATHLET ebenfalls benötigten Ableitungen der Stoffwerte nach Druck und Temperatur werden mittels Differenzenquotienten approximiert. Gerade bei niedrigen Drücken ergeben sich jedoch häufig für die benötigten Werte deutliche Abweichungen von den tatsächlichen Werten. Im Rahmen des Forschungsvorhabens „Schnelle Berechnung realer Stoffwerte in ATHLET nach den neuesten Standards der IAPWS“ (FKZ 1501552) wurden von der Hochschule Zittau/Görlitz neue, verbesserte Stoffwerteberechnungsmodule auf Basis des Spline-Basierten Table Look-Up-Verfahrens (SBTL) für AC²/ATHLET bereitgestellt und implementiert. Das SBTL besitzt eine hohe Genauigkeit sowie geringe Rechenzeiten und ist seit 2015 der internationale Standard für die Berechnung der Eigenschaften von Wasser und Wasserdampf.

4 Modellentwicklung, Validierung und CFD-Analysen

4.1 Modellierung innovativer Wärmeübertrager

4.1.1 AC²/ATHLET-Modellierung helikaler Rohrbündelwärmeübertrager (PSS)

4.1.1.1 Einführung

Ein für Small Modular Reactors (SMR) vorgesehenes Wärmeübertragermodell sind helikale Rohrbündelwärmeübertrager. Sie werden insbesondere für den Einsatz in leichtwasserbasierten integralen Druckwasserreaktorkonzepten, berücksichtigt. Die Konzeptionierung des Wärmeübertragers in NuScale sieht helikal gewundene Rohre vor, die um das Steigrohr gewickelt sind. Sie können gleichgerichtet sowie entgegengerichtet angeordnet werden. Der durch die Rohre eingenommene Raum wird durch den Innendurchmesser des Reaktordruckbehälters begrenzt. Im CAREM sind Rohrwendeln um den Steigraum herum angeordnet, jedoch nicht herumgewickelt. In beiden Fällen wird durch die helikale Form eine kompakte Bauweise ermöglicht, wodurch das Reaktordruckbehältervolumen reduziert werden kann und gleichzeitig ein großes Flächen-zu-Höhen-Verhältnis des Wärmeübertragers erreicht wird /MAS 16/, /MOD 03/.

Der helikale Wärmeübertrager wird von unten nach oben mithilfe einer Pumpe mit Speisewasser durchströmt. Auf der Außenseite des Wärmeübertragers befindet sich das im Naturumlauf zirkulierende Kühlmittel. Das Kühlmittel umströmt von oben nach unten die helikalen Rohre und überträgt die vom Kern aufgenommene Leistung an das Speisewasser. Durch die Anordnung stellt sich eine im Gegenstrom verlaufende Wärmeübertragung ein. Das in den gewundenen Rohren strömende Speisewasser wird durch die zugeführte Wärme verdampft und überhitzt, wobei sich komplexe Strömungsformen einstellen. Durch die Rohrkrümmung wirken Zentrifugalkräfte auf das Fluid im Rohr, die eine Verschiebung der Maximalgeschwindigkeit nach außen bewirken und wodurch sich ein Druckgradient über den Rohrquerschnitt ausbildet. Aufgrund dieses Druckgradienten werden zwei gegenläufige Wirbel über den Rohrquerschnitt gebildet. Die sich formenden Wirbel werden als Sekundärströmung bezeichnet und sollen durch die verstärkte Vermischung des Fluids eine Erhöhung des Wärmeübergangs sowie des Druckverlustes nach sich ziehen /IAEA 14/, /DEA 28/.

4.1.1.2 Modellierung des Druckverlustes in helikalen Rohrbündelwärmeübertragern

Die geeignete Berechnung der Druckverluste in helikalen Rohrbündelwärmeübertragern wird für den einphasigen, flüssigen Bereich in der Literatur z.B. nach dem Ansatz von Ito durchgeführt /ITO 59/. Dieser erweitert die für gerade Rohre genutzte Korrelation zur Berechnung des Druckverlustes um einen Term, der das Rohr-zu-Wendeldurchmesser-Verhältnis berücksichtigt. Durch dieses Verhältnis soll der Einfluss der Sekundärströmung berücksichtigt werden und basiert auf dem Ansatz nach Dean /DEA 28/.

Der Widerstandsbeiwert λ_c nach Ito wird wie folgt berechnet /ITO 59/:

$$\lambda_c = \lambda_s \left(Re \left(\frac{d}{d_c} \right)^2 \right)^{1/20} \quad (4.1)$$

Dabei beschreibt λ_s den Widerstandsbeiwert für das gerade Rohr, Re die Reynolds-Zahl, d den Rohrrinnendurchmesser und d_c den Wendeldurchmesser.

Der Widerstandsbeiwert λ_s für das gerade Rohr wird weiterhin durch die in AC²/ATHLET genutzte Korrelation nach Colebrook berechnet /AUS 22a/:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_s}} = -2 \log \left(\frac{2,51}{Re \sqrt{\lambda}} + 0,27 \frac{r}{d} \right) \quad (4.2)$$

Der Parameter r ist als Rauigkeit des Rohres definiert.

Für den zweiphasigen Bereich wurde der Ansatz nach Kozeki et al. in AC²/ATHLET implementiert /NAR 82/, /KOZ 70/. Dieser basiert auf dem in AC²/ATHLET genutzten Ansatz nach Martinelli-Nelson und wurde auf Basis experimenteller Untersuchungen, die bei einem Druck um die 1,1 MPa durchgeführt wurden, ermittelt. Der für den Martinelli-Nelson-Ansatz genutzte Faktor $\Phi_{tt,V}^2$ für die Dampfphase wird nach /NAR 82/ berechnet:

$$\Phi_{tt,V}^2 = 0,895 + (X_{tt} + 0,076)^{0,875} + 1,21 \cdot 10^{(-0,334(\log X_{tt} + 0,668)^2)} \quad (4.3)$$

Er beschreibt im Allgemeinen das Verhältnis des zweiphasigen Druckgradienten zum Druckgradienten für einen einphasig flüssigen Massenstrom /TRE 17/. Der

Zusammenhang zwischen $\Phi_{tt,V}^2$ für die Dampfphase und $\Phi_{tt,L}^2$ für die Flüssigphase ist wie folgt /NAR 82/:

$$\Phi_{tt,L} = \frac{\Phi_{tt,V}}{X_{tt}^{0,875}} \quad (4.4)$$

Der dimensionslose Parameter X_{tt} wird als Martinelli-Parameter bezeichnet und wird durch /NAR 82/ definiert:

$$X_{tt} = \left(\frac{\nu_V}{\nu_L}\right)^{0,571} \left(\frac{\eta_L}{\eta_V}\right)^{0,143} \frac{1-x}{x} \quad (4.5)$$

Er beschreibt das Verhältnis von einphasig gasförmigem zu einphasig flüssigem Druckverlust. Der Parameter ν ist die kinematische Viskosität und η die dynamische Viskosität. Die Indizes L und V stehen dabei für die Flüssigphase (L) und für die Dampfphase (V). x ist definiert als Massendampfgehalt.

Auf der Rohraußenseite ergibt sich durch die Rohranordnung sowie die Rohranzahl ein erhöhter Druckverlust, der durch die Implementierung eines Ansatzes aus dem VDI in AC²/ATHLET berücksichtigt werden soll. Siehe dazu /KRI 23a/, /VDI 13/.

4.1.1.3 Modellierung des Wärmeübergangs in helikalen Rohrbündelwärmeübertragern

Die Modellierung des Wärmeübergangs zur adäquaten Abbildung helikaler Wärmeübertrager wurde mit Berechnungsansätzen durchgeführt, die bereits Anwendungen in weiteren Codes gefunden haben und eine Verbesserung der Simulationsgüte erreicht haben. Dazu zählen RELAP5, MELCOR sowie TAPINS /MOL 22/, /HUM 17/, /HUM 18/, /LEE 12/, /LEE 13/.

Zur Berechnung des konvektiven Wärmeübergangs auf der Innenseite der Rohre wurde die Korrelation nach Mori und Nakayama für den einphasig flüssigen sowie den einphasig dampfförmigen Bereich ausgewählt. Die Korrelation für den flüssigen Bereich kann nach /MOR 67/ ermittelt werden:

$$Nu = 0,023 \cdot \left(1 + \frac{0,061}{\left(Re \cdot \left(\frac{d}{d_c} \right)^{2,5} \right)^{\frac{1}{6}}} \right) \cdot \left(\frac{d}{d_c} \right)^{\frac{1}{12}} \cdot Re^{0,833} \cdot Pr^{0,4} \quad (4.6)$$

Für den dampfförmigen Bereich kann folgende Korrelation nach Mori und Nakayama angewandt werden /MOR 67/:

$$Nu = \frac{1}{26,2} \cdot \frac{Pr}{Pr^{\frac{2}{3}} - 0,074} \cdot \left(1 + \frac{0,098}{\left(Re \cdot \left(\frac{d}{d_c} \right)^2 \right)^{\frac{1}{5}}} \right) \cdot \left(\frac{d}{d_c} \right)^{\frac{1}{10}} \cdot Re^{0,8} \quad (4.7)$$

Der Wärmeübergang auf der Außenseite der Rohre wurde durch den Ansatz nach Žukauskas, der die Umströmung von Rohren sowie Rohrbündeln untersuchte, implementiert. Der allgemeine Ansatz kann entsprechend durch die Korrelation /ŽUK 72/ dargestellt werden:

$$Nu = C \cdot Re_{max}^m \cdot Pr^n \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0,25} \quad (4.8)$$

Der Parameter C sowie die Exponenten m und n sind abhängig vom vorliegenden Strömungsregime sowie von der gewählten Rohranordnung. Aus diesem Grund wurde eine Auswahllogik in AC²/ATHLET hinzugefügt, die in Abhängigkeit dieser Faktoren die geeigneten Werte auswählt. Die Logik folgt dem in Tab. 4.1 dargestellten Schema /ŽUK 72/, /HUM 17/.

Tab. 4.1 Auswahllogik der Parameter zur Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten nach Žukauskas /ŽUK 72/, /HUM 17/

	Re	Pr & s	C	m	n
Fluchtend	$10 < Re_{max} < 100$		0,8	0,4	0,36
	$100 < Re_{max} < 1000$	$Pr < 10$	0,51	0,5	0,37
		$Pr > 10$	0,51	0,5	0,36

	$1000 < Re_{max} < 2 \cdot 10^5$		0,27	0,63	0,36
	$2 \cdot 10^5 < Re_{max} < 2 \cdot 10^6$		0,021	0,84	0,36
Versetzt	$10 < Re_{max} < 100$		0,9	0,4	0,36
	$100 < Re_{max} < 1000$	Pr < 10	0,51	0,5	0,37
		Pr > 10	0,51	0,5	0,36
	$1000 < Re_{max} < 2 \cdot 10^5$	$s_h/s_v < 2$	$0,35 \cdot (s_h/s_v)^{1/5}$	0,6	0,36
		$s_h/s_v > 2$	0,4	0,6	0,36
	$2 \cdot 10^5 < Re_{max} < 2 \cdot 10^6$		0,022	0,84	0,36

In diesem Zusammenhang definiert s_h den horizontalen Rohrabstand und s_v den vertikalen Rohrabstand. Re_{max} wird mit der maximalen Geschwindigkeit zwischen den Rohren berechnet und diese kann für eine fluchtende Rohranordnung wie folgt berechnet werden /HUM 17/:

$$w_{max} = \frac{s_h}{s_h - d_a} \cdot w \quad (4.9)$$

Liegt eine versetzte Anordnung der Rohre vor und ist die Gleichung erfüllt /HUM 17/,

$$s_D = \left(s_v^2 + \left(\frac{s_h}{2} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} < \frac{s_h + d_a}{2} \quad (4.10)$$

kann die Geschwindigkeit nach /HUM 17/ berechnet werden:

$$w_{max} = \frac{s_h}{2 \cdot (s_D - d_a)} \cdot w \quad (4.11)$$

Wird Gl. (4.10) nicht erfüllt, wird die Geschwindigkeit weiterhin anhand von Gl. (4.9) ermittelt.

4.1.1.4 Implementierung in AC²/ATHLET

Die neuen Modellansätze zur Beschreibung helikaler Rohrbündelwärmeübertragerrohre wurden in die bereits bestehende Struktur für Plattenwärmeübertrager eingebunden. Für nähere Informationen siehe auch /KRI 23a/ und /KRI 23b/.

Die Berechnung der Wärmeübertragungskoeffizienten (HTC) für helikale Wärmeübertrager werden in den neu erstellten Subroutinen `MHTCHELIX_1`, `MHTC_HELIX2L` und `MHTC_HELIX2V` durchgeführt. In diesem Zusammenhang definiert die Zahl 1 die Außenseite der Rohre und 2 die Innenseite. Auf der Innenseite der Rohre wurde zudem zwischen der flüssigen (L) und der dampfförmigen (V) Phase differenziert. Um die Koeffizienten berechnen zu können, wurden fünf weitere Parameter hinzugefügt, die durch Angaben im Datensatz spezifiziert werden. Wird im Datensatz ein helikaler Wärmeübertrager deklariert, werden die Parameter `HTEXPAR1` – `HTEXPAR5` eingelesen. Diese beschreiben den Wendeldurchmesser des Wärmeübertragers, die Rohrabstände in horizontale sowie vertikale Richtung sowie die Rohrreihenanzahl in vertikale Richtung und die Rohranordnung. Die zwei weiteren Parameter `HTEXPAR6` und `HTEXPAR7` wurden für den Fall einer geraden, vertikalen Rohrmodellierung hinzugefügt. Durch die Auswahl dieser Modellierungsvariante mithilfe von `HTEXPAR6` kann durch `HTEXPAR7` eine Faktorisierung des Wärmeübergangs und des Drucks durchgeführt werden, um die verkürzte Rohrlänge berücksichtigen zu können. Es wird empfohlen, den Wärmeübergang und den Druckverlust um die prozentual fehlende Rohrlänge zu erhöhen.

Die Druckverluste auf der Innen- und Außenseite des helikalen Rohrbündelwärmeübertragers wurden in den neu implementierten Subroutinen `DPHELIX_1PH`, `DPHELIX_2PHL`, `DPHELIX_2PHV` und `DPBUENDEL` durchgeführt. Die Routine `DPBUENDEL` berücksichtigt die Druckverluste, die durch die im Downcomer angeordneten Rohre erreicht werden. Dabei werden die Rohranzahl und -anordnung berücksichtigt. Die weiteren Routinen werden für die Berechnung auf der Innenseite der Rohre aufgerufen und differenzieren zwischen dem einphasigen (`DPHELIX_1PH`) und zweiphasigen (`DPHELIX_2PH`) Gebiet. Hier wird der erhöhte Druckverlust durch die Krümmung der Rohre berücksichtigt.

4.1.1.5 Validierung

Für die Validierung des Modells wurden zwei Experimente, die an der OSU-MASLWR-Experimentanlage durchgeführt wurden, ausgewählt. Die Anlage basiert auf dem MASLWR-Konzept, das das ursprüngliche Design des SMR von NuScale Power LLC darstellt /WIL 21/. Darüber hinaus wurde ein Experiment zum Sieden in helikalen Rohren, das in der SWAMUP-II-Anlage durchgeführt wurde, für Vergleichsrechnungen mit ANSYS genutzt. Nachfolgend werden exemplarisch die Ergebnisse des OSU-002-Experiments (OSU-MASLWR-Anlage) dargestellt. Detaillierte Daten der weiteren

Experimente und der erzielten Ergebnisse können dem Technischen Fachbericht entnommen werden /KRI 23a/. Darüber hinaus wurden die erzielten Ergebnisse und Erkenntnisse im Rahmen internationaler Tagungen publiziert und diskutiert. Dazu zählt die NURETH-19, NURETH-20, die ICON30 sowie die KERNTECHNIK 2022. Des Weiteren wurde ein Beitrag für die Veröffentlichung bei der International Conference on Topical Issues in Nuclear Installation Safety der IAEA geleistet. Siehe dazu auch /KRI 22a/, /KRI 22b/, /KRI 22c/, /KRI 23c/, /BUC 22a/.

OSU-002-Experiment

Für die Simulation des OSU-002-Experiments wurde ein AC²/ATHLET-Datensatz, entsprechend der Abb. 4.1, am PSS erstellt. Der Datensatz umfasst gemäß der experimentellen Anlage den gesamten Reaktordruckbehälter. Dazu zählt der Primärkreis, der den Kern, das Steigrohr, das obere Plenum, den Druckhalter, den Downcomer sowie das untere Plenum einschließt. Des Weiteren wurde die aus dem helikalen Wärmeübertrager bestehende Sekundärseite des Systems modelliert. Detaillierte Informationen zur Modellierung sind in /KRI 23a/ dokumentiert.

Das Experiment zeichnet sich durch eine stufenweise Steigerung der Kernleistung mit gleichzeitiger Erhöhung des Speisewassermassenstroms auf der Sekundärseite aus. Die initiale Leistung beträgt 80 kW und wird im Verlaufe des Experiments auf 165 kW gesteigert. Zu Beginn des Experiments ergeben sich dementsprechend Temperaturen von 214 °C am Kerneintritt und 231 °C am Kernaustritt. Im Primärkreis herrscht ein Druck von 7,7 MPa, wobei sich zunächst ein Massenstrom von 0,93 kg/s einstellt. Auf der Sekundärseite wird der Speisewasserstrom bei einer Temperatur von 18,9 °C zugeführt. Durch die Wärmeübertragung der Primärseite ergibt sich am Austritt eine Dampftemperatur von 225 °C bei einem Austrittsdruck von 1,43 MPa. /MAS 16/, /MOD 03/.

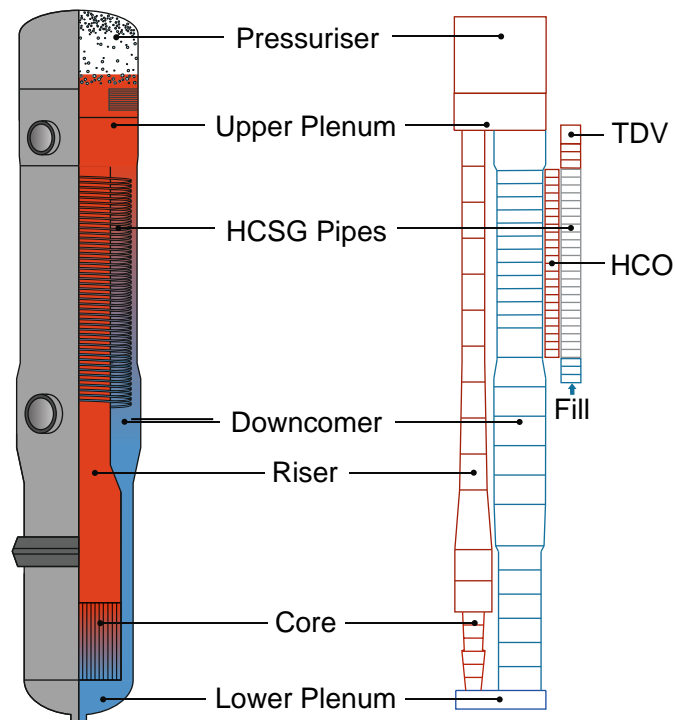


Abb. 4.1 Schematische Darstellung der Experimentanlage (links) /MOD 03/ sowie die entsprechende Modellierung in AC²/ATHLET (rechts)

In Abb. 4.2 sind die Austrittstemperaturen des helikalen Wärmeübertragers für die beiden Simulationen der AC²/ATHLET-Versionen sowie für die gemessenen Experimentdaten dargestellt. Zu Beginn ist ersichtlich, dass die AC²/ATHLET-Simulation die experimentellen Daten um etwa 12 °C unterschätzt. Im Gegensatz dazu werden durch die modifizierte AC²/ATHLET-Version die Austrittstemperaturen in guter Übereinstimmung mit dem Experiment berechnet. Im Verlauf zeigt sich durch ATHLET_modi eine sowohl qualitative als auch quantitative Abbildung der experimentell erfassten Daten über die gesamte Simulationsdauer hinweg. Lediglich zwischen 1.700 s und 2.100 s wird der Temperaturgradient leicht unterschätzt, was zu einer Temperaturdifferenz von 3 °C führt. Dies stellt eine maximale Abweichung von etwa 1,5 % über die Simulationsdauer dar. Im Vergleich dazu werden die Temperaturen mittels der ursprünglichen AC²/ATHLET-Version über die gesamte Simulationsdauer unterschätzt. Anfangs ist eine geringere Temperaturdifferenz erkennbar, die sich mit fortschreitender Simulationsdauer erhöht. Dies wird insbesondere durch die unzureichende Berechnung des Temperaturgradienten um etwa 300 s verursacht. Während im Experiment zu diesem Zeitpunkt ein Temperaturanstieg um 2 °C festgestellt wird, berechnet die ATHLET-Simulation einen Temperaturabfall von etwa 1 °C. Generell zeigt sich eine akzeptable qualitative Übereinstimmung mit den Experimentergebnissen. Jedoch wird gegen Ende des Experiments ab 2.500 s der Temperaturabfall aufgrund der Erhöhung des Massenstroms nicht

adäquat wiedergegeben. Dadurch wird zwar eine quantitative Annäherung an die Experimentwerte erreicht, jedoch resultiert ein zu flacher Temperaturgradient. Die maximale Abweichung beträgt etwa 7 %, was einer Temperaturdifferenz von 15 °C im Vergleich zum Experiment entspricht. Die ab ca. 2.600 s auftretenden Fluktuationen in der Austrittstemperatur werden von ATHLET nicht wiedergegeben. Es handelt sich vermutlich um Strömungsinstabilitäten, deren Ursache nicht in der Literatur beschrieben ist.

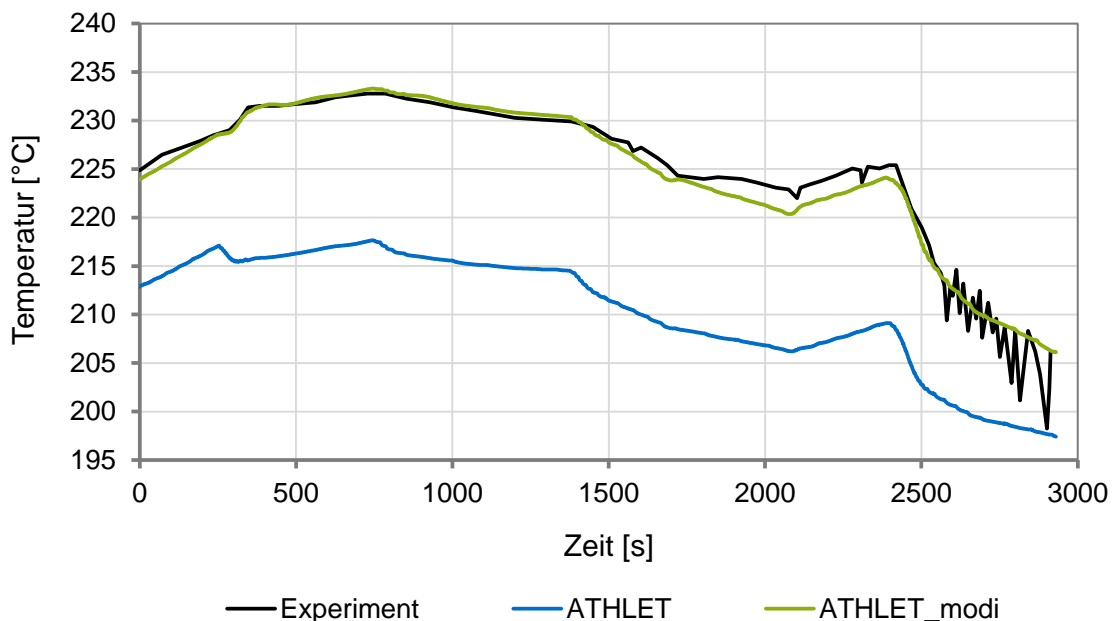


Abb. 4.2 Austrittstemperatur des HCSG

Der Wärmeübergangskoeffizient (HTC) am Austritt des HCSG auf der Innenseite des Rohres ist in Abb. 4.3 abgebildet. Die Auswirkungen der Änderungen in den Wärmeübergangskorrelationen zeigen sich über den gesamten Simulationszeitraum hinweg. Zu Beginn erreicht der ATHLET_modi-Run einen Wert von 68,4 W/m²K, während im ATHLET-Run ein HTC von 24,2 W/m²K berechnet wird. Dies führt zu einer Differenz von 44,2 W/m²K zwischen den beiden Werten. Beide Werte liegen näherungsweise innerhalb des im VDI angegebenen Bereichs von 25 – 250 W/m²K für den Fall von erzwungener Konvektion in Gasen, da ein konstanter Dampfgehalt von eins am Austritt des HCSG vorliegt /VDI 13/.

Der weitere Verlauf beider Simulationen zeigt eine qualitativ gute Übereinstimmung sowie plausible Verläufe. Bei Erhöhung der Leistung im Reaktorkern ist ein Anstieg des Wärmeübergangskoeffizienten zu beobachten. Dieser Anstieg wird mit ATHLET_modi größer berechnet als im ATHLET-Run. Zum Ende des Experimentzeitraums wird mittels

ATHLET_modi ein HTC von 167,6 W/m²K berechnet, der weiterhin innerhalb des vom VDI-Wärmeatlas angegebenen Bereichs liegt. Hingegen erreicht ATHLET einen Wärmeübergangskoeffizienten von 57,9 W/m²K, was zu einer Abweichung von 109,7 W/m²K bzw. 66 % von dem durch ATHLET_modi berechneten Wert führt. Im Allgemeinen lässt sich aufgrund der Zuordnung der HTC-Werte mithilfe des VDI sowie aufgrund der qualitativ übereinstimmenden Verläufe eine plausible Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten mittels der modifizierten Korrelationen annehmen.

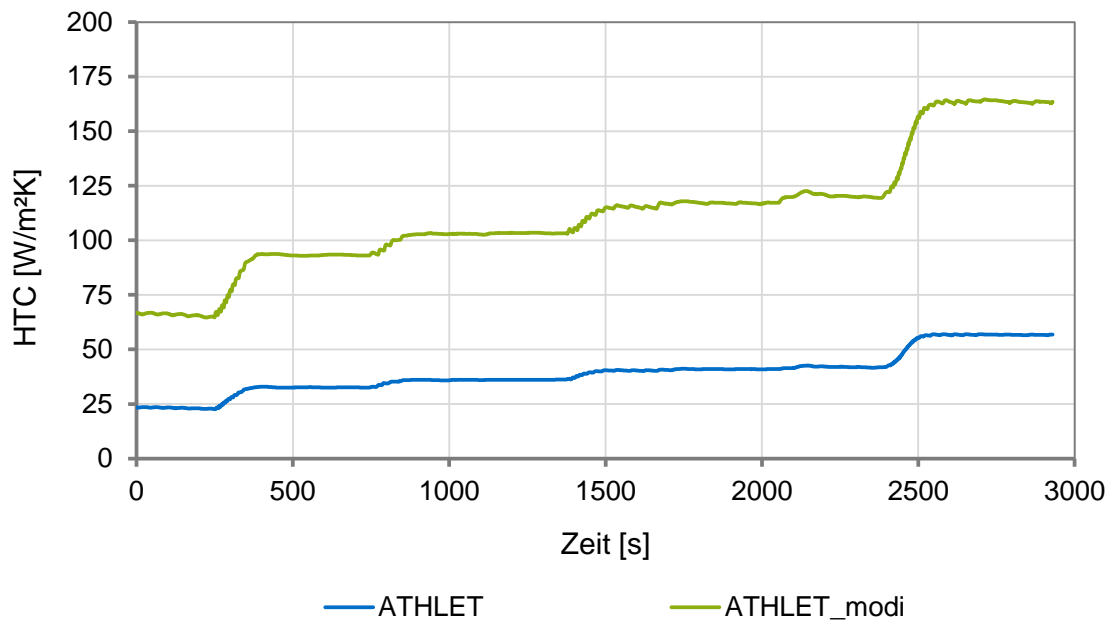


Abb. 4.3 Wärmeübergangskoeffizient (HTC) am Austritt des HCSG

4.1.1.6 Zusammenfassung

Für die adäquate Abbildung helikaler Wärmeübertrager mit AC²/ATHLET wird die bereits für Plattenwärmeübertrager eingebaute Struktur um ausgewählte Korrelationen erweitert. Dazu werden mehrere Subroutinen erstellt, die die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten sowie des Druckverlustes auf der Innen- sowie Außenseite der helikalen Rohre beinhalten. Durch Auswahl und Nutzung von Korrelationen, die in der Literatur für helikale Rohre angewandt werden, kann der Einfluss der Rohrkrümmung und der damit einhergehenden Phänomene berücksichtigt werden.

Mittels der an der OSU-MASLWR-Testanlage durchgeführten Experimente ist die Anwendbarkeit von AC²/ATHLET für ein Anlagenkonzept, das das Urkonzept des NuScale-SMR darstellt, überprüft worden /WIL 21/. Dazu ist ein PSS-Datensatz zur Abbildung des

Reaktordruckbehälters inklusive aller Komponenten erstellt worden. Weiterführend ist die Eignung der neu implementierten Korrelationen untersucht und validiert worden. Die Ergebnisse zeigen, dass für die vorliegende Modellierung insbesondere in Bereichen geringerer Reynolds-Zahlen Abweichungen in der Berechnung der Austrittstemperaturen des helikalen Wärmeübertragers auftreten. Mittels des neuen Berechnungsansatzes kann in diesem Zusammenhang eine gute Übereinstimmung zu den im Experiment gemessenen Daten erzielt werden. In Bezug auf die Druckverluste lassen sich plausible Ergebnisse erzielen, die weiterführend untersucht werden sollten, da weiterhin auch Abweichungen im qualitativen Verlauf vorhanden sind. Auf Basis der durchgeführten Arbeiten sowie der erzielten Ergebnisse kann entsprechender Weiterentwicklungsbedarf für AC²/ATHLET abgeleitet werden.

4.1.2 CFD-Analysen eines helikalen Wärmeübertragers (PSS)

Zur detaillierten dreidimensionalen Berechnung der Wärmetransportprozesse innerhalb eines helikalen Wärmetauscherrohrs wurden zusätzlich CFD-Simulationen mit ANSYS Fluent durchgeführt. Schwerpunkt der Analysen war die Modellierung des rotierenden Strömungsfelds sowie des einsetzenden Blasensiedens, bei dem der Wärmeübergang optimal ist. Für die Validierung der CFD-Simulationen wurden die Experimente von /CHE 18/, /XIA 18a/, /XIA 18b/ und /XIA 18c/ genutzt. Unter Variation von Massenstrom und von außen über Heizmäntel zugeführter Wärmeleistung wurde Wasser bis zum Einsetzen des Blasensiedens innerhalb einer in Abb. 4.4 dargestellten Helixwindung untersucht. Mithilfe von radial und entlang der Rohrwindung installierten Temperatursensoren wurde der lokale Wärmeübergangskoeffizient (WÜK) berechnet.

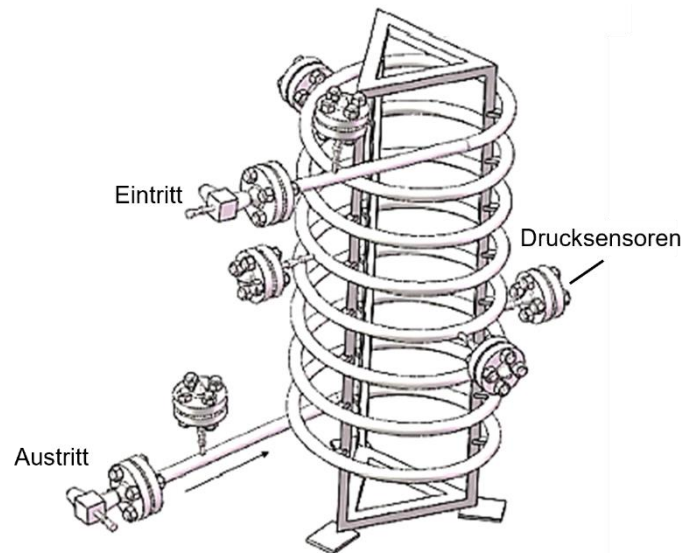


Abb. 4.4 SWAMUP-II-Testanlage nach /CHE 18/

Vor der Simulation des vollständigen Experiments wurden Netzsensitivitätsstudien an einer generischen Helixwindung zur Bewertung der Ausprägung der Sekundärströmung in Abhängigkeit der Netzauflösung im einphasigen Bereich durchgeführt. Dazu wurden unterschiedliche Netzauflösungen einer helikalen Rohrwindung bezüglich der Strömungsausprägungen sowie den korrelierenden Temperaturverteilungen miteinander verglichen und anhand der benötigten Berechnungsressourcen bewertet.

Beim Vergleich von Netzen mit den Zellenanzahlen $n_z = \{190.000; 340.000; 680.000\}$ werden die besten Ergebnisse erwartungsgemäß mit dem Netz mit 680.000 Polyederzellen erzielt. Dies zeigt sich unter anderem durch ein vergleichsweise homogenes Enthalpiefeld mit einem höheren Maximalwert der Gemischenthalpie am Helix-Auslass als bei der groben und mittleren Netzauflösung. Ebenso werden die Wandschubspannungen aufgrund der zu groben wandnahen Zellen sowie die Ausprägung der Sekundärströmung bei kleineren Zellenanzahlen nur unzureichend berücksichtigt. Dabei sind insbesondere die ersten, wandnahen Zellschichten für den Wärmeübergang und die Geschwindigkeitsprofile entscheidend, die innerhalb der turbulenten sogenannten Log-Law-Zone platziert sind. Weiterführende Analysen mit OpenFOAM /NOU 23/ zeigen dagegen, dass das feine Netz mit 680.000 Zellen in guter Näherung zu netzunabhängigen Ergebnissen führt.

Nach der Netzanalyse wurde der Wärmeübergang und der Druckverlauf unter Berücksichtigung des Siedens innerhalb der helikalen Rohrleitung der SWAMUP-II-Experimente mit ANSYS Fluent simuliert. Die Ergebnisse der Simulationen unter

Anwendung homogener Mehrphasenmethoden mit dem Verdampfungs- und Kondensationsmodell von Lee bei verschiedenen Konfigurationen wurden mit den veröffentlichten Messergebnissen der Experimente verglichen. Die genauen Randbedingungen sowie die Modellierung sind im Fachbericht /KRI 23a/ dokumentiert. Abb. 4.5 zeigt die Verteilung der Massentransferraten beim Übergang der Flüssig- zur Dampfphase bei unterschiedlichen Konfigurationen der Randbedingungen entlang der Rohrinnefläche.

In allen drei Fällen zeigen sich Unterschiede in den Massentransferraten zwischen der Innen- und Außenseite der Helix. Auf der Innenseite erfolgt der Phasenübergang räumlich sowie zeitlich früher, während auf der Außenseite die Verdampfung verzögert eintritt. Die wirkende Zentrifugalkraft drückt das schwere Wasser zur Helixaußenseite, während der leichtere Dampf zur Helixinnenseite bewegt wird. Gleichzeitig transportiert die Sekundärströmung Wasser zurück zur trockeneren Innenseite, wo es wieder verdampft und somit die Durchmischung verbessert wird.

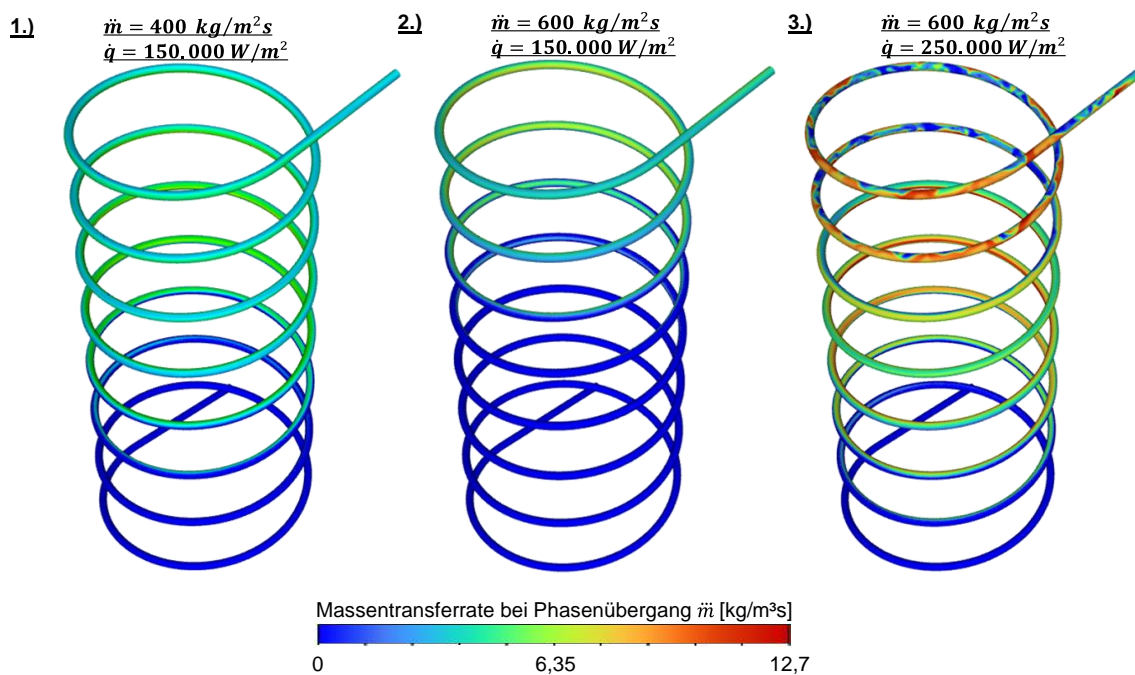


Abb. 4.5 Massentransferraten durch Phasenübergang bei verschiedenen Konfigurationen an der Rohrinnefläche

Die Unterschiede zwischen den drei Konfigurationen sind plausibel. Bei einer Massenstromdichte von $400 \text{ kg/m}^2\text{s}$ kann ein früherer Phasenübergang beobachtet werden, da Wasser länger in der Helix verweilt. Dabei steigt bereits nach der zweiten Windung die Massentransferrate an, während bei ansteigendem Massenstrom erst nach etwa vier-einhalb Windungen der Phasenwechsel beginnt. Beide Konfigurationen zeigen ein

disperses Blasenfeld. Die dritte Konfiguration (rechts in Abb. 4.5) zeigt ein völlig anderes Verhalten. Bereits nach eineinhalb Windungen beginnt aufgrund der höheren Wärmestromdichte die Verdampfung. Im oberen Helixdrittel entsteht durch hohe Verdampfungsraten eine Schwallströmung, bei der sich stellenweise größere separierte Dampfvolumina bilden. An diesen Stellen findet kein Phasenübergang mehr statt. Insgesamt steigen die Verdampfungsraten erwartungsgemäß mit erhöhter Heizleistung und geringerem Massenstrom an.

Während des Simulationszeitraums verdampft das Wasser in der Rohrleitung in keiner der Simulationen vollständig. Die Verteilung der absoluten Massenqualität $x = m_v / (m_v + m_l)$ bei der Helix-Austrittsstelle und beim Übergang zur geraden Rohrleitung ist in Abb. 4.6 dargestellt. Hierbei zeigt sich, dass für die dritte Konfiguration der höchste Dampfphasenanteil berechnet wird, während die zweite Konfiguration den niedrigsten aufweist. Aufgrund des Strömungsregimes der dritten Konfiguration variiert die Dampfverteilung im Vergleich zur ersten und zweiten Konfiguration.

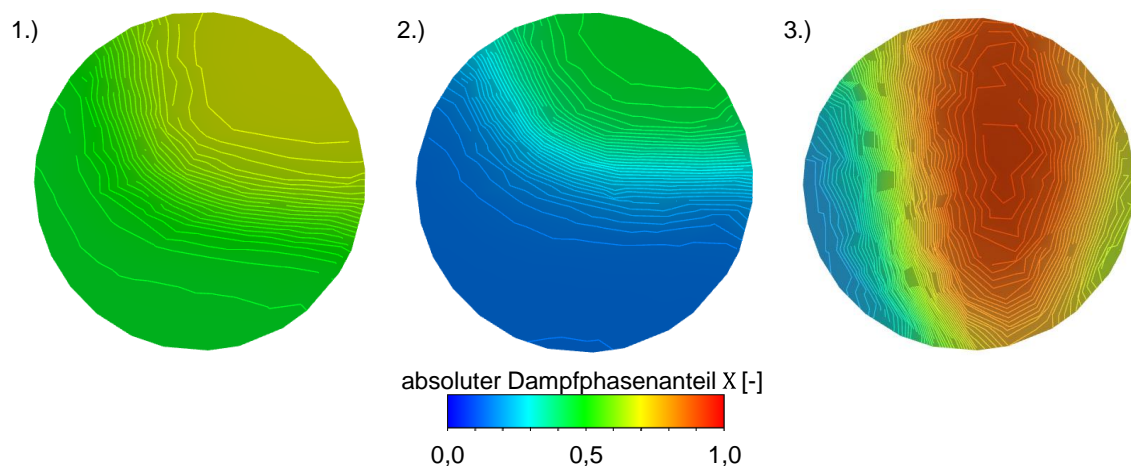


Abb. 4.6 Absoluter Dampfphasenanteil beim Austritt aus der Helix (vor Eintritt in den geraden Rohrteil) der Simulationen 1 bis 3

Im Gegensatz zu den anderen Konfigurationen erstreckt sich der Bereich mit dem höchsten Dampfphasenanteil vertikal über den Querschnitt, während der Bereich mit dem geringsten Anteil sich auf die linke Seite (Außenseite der Helix) beschränkt. Bei keiner Konfiguration tritt eine vollständige Verdampfung auf, jedoch zeigt Konfiguration 3 bereits den Übergang vom Blasen- zum Filmsieden. Entgegen den Erwartungen erwärmt sich das Wasser-Dampf-Gemisch auch für Konfiguration 1 und 2 stark, wobei die Sättigungstemperatur deutlich überschritten wird. Gleichzeitig werden die Wärmeübergangskoeffizienten deutlich überschätzt. Diese Erwärmung lässt sich darauf zurückführen,

dass das Lee-Modell bei unzureichender Auflösung des nahen Wandbereichs in Verbindung mit der kombinierten VoF- und Mixture-Methode angewendet wird. Infolgedessen kann der Wärmetransport durch Konvektion und Quenching nicht präzise erfasst werden, und der Wärmeübergang beschränkt sich hauptsächlich auf Verdampfung. Dies erklärt auch die erhöhten Dampfanteile, die in den Experimenten und AC²/ATHLET-Simulationen nicht auftreten oder berechnet werden.

Zur Verbesserung der Simulationsergebnisse wurden drei Konfigurationen (Konfiguration 1: 400 kg/m²s, 150 kW/m²; Konfiguration 2: 600 kg/m²s, 150 kW/m²; Konfiguration 3: 600 kg/m²s, 100 kW/m²) zusätzlich mithilfe der nicht-homogenen Euler-Methode und dem korrelativen RPI-Wandsiedemodell simuliert. Die Simulationen wurden bis zum Erreichen des stationären Zustands bzw. einige Sekunden nach Einsetzen des Blasensiedens durchgeführt. Abb. 4.7 zeigt die Dampfanteile der drei Konfigurationen im (näherungsweise) stationären Zustand innerhalb der Helix.

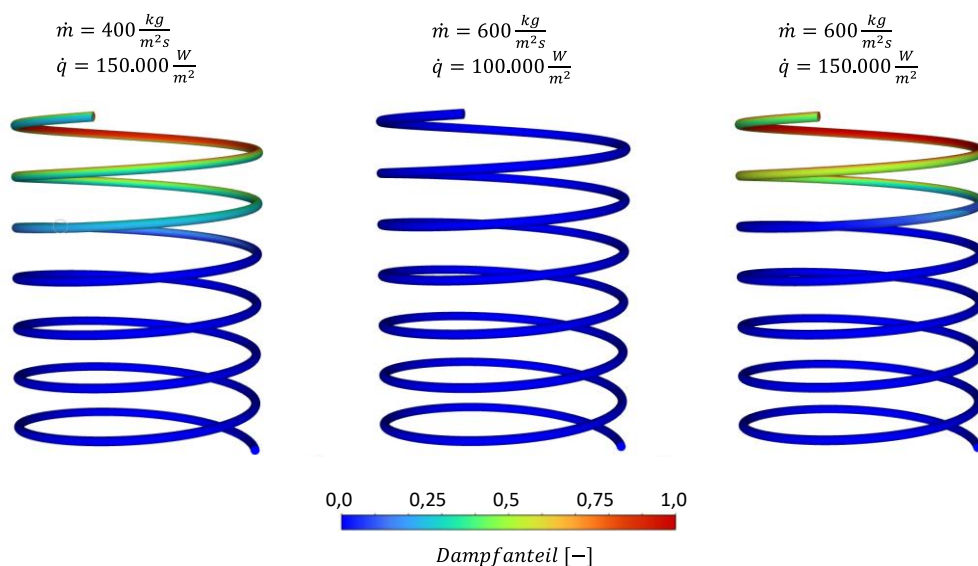


Abb. 4.7 Dampfanteil innerhalb der Helix der drei Experimentkonfigurationen

In Konfiguration 1 beginnt das Blasensieden bereits bei etwa 3/5 der Helixhöhe, und die höchsten Dampfanteile treten erwartungsgemäß an der oberen Innenseite der Helix auf. Eine ähnliche Verteilung zeigt sich auch in Konfiguration 3. Aufgrund des höheren Massenstroms beginnt das Blasensieden in Konfiguration 3 erst im oberen Drittel der Helix. Für Konfiguration 2 wird aufgrund der geringen Heizleistung und des hohen Massenstroms keine Verdampfung erreicht.

Die Wandtemperaturverteilung ist in Abb. 4.8 dargestellt und zeigt den kontinuierlichen Temperaturanstieg entlang der Helix für alle Konfigurationen.

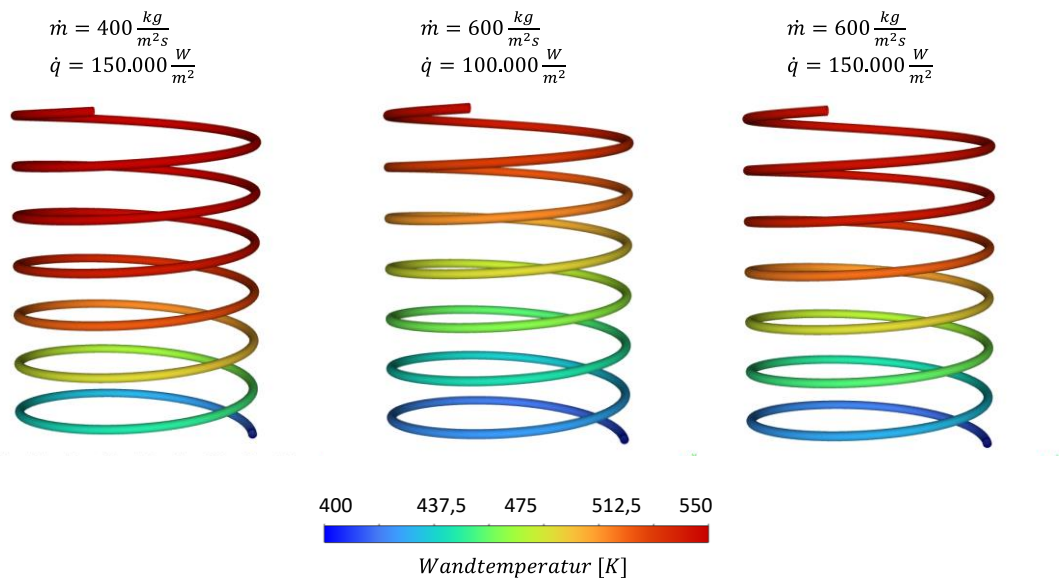


Abb. 4.8 Wandtemperatur der Helix der drei Experimentkonfigurationen

Die höchsten Wandtemperaturen treten im Vergleich zur homogenen Mehrphasenmethodik nahe der Verdampfungstemperatur auf, die im Bereich des Blasensiedens annähernd konstant bleibt. Deutliche radiale Temperaturunterschiede sind nicht erkennbar. Die im Experiment gemessenen radialen Temperaturunterschiede von bis zu 20 K werden mit ANSYS Fluent lediglich bis 4 K wiedergegeben. Die qualitative radiale Temperaturverteilung stimmt mit dem Experiment überein.

Die Ergebnisse der Wärmeübergangskoeffizienten (WÜK) bei Bulk-Temperatur an verschiedenen Querschnittspositionen (0° , 90° , 180° , 270°) sind in Abb. 4.9 für Konfiguration 1 dargestellt. Im Gegensatz zu den Experimenten (Dreiecke) zeigen die CFD-Simulationsergebnisse (Punkte) insbesondere an der Außenseite der Helix (90°) deutlich geringere radiale Unterschiede bei den WÜK. Die gemittelten Werte der CFD-Simulation stimmen bis 220°C gut mit $AC^2/ATHLET$ überein, werden jedoch im Vergleich zu den gleichermaßen gemittelten Werten des Experiments unterschätzt.

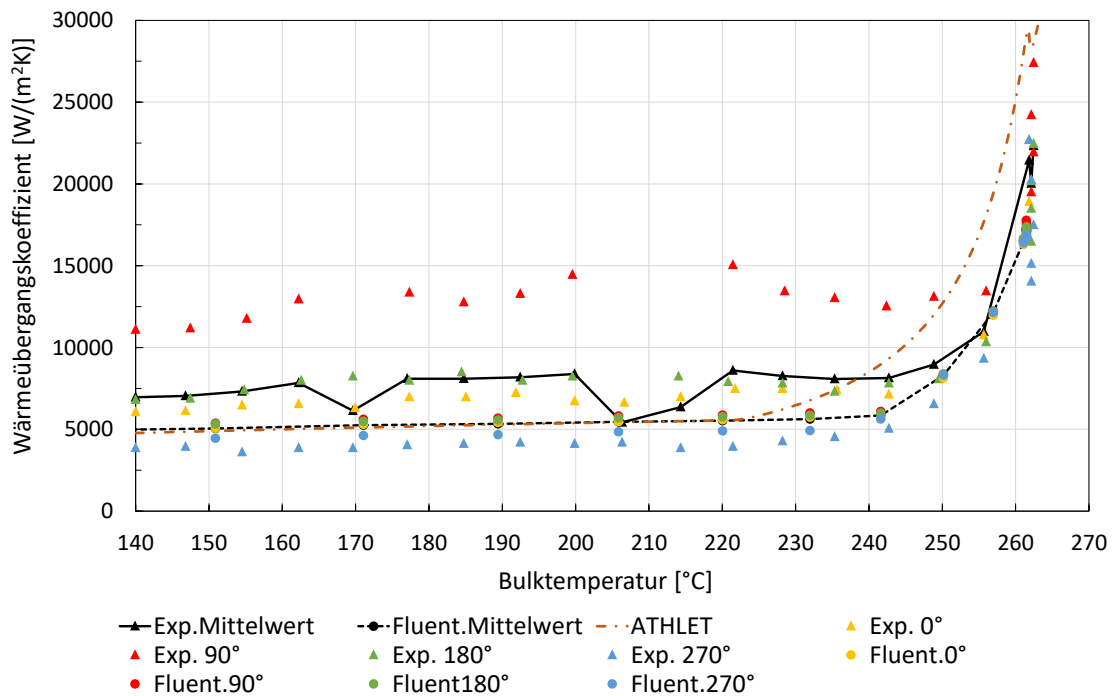


Abb. 4.9 ANSYS Fluent- und AC²/ATHLET-Simulationsergebnisse von Konfiguration 1 im Vergleich zu den Experimentdaten der SWAMUP-II-Anlage

Der darauffolgende Anstieg der Koeffizienten wird von AC²/ATHLET verfrüht berechnet. Dies kann auf die Annahme konstanter Wärmeübergangskoeffizienten über den gesamten Rohrquerschnitt und auf die in AC²/ATHLET implementierten Strömungskarten zurückgeführt werden, die für gerade Rohre entwickelt wurden. Abhängig vom Anwendungsfall können beim Sieden in helikalen Rohren partielle Verdampfungszonen auftreten, die hier nicht berücksichtigt werden. Daher wird über den gesamten Rohrquerschnitt ein hoher Wärmeübergangskoeffizient aufgrund des Blasensiedens angenommen. Im Gegensatz dazu berechnet Fluent, wie im Experiment, einen deutlichen Anstieg erst ab 240 °C. Die höchsten WÜK im Bereich des Blasensiedens werden von AC²/ATHLET überschätzt, während Fluent sie tendenziell unterschätzt. Ein direkter Vergleich des Dampfgehalts und der Fluidtemperatur am Auslass zur weiterführenden Bewertung des Verdampfungsvorgangs innerhalb der Helix kann wegen fehlender experimenteller Daten nicht erfolgen. Insgesamt wird der gemittelte WÜK im einphasigen Bereich sowie der charakteristische Anstieg beim Einsetzen des Blasensiedens sowohl mit Fluent als auch mit AC²/ATHLET in guter Näherung an das Experiment wiedergegeben. Eine detaillierte Darstellung der Ergebnisse ist in /KRI 23a/ zu finden.

4.1.3 AC²/ATHLET-Modellierung von Plattenwärmeübertragern (GRS)

4.1.3.1 Allgemeines

Ein weiteres kompaktes Wärmeübertragerdesign ist der Plattenwärmeübertrager, der voraussichtlich als Dampferzeuger und als Teil des Nachwärmeabfuhrsystems des NUWARD eingesetzt werden soll. Er zeichnet sich generell durch Kompaktheit, Robustheit aber auch Erweiterbarkeit durch Hinzufügen weiterer Platten aus (wobei letzteres für den geplanten Einsatz im NUWARD weniger wichtig ist).

Ein Plattenwärmeübertrager besteht zunächst aus einem Stapel aufeinandergespresster Wärmeübertragerplatten. Die Platten sind mit Bohrungen für das primäre und sekundäre Medium versehen. Die Strömung wird durch die Plattengeometrie so geleitet, dass nur das primäre und sekundäre Medium auf verschiedenen Plattenseiten entlangströmt. Durch Drehung jeder zweiten Platte um 180° um ihre Flächennormale strömt das primäre und sekundäre Fluid jeweils abwechselnd durch die Zwischenräume des Wärmeübertragers. Die Platten selbst sind laut /VDI 13/ meist mit einem Sinuswellenmuster geprägt, das um einen für die Platte spezifischen Winkel um die senkrechte Strömungsrichtung gedreht ist. Druckverlust und Wärmeübergang hängen maßgeblich von diesem Winkel ab.

4.1.3.2 Modellierung des Druckverlustes in Plattenwärmeübertragern

Die Modellierung des einphasigen Druckverlusts für Plattenwärmeübertrager basiert auf den Korrelationen aus dem VDI-Wärmeatlas /VDI 13/. Der Formverlustbeiwert ξ für die Strömung durch den Plattenspalt ist maßgeblich vom oben genannten Drehwinkel φ der Prägungen abhängig. Es werden zunächst die beiden Grenzfälle $\varphi = 0$ und $\varphi = 90^\circ$ unterschieden und die beiden jeweiligen Formverluste ξ_0 und ξ_1 in Abhängigkeit der Reynolds-Zahl (Re) bestimmt. Für einen Winkel von 0° ergibt sich eine direkt von Eintritt zu Austritt gerichtete Strömung, deren Strömungskanal sinusförmig ist, wobei die obere und untere Welle um π phasenverschoben sein müssen, damit sich die Wellenberge berühren. Anderenfalls ist die Plattenkonstruktion ohne weitere konstruktive Maßnahmen nicht stabil. Für einen Winkel von 90° ergibt sich eine wellige Längsströmung, ebenfalls direkt von Eintritt zu Austritt. Der Strömungsquerschnitt ist rechteckig und je nach Phasenverschiebung konstant bis variabel. Er kann theoretisch auch 0 annehmen, wenn die Phasenverschiebung gerade π ist, allerdings ist der Wärmeübertrager dann verblockt.

Für $0^\circ < \varphi < 90^\circ$ wird der folgende Ansatz in /VDI 13/ beschrieben:

$$\frac{1}{\sqrt{\xi}} = \frac{\cos \varphi}{\sqrt{b \cdot \tan \varphi + c \cdot \sin \varphi + \frac{\xi_0}{\cos \varphi}}} + \frac{1 - \cos \varphi}{\sqrt{\xi_1}} \quad (4.1)$$

Dabei berücksichtigen die Terme $\frac{1}{\cos \varphi}$ den längeren Strömungsweg aufgrund der Drehung, $b \cdot \tan \varphi$ die Umlenkungen der Strömungen an den Plattenkanten und $c \cdot \sin \varphi$ die Überkreuzung der Einzelströmungen /MAR 96/. Um eine Division durch 0 zu vermeiden, wenn der Nutzer einen Winkel von 90° angibt, wurde die Gleichung etwas umgeändert und ist wie folgt implementiert:

$$\frac{1}{\sqrt{\xi}} = \frac{\cos^{1.5} \varphi}{\sqrt{b \cdot \sin \varphi + \frac{c}{2} \cdot \sin 2\varphi + \xi_0}} + \frac{1 - \cos \varphi}{\sqrt{\xi_1}} \quad (4.2)$$

Nähere Informationen zur Implementierung der Gleichungen zum einphasigen Druckverlust sind in /BUC 21/ dokumentiert. Der VDI-Wärmeatlas macht leider keine Aussagen bzgl. des Druckverlusts von Zweiphasenströmungen. Aus der Literaturrecherche konnte jedoch eine Doktorarbeit identifiziert werden (/HUA 10/), in der u.a. Experimente zur Verdampfung von R134a beschrieben wurden, aus denen Korrelationen für die Verdampfung, aber eben auch zum zweiphasigen Druckverlust in Plattenwärmeübertragern abgeleitet wurden. Das hier beschriebene Modell basiert auf der Annahme gleicher Geschwindigkeiten beider Phasen. Der Druckverlust ergibt sich aus:

$$\Delta p_{\text{fric}} = f_{tp} \cdot \frac{l}{d_h} \cdot \frac{G^2}{2\rho_m} \quad (4.3)$$

Dabei ist f_{tp} der Zweiphasenreibungsbeiwert, l die Länge des Strömungspfades, d_h die charakteristische Länge, G der Zweiphasenmassenstrom und ρ_m dessen mittlere Dichte. Der Zweiphasenreibungsbeiwert ist dabei von der Reynolds-Zahl (Re), aber auch vom Winkel φ abhängig. Für das 1M-Modell in AC²/ATHLET kann die Gleichung (4.3) ohne weitere Anpassungen übernommen werden, während beim 2M-Modell eine Modifikation notwendig ist, da hier der Reibungsverlustkoeffizient für jede der beiden Phasen bestimmt werden muss. Das Problem hierbei ist, dass diese Koeffizienten für die beiden Phasen von ihren jeweiligen Geschwindigkeiten abhängen, welche wiederum von den Koeffizienten abhängig sind. Dieser sogenannte Ringschluss kann zu instabilen Lösungen führen. Um dies zu vermeiden, wird die Annahme getroffen, dass beide Phasen die gleiche Geschwindigkeit haben, die im Übrigen auch die zugrunde liegende Annahme

der Gleichung in /HUA 10/ ist. Eine vollständige Beschreibung der Modellierung des zweiphasigen Druckverlustes ist in /WAC 22a/ dokumentiert.

4.1.3.3 Modellierung des Wärmeübergangs in Plattenwärmeübertragern

Die Korrelation für den einphasigen Wärmeübergang wurde ebenfalls aus dem VDI-Wärmeatlas entnommen /VDI 13/. Die Nußelt-Zahl (Nu) bestimmt sich demnach aus:

$$Nu = c_q \cdot Pr^{1/3} \left(\frac{\eta}{\eta_w} \right)^{1/6} [\xi \cdot Re^2 \cdot \sin(2\varphi)]^q \quad (4.4)$$

Mittlere Werte für die Koeffizienten c_q und q können laut /VDI 13/ mit 0,122 und 0,374 angenommen werden. In /MAR 96/ sind sie für verschiedene Winkel φ ($67,5^\circ - 23^\circ$) angegeben und können daher auch für den tatsächlichen Winkel interpoliert werden.

Für den Wärmeübergang durch Verdampfung wurde ebenfalls die Doktorarbeit /HUA 10/ herangezogen. Der Wärmeübergangskoeffizient, der sich aus den experimentellen Daten in der Dissertation ergibt, ist:

$$h = 1,18 \cdot 10^{-4} \cdot \left(\frac{\dot{q} d_0}{k_f T_{sat}} \right)^{0,67} \cdot \left(\frac{i_{fg} d_0^2}{\alpha_f^2} \right)^{0,42} \cdot \left(\frac{\rho_f}{\rho_g} \right)^{-0,1} \cdot Pr_f^{0,31} \quad (4.5)$$

Hier sind \dot{q} die Wärmestromdichte, d_0 die charakteristische Länge, k_f die Wärmeleitfähigkeit der Flüssigkeit, T_{sat} die Sättigungstemperatur, i_{fg} die Verdampfungswärme, α_f die thermische Diffusivität, ρ_f und ρ_g die Dichten der flüssigen und gasförmigen Phase und Pr_f die Prandtl-Zahl der Flüssigkeit.

Im Gegensatz zum konvektiven Wärmeübergang und Wärmeübergang durch Verdampfung konnten für den Wärmeübergang durch Kondensation bisher keine experimentellen Daten in öffentlich zugänglicher Literatur identifiziert werden. Möglicherweise stehen allerdings in der Zukunft durch die im Frühjahr 2023 durchgeführten Experimente im ELSMOR-Vorhaben Daten zur Verfügung. Nichtsdestoweniger gibt es in der Literatur Korrelationen für den Wärmeübergang bei Kondensation, von denen zwei testweise in AC²/ATHLET implementiert wurden, aber nicht gegen Messdaten validiert wurden. Dies ist zum einen aus /YIY 99/

$$Nu = 4.118 \cdot Re_{eq}^{0,4} \cdot Pr_l^{1/3} \quad (4.6)$$

und zum anderen aus /WAN 00/ entnommen:

$$h = h_l \left(\frac{\rho_l}{\rho_m} \right)^{(a+b \cdot Re_l^c)} \quad (4.7)$$

In (4.7) sind a , b , c empirisch bestimmte Werte. Die Korrelation gilt für Wasser, während (4.6) für R134a gilt.

4.1.3.4 Implementierung in AC²/ATHLET

Zur Eingabe der Geometrieinformationen kompakter Wärmeübertrager (wie z.B. Plattenwärmeübertrager oder auch helikale Wärmeübertrager) wurde die Logik zum Einlesen der entsprechenden Daten erweitert. Sie werden über das HECU-Modul eingelesen. Dafür wurde unter CW `STEAMGEN` ein neues optionales PW `HTEXDEF` eingeführt. Über dieses werden der Typ des kompakten Wärmeübertragers (Variable `IHTEXTYP`), die Namen der HCOs, die dem kompakten Wärmeübertrager zugeordnet sind (Variable `ANAMHTEX`) und ein Geometrieparameter (Variable `HTEXPAR1`) eingelesen. Da für helikale Wärmeübertrager mehrere Geometrieparameter notwendig werden könnten, wurde in der Implementierung bereits eine Erweiterung vorbereitet. Die Variable `IHTEXTYP` darf die Werte 1 (Plattenwärmeübertrager) oder 2 (helikaler Wärmeübertrager) annehmen. Es ist möglich, für jedes HCO eigene Geometrieparameter einzulesen, was mehr Flexibilität ermöglicht. Bei Auswahl eines Plattenwärmeübertragers wird als Geometrieparameter der Prägungswinkel eingelesen.

Detailliertere Informationen zur Implementierung der neuen Logik finden sich in /WAC 22b/.

4.1.3.5 Validierung

Zur Validierung der oben genannten Erweiterungen wurden zwei Veröffentlichungen in der Literatur identifiziert, in denen auch die experimentellen Einrichtungen detailliert beschrieben und die aufgenommenen experimentellen Daten enthalten sind. Diese Experimente werden im Folgenden VDI-Experiment /BAS 85/ und Johannesburg-Experiment /HUA 10/ genannt. Bei allen Versuchen handelt es sich um stationäre Experimente, d.h. es wird der Druckverlust bzw. der Wärmeübergang bei konstanten Randbedingungen bestimmt. Die Experimente in /BAS 85/ beinhalten Versuche zum einphasigen Druckverlust und Wärmeübergang von Wasser. Auch in /HUA 10/ sind einphasige Experimente mit Wasser beschrieben. Zusätzlich wurden auch Verdampfungsexperimente durchgeführt, jedoch nicht mit Wasser, sondern mit dem Kältemittel R134a. Letztere

konnten unter Nutzung des RefProp-Plugins für AC²/ATHLET simuliert werden (siehe hierzu auch /HUB 18/).

Der nachfolgende Abschnitt fasst exemplarisch die Simulationsergebnisse des Johannesburg-Experiments zusammen. Weiterführende Erklärungen zu den experimentellen Anlagen, Datensätzen und Simulationsergebnissen (auch des VDI-Experiments) finden sich in den technischen Notizen /BUC 21/, /WAC 22a/ und /WAC 22b/. Die Ergebnisse wurden ebenso auf der NURETH-19 und auf der International Conference on Topical Issues in Nuclear Installation Safety der IAEA vorgestellt (siehe dazu /BUC 22b/ und /BUC 22c/).

Johannesburg-Experiment

Die Parameter für das sogenannte Johannesburg-Experiment sind in Tab. 4.2 dargestellt. Neben einphasigen Experimenten mit Wasser auf Primär- und Sekundärseite wurden auch Verdampfungsexperimente mit einphasigem Wasser auf der einen und R134a auf der Verdampferseite durchgeführt.

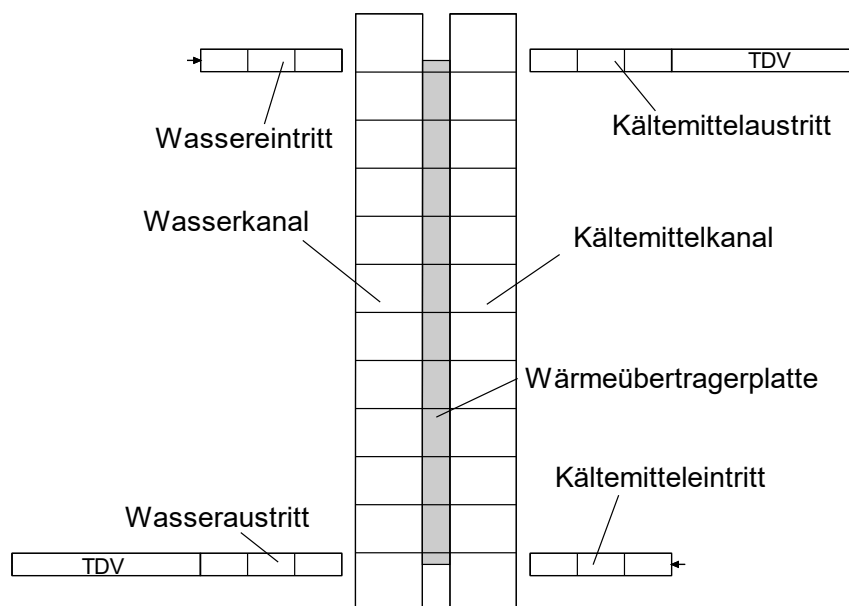


Abb. 4.10 AC²/ATHLET-Nodalisation des Johannesburg-Experiments

Die Nodalisation ist in Abb. 4.10 dargestellt. Im Wesentlichen handelt es sich um zwei Kreisläufe, die jeweils mit einem Fill-Objekt und einem Time-Dependent Volume (TDV) ausgestattet sind. Massenstrom und Enthalpie des Fluids werden über das Fill-Objekt

vorgegeben, der Druck im TDV. Beide Kreisläufe sind über ein Wärmeleitobjekt, das die Platten repräsentiert, verbunden. Die gegebene Plattenanzahl und die daraus folgende Kanalanzahl sind über die entsprechenden Multiplikationsfaktoren f_{PARO} und f_{PARH} berücksichtigt. Die Plattengeometrie ist in Tab. 4.2 dargestellt. Es wurden verschiedene Plattenarten untersucht, die sich im Prägungswinkel unterscheiden. Gemischte Platten heißt, dass beide Arten (d.h. 60° und 28°) in einem Experiment verwendet wurden. Im AC²/ATHLET-Input wird dann hier das arithmetische Mittel beider Werte für die Plattengeometrie angenommen (siehe auch /VDI 13/).

Tab. 4.2 Geometrieparameter aus /HUA 10/

Parameter	Wert
Plattenanzahl	24
Kanalanzahl	12 (Kältemittel), 11 (Wasser)
Plattenlänge (Anschluss zu Anschluss)	519 mm
Plattenbreite	180 mm
Plattenstärke	0,4 mm
Kanalhöhe	3,6 mm
Hydraulischer Durchmesser	3,51 mm
Durchmesser Ein- und Austritt	53 mm
Wärmeübertragerfläche pro Platte	0,095 m ²
Winkel φ	60°, 28°, gemischt

Die Ergebnisse für den Druckverlust und die übertragene Leistung der einphasigen und zweiphasigen Experimente sind in Abb. 4.11 zusammengefasst. Für den einphasigen Druckverlust zeigt sich eine deutliche Verbesserung der Simulationsergebnisse unter Nutzung der neuen Modelle gegenüber den AC²/ATHLET-Standardmodellen. Die Abweichungen zum Experiment liegen hier unter 20 %. Das Gleiche zeigt sich bei der übertragenen Leistung. Bei der Verdampfung sind die Ergebnisse bzgl. der Abweichung von den experimentellen Daten beim Druckverlust etwas schlechter. Die größten Abweichungen sind hier bei den harten Platten zu finden. Beim Wärmeübergang sind die Abweichungen bei den weichen Platten am größten. Im Vergleich zu den Standardmodellen konnten die Ergebnisse jedoch stark verbessert werden.

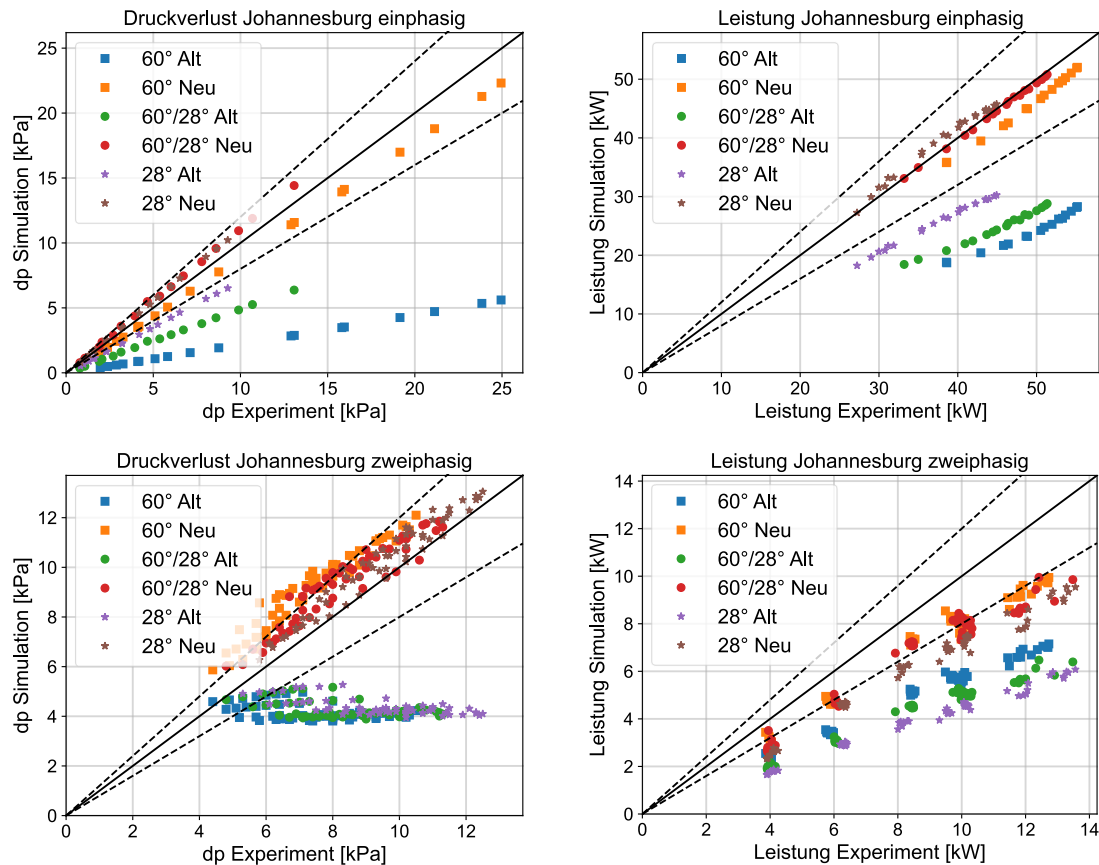


Abb. 4.11 Ergebnisse Simulationen Johannesburg-Experiment aus /HUA 10/

4.1.3.6 Zusammenfassung

Im Rahmen des VASiL-Vorhabens wurden Korrelationen für die Simulation des einphasigen und zweiphasigen Druckverlusts sowie den einphasigen Wärmeübergang und den Wärmeübergang bei Verdampfung und Kondensation in Plattenwärmeübertragern in AC²/ATHLET implementiert. Die Implementierung ist so angelegt, dass sie einfach erweitert werden kann. Für helikale Geometrien ist dies schon vorbereitet.

Die Validierung erfolgte anhand zweier Experimente aus der Literatur. Sie zeigt, dass die gewählten Korrelationen für einphasige Strömungen sowie für Verdampfungsvorgänge zu besseren Simulationsergebnissen führen als die AC²/ATHLET-Standardkorrelationen. Die Validierung sollte jedoch auf weitere Experimente ausgedehnt werden. Zum einen fehlen experimentelle Daten zur Kondensation. Zum anderen wurden die verfügbaren Experimente bei niedrigem Druck durchgeführt (um 1 bar), was für kerntechnische Anwendungen sehr klein ist. Für den einphasigen Druckverlust und Wärmeübergang mag dies weniger ins Gewicht fallen. Bei der Verdampfung spielt der Druck jedoch eine größere Rolle.

4.1.4 AC²/ATHLET-Modellierung von Bajonett-Wärmeübertragern (IKE)

4.1.4.1 Allgemeines

Die Bajonett-Wärmetauscher (BHX) sind einzügig und können als Rückflusswärmeübertrager klassifiziert werden. Das Design und die Spezifikationen des BHX können je nach Anwendung variieren. Die Grundkonstruktion besteht jedoch grundsätzlich aus einem Einlassplenum und einem Auslassplenum, die von einem Bündel von Bajonettrohren verbunden werden, wobei jedes Bajonettrohr aus zwei konzentrischen Rohren besteht. Eine schematische Darstellung eines Rohres ist in Abb. 4.12 dargestellt. In BHXs tritt die Flüssigkeit vom Einlassplenum aus in die Zufuhrrohre (Innenrohre) ein und fließt nach unten, wobei sie Wärme von der im Ringraum nach oben fließenden Flüssigkeit aufnimmt. Dadurch kommt es zu einer internen Wärmeübertragung zwischen der aufsteigenden und der absteigenden Flüssigkeit. Sobald die Flüssigkeit die Inversionskammer erreicht, ändert die Strömung ihre Richtung und steigt im Ringspalt zwischen dem Zufuhrrohr und dem Außenrohr auf. Anschließend strömt die aufsteigende Flüssigkeit zum Auslassplenum. Es sind verschiedene Konfigurationen des Strömungswegs möglich, aber diese Konfiguration ist in der Literatur für moderne Reaktoren üblich.

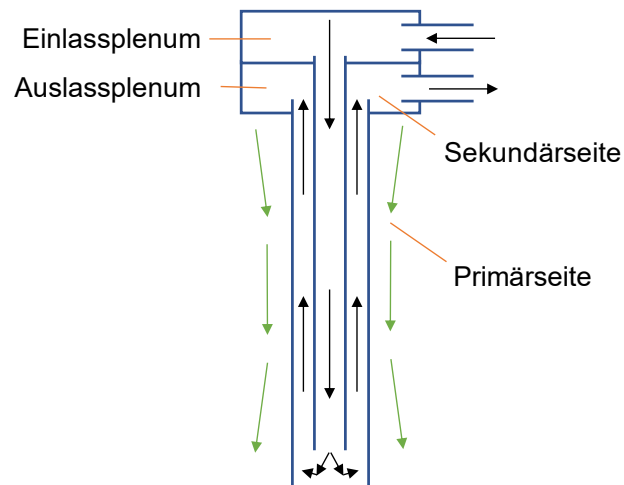


Abb. 4.12 Schematische Darstellung eines Bajonettwärmeübertragers

Small Modular Reactors (SMR) haben das Interesse an der Anwendung von BHXs in Kernkraftwerken (KKW) geweckt. Dieses Interesse ist auf die Fähigkeit von BHX zurückzuführen, in passiven Systemen effizient zu arbeiten, sowie auf ihre kompakte Größe, die sie für die Integration in SMR geeignet macht. Die experimentellen Daten, die zur Bewertung und Validierung der Fähigkeit von AC²/ATHLET, einen BHX zu modellieren, erforderlich sind, wurden der verfügbaren Literatur entnommen. Es ist zu beachten, dass

im Vergleich zu anderen Arten von Kompaktwärmetauschern in der Literatur wesentlich weniger experimentelle Studien verfügbar sind. Zwei Versuchsanlagen (PROPHET und HERO2), die mit natürlicher Zirkulation arbeiten, wurden identifiziert und für die Studie herangezogen.

4.1.4.2 Charakterisierung der Druckverluste

In einem BHX kann der Druckgradient in der Strömung durch vier Komponenten beschrieben werden. Die erste Komponente ist der Reibungsdruckverlust zwischen Fluid und Rohrwand. Die zweite Komponente ist die Gravitationskraft. Die dritte Komponente ist die Trägheit und beschreibt die Beschleunigung oder Abbremsung der Zweiphasenströmung entlang des Kanals /THO 15/. Die vierte Komponente bilden die Formverluste. Sie treten vor allem an den Einlass- und Auslassanschlüssen und in der Inversionskammer aufgrund der spezifischen Konstruktion des Wärmetauschers auf.

Der Beschleunigungsdruckabfall ist im Vergleich zu den anderen Druckabfällen in der Regel gering und kann daher als vernachlässigbar angesehen werden. Ist der hydrostatische Druck Teil der Druckdifferenzmessung im Experiment, sind die Hauptkomponenten des Druckabfalls Reibungs- und Schwerkraftkomponenten. Daher muss der Gravitationsdruckabfall genau berechnet werden, um die Zuverlässigkeit des Reibungsdruckverlusts zu gewährleisten.

Die relativ einfache Konstruktion eines BHX ermöglicht die Bewertung typischer Korrelationen. Einige Studien in der Literatur haben gezeigt, dass insbesondere das Chisholm-Modell im Vergleich zu experimentellen Daten zufriedenstellende Ergebnisse liefert, insbesondere im Ringraum von BHX. Im Rahmen der Arbeiten wurden mehrere Experimente simuliert, um die Modellierungsfähigkeit zu bewerten. Die Ergebnisse der Auswertung führten zur Untersuchung von sieben verschiedenen zweiphasigen Druckverlustmodellen mit besonderem Schwerpunkt auf dem Ringraum des Bajonettrohrs. Diese Untersuchung ist in Abschnitt 4.1.4.3 dokumentiert

Im Rahmen der modellierten Experimente in dieser Studie durchläuft das Fluid in den Versuchsschleifen Ventile, Bögen, T-Stücke, Blenden und Rohrerweiterungen/-verengungen. Um diese Art von Verlusten zu berücksichtigen, werden Verlustkoeffizienten verwendet, die in /CEN 06/ und /IDE 07/ angegeben sind.

In /IDE 07/ finden sich auch einige Näherungswerte, die aus experimentellen Studien abgeleitet wurden, um die (geringen) Verluste in der Inversionskammer abzuschätzen. Diese Werte hängen jedoch von der spezifischen Geometrie der Inversionskammer ab. Da die /IDE 07/ zugrunde liegende Geometrie der in den modellierten Versuchsanlagen PROPHET und HERO2 nicht ähnlich war, konnten diese Werte nicht verwendet werden. Um die Auswirkung der Richtungsänderung des Wassers in der Inversionskammer in Bezug auf den Druckverlust zu berücksichtigen, wurde deshalb die Überlagerungsmethode ("superposition method") verwendet, wobei angenommen wurde, dass sich der Gesamtdruckverlust der Inversionskammer aus einer plötzlichen Erweiterung und einer 180°-Umlenkung am Ende des Zuführungsrohrs sowie einer plötzlichen Verengung am Anfang des Ringraums zusammensetzt. Die Auswirkung des Formverlustkoeffizienten auf den Druckabfall, der in der Inversionskammer auftritt wurde in einer Monte-Carlo- Unsicherheits- und Sensitivitätsanalyse mit den PROPHET-Versuchsdaten untersucht /CEV 22a/. Als Ergebnis der Studie /CEV 22a/ kann festgestellt werden, dass der Formverlustkoeffizient in der Inversionskammer keinen wesentlichen Einfluss auf den Druck und die Temperatur im Kreislauf hat.

Die Auslegung der Ein- und Auslassplena von BHXs unterscheidet sich bei den in die Studie einbezogenen Versuchsanlagen. Die Verlustkoeffizienten für die BHX-Einlass- und -Auslassplena wurden geometriespezifisch anhand geeigneter empirischer Korrelationen aus /CEN 06/ bestimmt.

4.1.4.3 Charakterisierung des thermischen Widerstands

In einem Bajonettrohr wird die Wärme hauptsächlich zwischen der Strömung im Zuführungsrohr und der Strömung im Ringraum sowie zwischen der Strömung im Ringraum und der Umgebung übertragen. Im Bajonettrohr sind vier Wärmeübertragungsflächen mit vier konvektiven und zwei konduktiven Wärmeübertragungsprozessen zu berücksichtigen. BHXs haben keine komplexe Struktur, daher können typische Beziehungen für interne Strömungen in Rohren verwendet werden, wobei darauf zu achten ist, dass jeweils der geeignete hydraulische Durchmesser verwendet wird /AQU 08/. Es gibt einige Studien für BHXs, in denen die Dittus-Boelter-Korrelation für einphasigen Wärmeübergang und die Chen-Wärmeübergangskorrelation für unterkühlte und gesättigte siedende Strömungen verwendet wurden, die bereits im aktuellen AC²/ATHLET verfügbar sind /YAN 17/, /CAR 15a/, /CAS 22/. Der Wärmeübergang in der Inversionskammer wird als vernachlässigbar angesehen, da er im Vergleich zur Gesamtwärmeübertragungsrate

der BHXs relativ klein ist /KAY 96/. Daher wurde keine spezifische Korrelation für die Inversionskammer verwendet, da ihr Beitrag unbedeutend ist.

4.1.4.4 Modellierung eines Einphasenexperiments in AC²/ATHLET

Versuchsanlage PROPHET

Die physikalische Anordnung des Versuchsaufbaus ist in Abb. 4.13a dargestellt. Die Gesamthöhe des Kreislaufs beträgt etwa 5 m. Das System besteht aus zwei Hauptelementen: einem BHX im unteren Bereich, einem Kondensator im oberen Bereich und Verbindungsrohren zwischen den beiden Wärmetauschern. Die Wärmequelle für den Kreislauf wird über Heizbänder bereitgestellt, die auf das Bajonettrohr gewickelt sind. Die elektrische Leistung liegt im Durchschnitt bei 1,75 kW. Bersano et al. /BER 17/ geben auf der Grundlage einer früheren Studie an, dass die Leistungsverluste der Heizbänder etwa 30 % betragen. In diesem Versuchsaufbau gibt es keine Wärmedämmung. Da die relevante thermische Eingangsleistung recht gering ist, reichen die Wärmeverluste der nicht isolierten Rohre an die Umgebung aus, um als ultimative Wärmesenke zu fungieren, sodass die Hülle des Kondensators mit Luft gefüllt ist und die vom Kondensator abgeführte Wärme im Vergleich zu den Wärmeverlusten vernachlässigbar ist.

Modellierung von PROPHET

Die Simulation der Versuchsanlage mit AC²/ATHLET wurde unter Verwendung von Standard-TFOs, Standard-HCOs und Signalen des GCSM durchgeführt. Die Rohrwände werden im AC²/ATHLET-Modell als HCOs dargestellt, die in Abb. 4.13c grau dargestellt sind. Das HCO zwischen dem Zuführungsrohr und dem Außenrohr ermöglicht die Berücksichtigung der Wärmeübertragung zwischen dem absteigenden und aufsteigenden Wasser im BHX. Zur Modellierung der Wärmeverluste von heißen und kalten Strängen werden HCOs zwischen der Umgebung und dem Fluidsystem definiert.

In der ersten Minute des Versuchs ist die Stromquelle ausgeschaltet, von der ersten Minute bis zur fünften Stunde ist sie zu 100 % eingeschaltet. Zu Beginn des Experiments steht das Wasser im System still. Sobald die thermische Leistung aktiviert wird, beginnt sich das Wasser im Ringraum zu erwärmen. Dadurch entsteht ein Dichteunterschied zwischen dem Wasser im Zuführungsrohr und im Ringraum. Durch den Dichteunterschied zwischen dem Wasser im Zuführungsrohr und im Ringraum entsteht ein

Naturumlauf. Das zirkulierende Wasser fließt durch das Zuführungsrohr, erreicht die Inversionskammer und steigt im Ringraum auf.

Die Heizleistung von 1,225 kW wird auf die Außenfläche des Bajonettrohrs aufgebracht. Im Versuchsaufbau ist die Simulation der Wärmeverluste an die Umgebung wichtig, da die Wärmeverluste als ultimative Wärmesenke wirken. Daher wurden die von Bersano et al. /BER 17/ berechneten und verifizierten Wärmeübergangskoeffizienten für die Wärmeverluste dieses Versuchsaufbaus als Tabelle in die den Datensatz implementiert. AC²/ATHLET verwendet die Wärmeübergangskoeffizienten, die es aus der Tabelle liest, um den Wärmeverlust von der Außenfläche der Rohre an die Umgebung zu berechnen. Diese Aufgabe wird mit Hilfe von GCSM-Signalen durchgeführt. AC²/ATHLET simuliert den gesamten Versuchsverlauf, beginnend mit stagnierender Flüssigkeit bei Umgebungstemperatur.

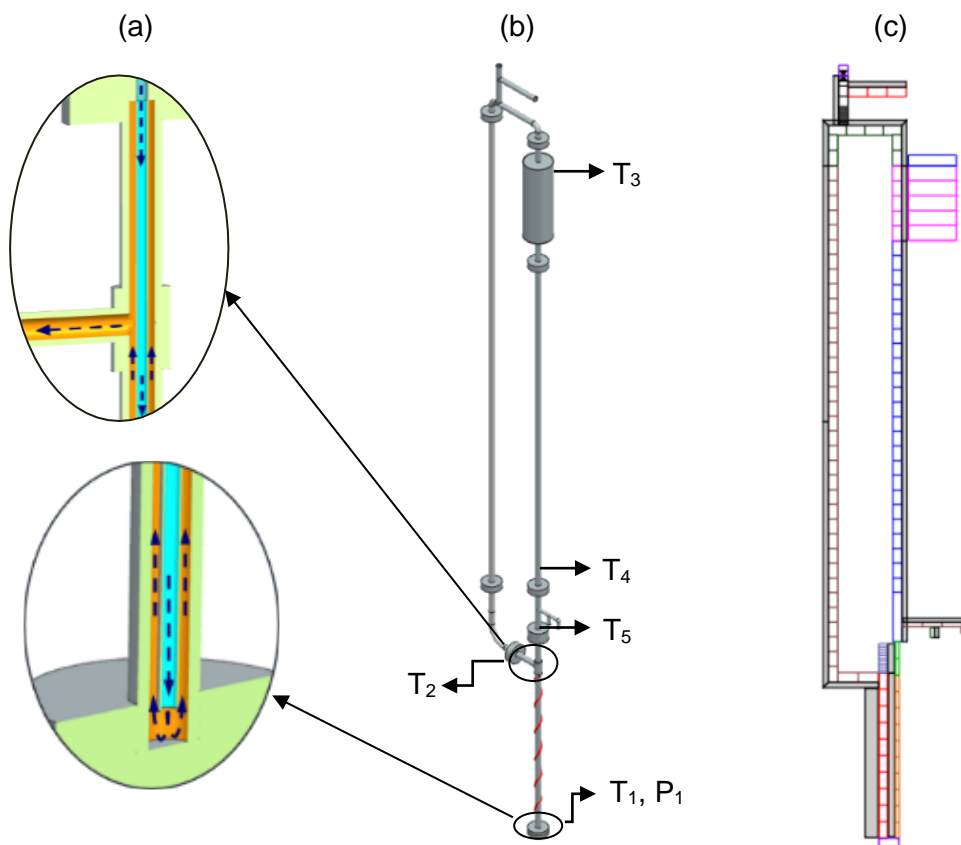


Abb. 4.13 PROPHET-Versuchsanlage und AC²/ATHLET-Modell

Ergebnisse der AC²/ATHLET-Simulation

Im Folgenden werden Vergleiche der Temperaturen und Drücke zwischen den Versuchs- und Simulationsergebnissen für die spezifischen Positionen (siehe Abb. 4.13b)

im Kreislauf angegeben. Die im Experiment verwendeten Thermoelemente haben eine Genauigkeit von $\pm 1\text{ }^{\circ}\text{C}$, und der Absolutdruck-Transmitter hat eine Genauigkeit von $\pm 4\text{ mbar}$. Da die Simulationsergebnisse des RELAP5-Systemcodes auch in /BER 17/ verfügbar sind, ist es möglich, Vergleiche zwischen den Codes anzustellen. Abb. 4.14 zeigt einen Vergleich zwischen der BHX-Austrittstemperatur T2 aus Berechnungen mit AC²/ATHLET und RELAP5 und experimentellen Messungen. Es ist zu erkennen, dass die Temperatur nach dem Einsetzen der natürlichen Zirkulation rasch ansteigt. Unmittelbar danach ist ein vorübergehender Temperaturabfall zu beobachten, der durch das Eindringen von kaltem Wasser aus dem Speiserohr in den Ringraum des Bajonettrohrs verursacht wird. Die kurze Spitze in der experimentellen Messung wird in der AC²/ATHLET-Berechnung gut wiedergegeben. Der folgende Einschwingvorgang in der AC²/ATHLET-Berechnung stimmt mit dem allgemeinen Verhalten des Experiments überein. Die Annäherung an die stationäre Temperatur erfolgt etwas schneller als im Experiment. Der Grund dafür könnte darin liegen, dass die thermische Trägheit des Gesamtsystems im Modell unterschätzt wird, z. B. wegen der Flansche und Stützelemente im System, die im AC²/ATHLET-Modell nicht dargestellt sind. Eine ähnliche Einschätzung wurde von Bersano et al. /BER 17/ bezüglich ihrer Ergebnisse mit einem RELAP5-Modell vorgenommen. Nach dem Verlassen des BHX verliert das Wasser entlang des heißen Strangs über die Rohrwände Wärme an die Umgebung und erreicht den kalten Strang. Abb. 4.15 zeigt die Eintrittswassertemperatur des kalten Strangs T3.

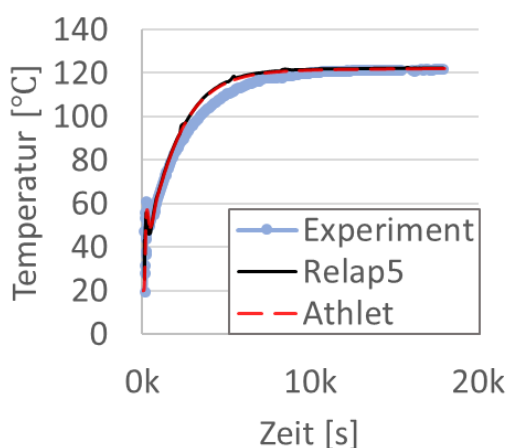


Abb. 4.14 BHX-Austrittstemperatur T2

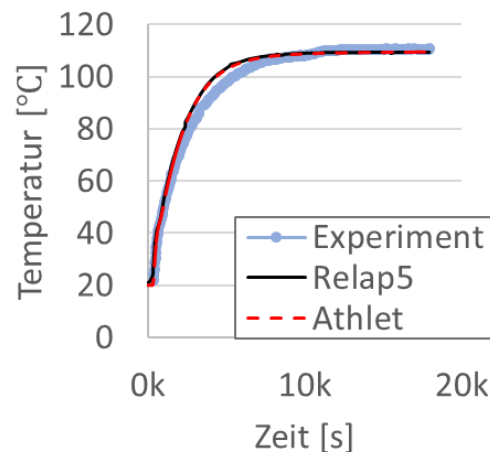


Abb. 4.15 Kaltstrang-Eintrittstemperatur T3

Das zirkulierende Wasser verliert weiterhin Wärme im Kondensationsrohr und dem kalten Strang. Da sich, wie bereits erwähnt, auf der Mantelseite des Kondensators Luft

befindet, ist die Wärmeübertragungsrate im Kondensator gering. Die Austrittstemperatur des kalten Strangs T4 und die Eintrittstemperatur des Zuführungsrohr T5 sind in den Abb. 4.16 und Abb. 4.17 dargestellt.

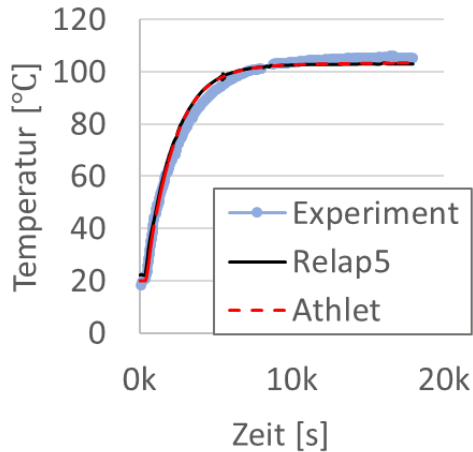


Abb. 4.16 Kaltstrang-Austrittstemperatur T4

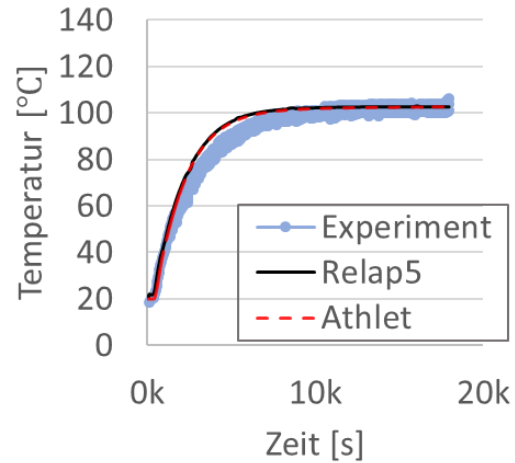


Abb. 4.17 BHX-Eintrittstemperatur T5

Durch die Wärmeübertragung zwischen dem Außenrohr und dem Zuführungsrohr wird das Wasser im Zuführungsrohr vorgewärmt. Abb. 4.18 zeigt die Temperatur in der Inversionskammer. In Abb. 4.19 ist der absolute Druck in der Inversionskammer dargestellt, der den maximalen Druck im System darstellt. Die Übereinstimmung zwischen dem Experiment und den Berechnungsergebnissen von RELAP5 und AC²/ATHLET ist sowohl im instationären als auch im stationären Zustand konsistent gut.

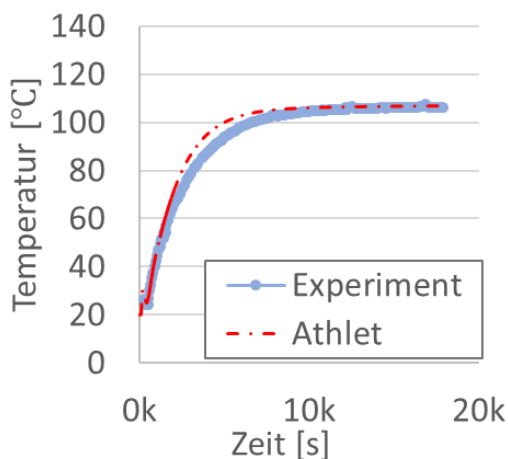


Abb. 4.18 Inversionskammertemperatur T1

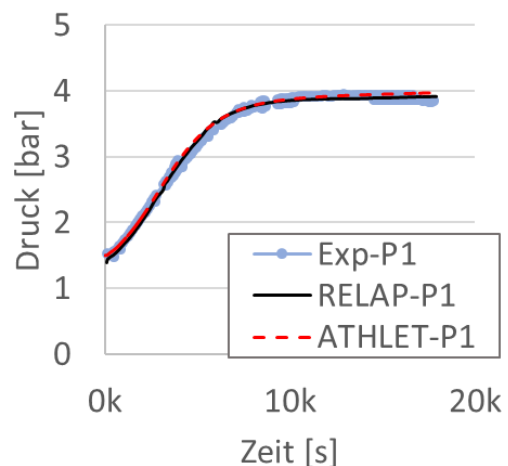


Abb. 4.19 Inversionskammerdruck P1

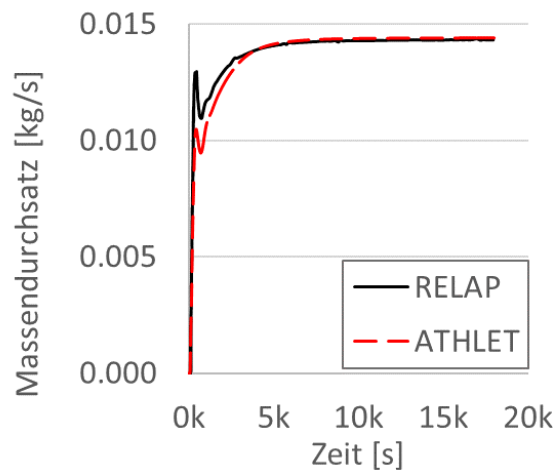


Abb. 4.20 Massendurchsatz

In Abb. 4.20 ist der von AC²/ATHLET und RELAP5 berechnete Massendurchsatz zu sehen. Die AC²/ATHLET-Berechnung reproduziert erfolgreich die im Experiment beobachtete Selbstinitialisierung der natürlichen Zirkulation. Es ist ein ähnlicher Trend wie bei der Austrittstemperatur des BHX zu erkennen. Wie bereits erwähnt, hängt der Massendurchsatz mit dem Dichteunterschied zusammen, und der Dichteunterschied ist auf den Temperaturunterschied zwischen dem Außenrohr und dem Zufuhrrohr zurückzuführen. Der Temperaturabfall, der durch den Eintritt von kaltem Wasser aus dem Zuführungsrohr verursacht wird, führt zu einem Spitzenwert des Massendurchsatzes. Ein Vergleich mit dem Experiment war nicht möglich, da es in der Anlage keinen Massendurchflussmesser gab. Im Allgemeinen ist die Übereinstimmung mit RELAP5 gut, nur der Spitzenwert von AC²/ATHLET ist etwas niedriger als der von RELAP5.

4.1.4.5 Modellierung von Zwei-Phasen-Experimenten in AC²/ATHLET

Versuchsanlage HERO2

Die experimentellen Daten wurden über das Projekt PASTELS /PAS 19/ erhalten. Die HERO2-Versuchsanlage besteht aus zwei Bajonettrohren, einem Poolkondensator sowie einem heißen und einem kalten Strang, wie in Abb. 4.21 zu sehen ist. Die Bajonettrohre sind aus drei Rohren aufgebaut: einem Zuführungsrohr, einem Innenrohr und einem Außenrohr. Der Zwischenraum zwischen dem Zuführungsrohr und dem Innenrohr ist mit Luft gefüllt, um den Wärmeaustausch zwischen aufsteigendem und absteigendem Wasser in den Bajonettrohren zu verringern. Die Anlage ist 19 m hoch, während die

Bajonettrohre eine Höhe von 7 m haben. Das System wird mit Wasser betrieben und wird elektrisch über Widerstände an den Außenseiten der Bajonettrohre beheizt.

Modellierung des BHX-Abschnitts von HERO2

Als Randbedingungen für die Simulationen wurden die Enthalpie des Fluids und der Massendurchsatz am Einlass des BHX sowie der entsprechende Druck am Auslass des BHX festgelegt, die aus den Experimenten im stationären Zustand entnommen wurden. Die Randbedingungen sind in Tab. 4.3 dargestellt. Da es sich bei allen Experimenten um Untersuchungen im stationären Zustand handelte, begann die Simulation in allen Fällen mit einem Massendurchsatz von Null und wurde nach 60 s auf den Nennwert eingestellt.

Tab. 4.3 Randbedingungen

Zusammenfassung der Randbedingungen für alle Simulationen	
Parameter	Bereich
Massendurchsatz	0,02 - 0,04 kg/s
Temperatur der eintretenden Flüssigkeit	134 - 194 °C
Ausgangsdruck	0,4 - 6,7 MPa
Elektrische Leistung	13,4 - 51,8 kW
Temperatur in der Umgebung	25 °C

Die Bajonettrohre wurden in drei TFOs unterteilt: das Zuführungsrohr, die Inversionskammer und das Außenrohr. Die Luftschicht zwischen dem Zuführungsrohr und dem Innenrohr der Bajonettrohre wurde als HCO mit einer repräsentativen Wärmeleitfähigkeit modelliert. Der repräsentative Wärmeleitfähigkeitswert wurde anhand der experimentellen Daten berechnet, und es war unerwartet, dass der Wert für jede Testbedingung variierte. Die Standardabweichung zwischen den berechneten Werten beträgt etwa 0,1. Anhand genauerer Untersuchungen wird davon ausgegangen, dass die Schwankungen des repräsentativen Wärmeleitfähigkeitswertes auf Änderungen zurückzuführen sind, die zwischen einzelnen Experimenten auftraten. Da der Spalt zwischen dem Zuleitungsrohr und dem Innenrohr sehr klein ist (Abstand 3 mm / Länge 7 m), ist möglicherweise an einigen Stellen ein Metall-auf-Metall-Kontakt zu vermuten. Da die Wärmeleitfähigkeit für jeden Testfall individuell festgelegt wird, kann mit dem derzeitigen Modellierungsansatz der Wärmeübergang zwischen den auf- und absteigenden Fluiden leider nicht

validiert werden. Um Wärmeverluste zu simulieren, wurde ein HCO zwischen der Umgebung und dem Fluidsystem definiert.

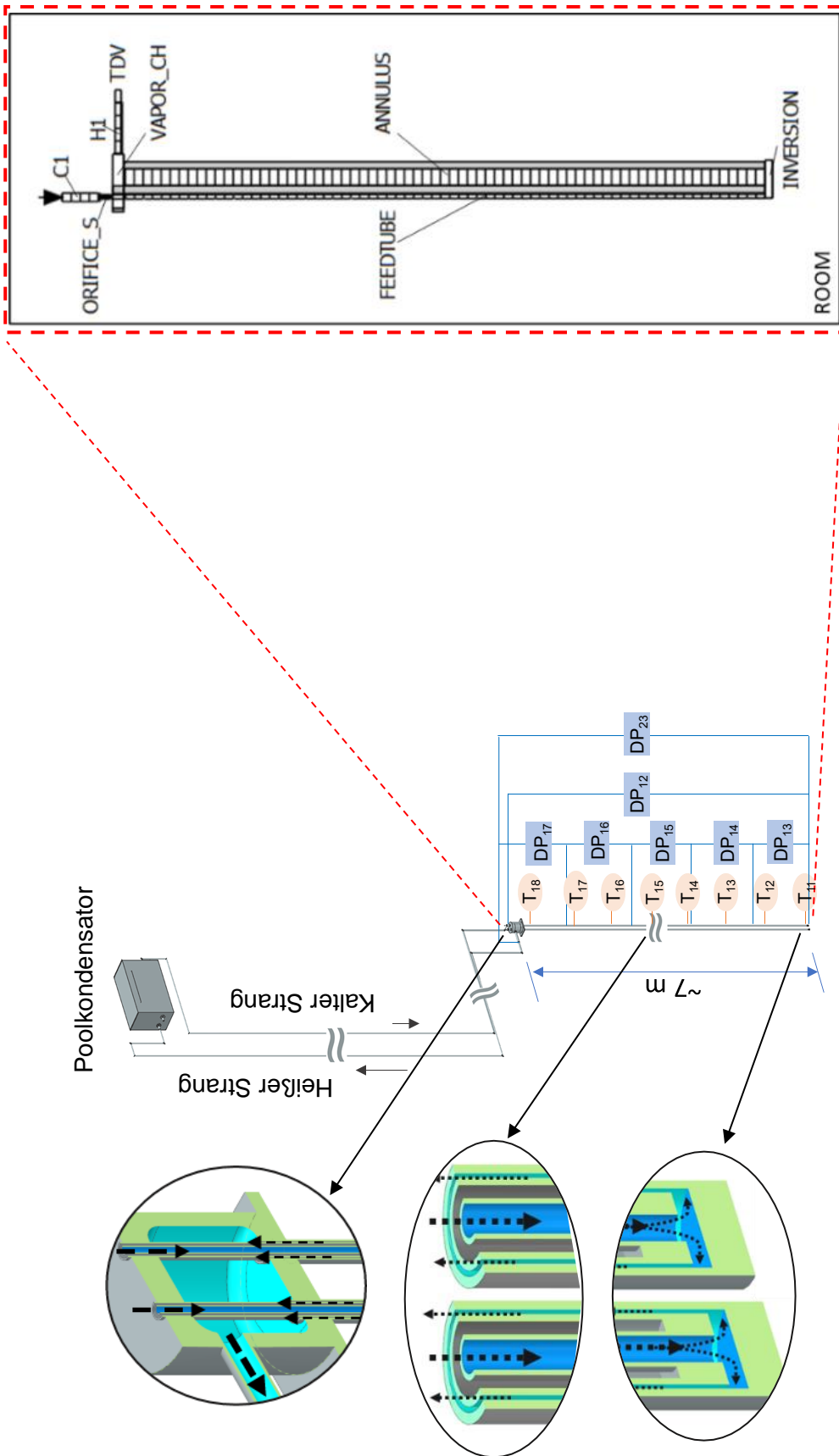


Abb. 4.21 Versuchsanlage und AC²/ATHLET-Modell

Ergebnisse der AC²/ATHLET-Simulation

Die ersten Simulationen wurden mit dem Standardmodell in AC²/ATHLET durchgeführt, wobei zweiphasige Reibungsverluste mit dem Martinelli-Nelson-Modell beschrieben werden. Abb. 4.21 enthält eine Darstellung der Stellen, an denen die Druckdifferenzen (DPs) gemessen wurden. Alle berechneten und gemessenen DP-Ergebnisse sind in Abb. 4.22 zu sehen. Im Falle der einphasigen Strömung in den Bajonettrohren ist die Übereinstimmung zwischen den vorhergesagten und den experimentellen DPs zufriedenstellend. Unter allen Versuchsbedingungen fließt einphasige Flüssigkeit durch das Zuführungsrohr und eine zweiphasige Strömung entsteht im Ringraum. Der Ort des Übergangs von der einphasigen zur zweiphasigen Strömung variiert von Versuch zu Versuch. Bei zweiphasiger Strömung werden jedoch größere Abweichungen zwischen Rechnung und Experiment bezüglich des Druckverlusts beobachtet, die bis zu 70 % betragen können. Daher wurde der Schwerpunkt auf eine umfassende Überprüfung der vorhandenen Literatur gelegt, um geeignete Korrelationen zu ermitteln, die die Genauigkeit der Vorhersagen verbessern können.

Die Ergebnisse der Literaturrecherche zeigen, dass die Chisholm-Korrelation im Allgemeinen eine gute Übereinstimmung mit experimentellen Daten für den Reibungsdruckabfall im Ringraum von Bajonettrohren aufweist /DIN 20/. Daher wurde der zweite Satz von Simulationen mit dem Chisholm-Modell durchgeführt. Wie in Abb. 4.23 dargestellt ist, zeigen die Ergebnisse eine deutliche Verbesserung im Vergleich zum Martinelli-Nelson-Modell. Es ist jedoch anzumerken, dass die Ergebnisse für einige Testfälle immer noch außerhalb des Bereichs von 30 % Abweichung liegen.

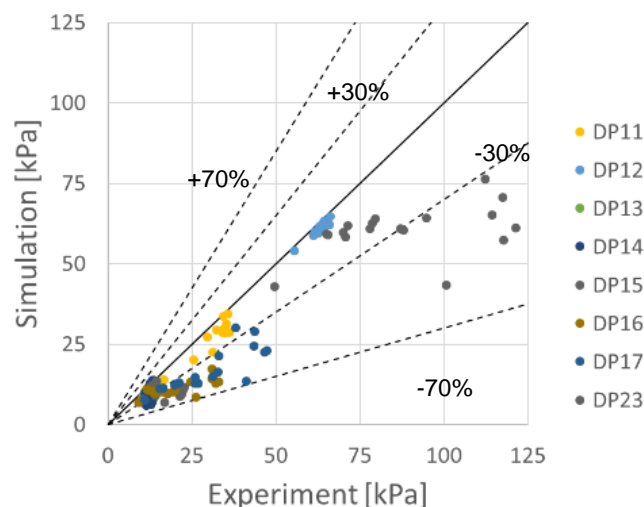


Abb. 4.22 Ergebnisse für den Druckverlust mit ATHLET-Standardmodell

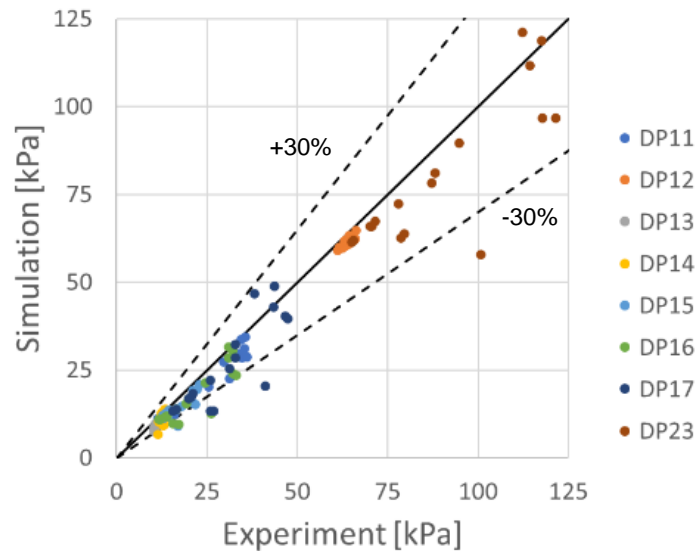


Abb. 4.23 Ergebnisse für den Druckverlust mit Chisholm-Modell

Aus dem Vergleich aller Testfälle hinsichtlich der wichtigsten Strömungsparameter, einschließlich Dampfqualität, Massenfluss und Betriebsdruck, wurde festgestellt, dass die Testfälle mit den größten Unstimmigkeiten die niedrigsten Betriebsdrücke aufweisen. Daraufhin wurden aus der Literatur Korrelationen ermittelt, die speziell für niedrige Drücke und relativ dünne Rohre geeignet sind. Diese Korrelationen wurden anschließend in den AC²/ATHLET-Code implementiert. Die Simulationen wurden mit den neuen Korrelationen erneut durchgeführt und untereinander verglichen. Der mittlere absolute Fehler zwischen den experimentellen Daten und den Berechnungsergebnissen wurde berechnet. Die Ergebnisse der Berechnungen des mittleren absoluten Fehlers (MAE) sind in Abb. 4.24 zu sehen.

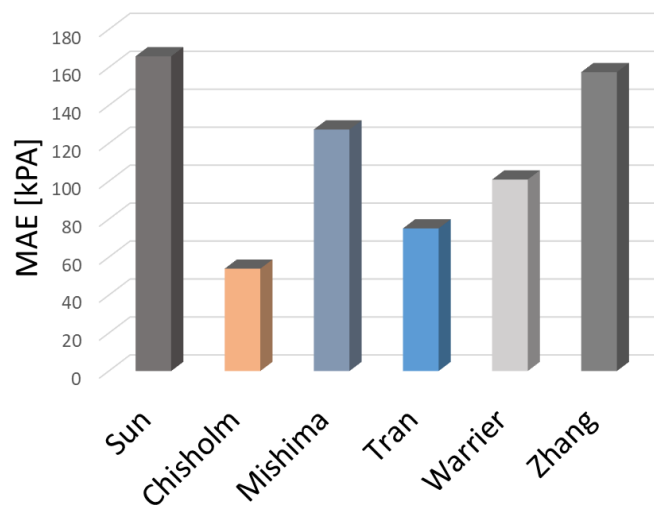


Abb. 4.24 Vergleich des mittleren absoluten Fehlers für den Druckverlust

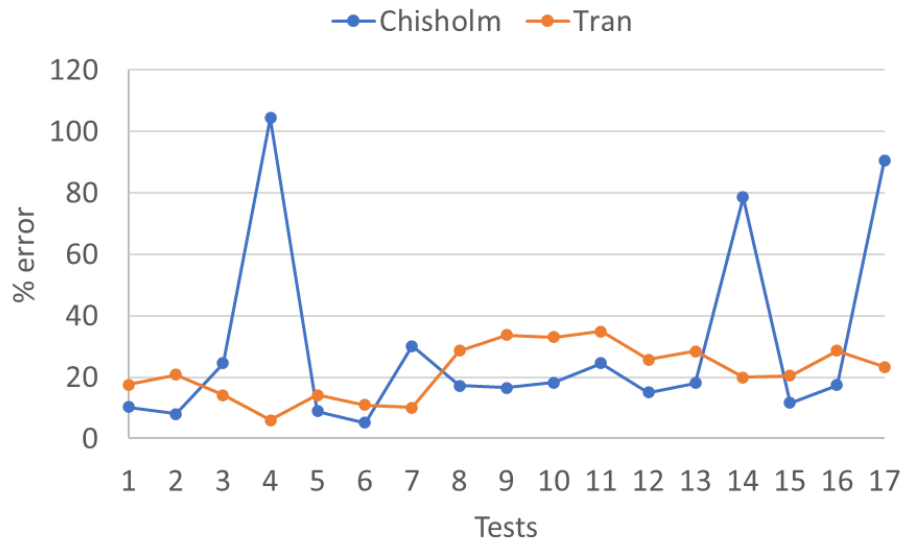


Abb. 4.25 Chisholm- vs. Tran-Korrelation

Auf der Grundlage des Vergleichs der Korrelationen, der in Abb. 4.24 dargestellt ist, ist zu erkennen, dass die Chisholm-Korrelation die beste Übereinstimmung mit den experimentellen Daten aufweist. Frühere Simulationsergebnisse haben in der Tat die Eignung der Chisholm-Korrelation insgesamt nachgewiesen, mit Ausnahme einiger weniger Testfälle, bei denen Abweichungen beobachtet wurden. Die Korrelation von Tran /TRA 00/ ist nach der von Chisholm /CHI 73/ die beste, wobei die Ergebnisse der beiden Korrelationen nahe beieinander liegen. Diese beiden Korrelationen wurden für jeden experimentellen Fall im Detail untersucht. Abb. 4.25 zeigt, dass die Tran-Korrelation eine signifikante Verbesserung für die Testfälle mit einem Betriebsdruck von weniger als 8 bar aufweist. Bemerkenswert ist auch, dass dieses Ergebnis mit dem anwendbaren Bereich der Tran-Korrelation vereinbar ist. (Betriebsdruckbereich für Tran in der Literatur: 1 – 8 bar). Obwohl die in den Fällen mit Betriebsdrücken zwischen 8 und 12 bar beobachtete Verbesserung nicht so ausgeprägt ist wie in den Fällen mit Drücken unter 8 bar, gibt es immer noch eine gewisse Verbesserung, die sich aus der Anwendung der Tran-Korrelation ergibt: Als Ergebnis dieser Untersuchungen wurde festgestellt, dass bei Anwendung der Tran-Korrelation bei einem Betriebsdruck von weniger als 12 bar und der Chisholm-Korrelation bei einem Betriebsdruck von mehr als 12 bar die vorhergesagten DP-Ergebnisse für alle Testbedingungen im Bereich von 30 % liegen.

Auf der Grundlage dieser Ergebnisse wurde das Übergangsmodell von Tran und Chisholm in Bezug auf den Betriebsdruck im System entwickelt.

4.1.4.6 Umsetzung des Tran/Chisholm-Übergangsmodells

In AC²/ATHLET steuert "ITPMO" unter dem Pseudo-Keywort PW_{FRICITION} die Anwendung von Reibungsverlustmodellen. Der Benutzer kann in der aktuellen AC²/ATHLET-Version zwischen 1 und 8 für ITPMO wählen. Das Tran/Chisholm-Übergangsmodell wurde hier als Option 9 hinzugefügt. Der Benutzer sollte 9 wählen, um das Tran/Chisholm-Übergangsmodell zu aktivieren. Das neue Modell wird in einer der nächsten AC²/ATHLET-Versionen allen Nutzern zur Verfügung stehen.

Abb. 4.26 und Abb. 4.27 zeigen die Ergebnisse für Temperaturen und Differenzdrücke, die mit dem neu entwickelten Modell erhalten wurden.

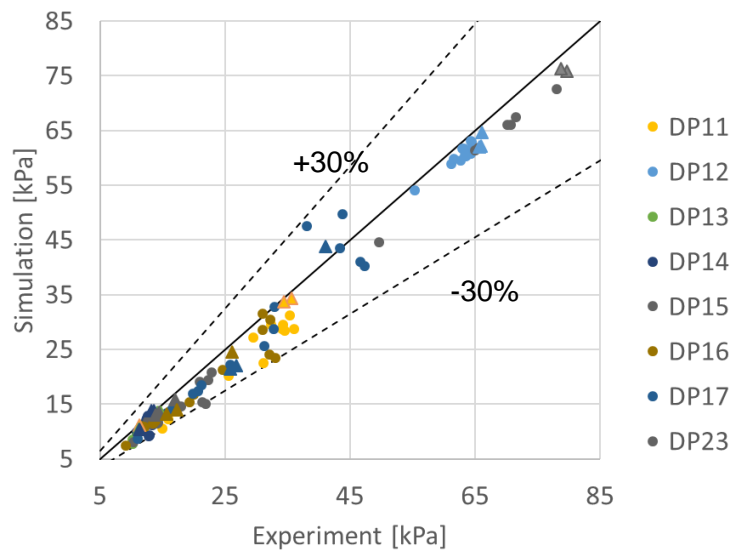


Abb. 4.26 Differenzdruck

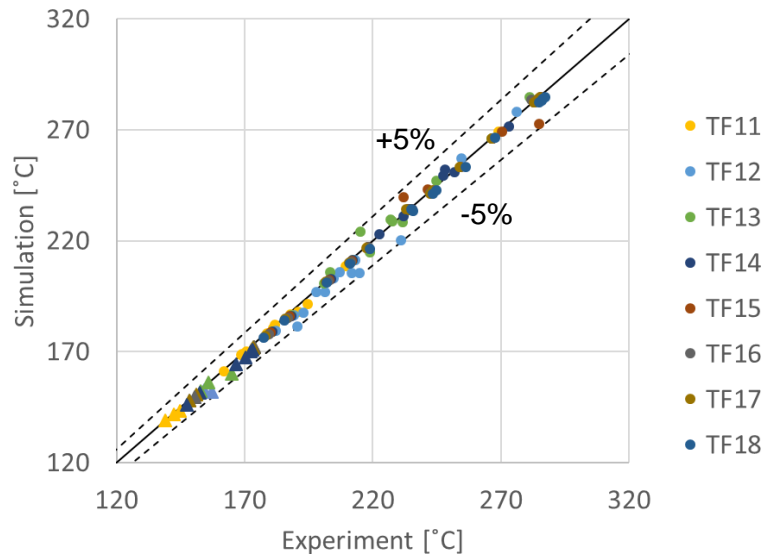


Abb. 4.27 Temperatur

4.1.4.7 Zusammenfassung

Im Rahmen des VASiL-Projekts wurden zwei verschiedene Versuchsanlagen ausgewählt, um die Fähigkeit des AC²/ATHLET-Codes zur Modellierung von BHX sowohl bei einphasigen Flüssigkeits- als auch bei zweiphasigen Strömungsbedingungen zu bewerten und zu validieren.

Die Bewertung für die einphasige Strömungsbedingung unter Verwendung der Daten der PROPHET-Anlage ergab die folgenden Ergebnisse. Während die Temperaturen im stationären Zustand gut vorhergesagt werden, werden sie im instationären Zustand leicht überschätzt. Es wird jedoch angenommen, dass dies auf eine Unterschätzung der thermischen Trägheit des Systems zurückzuführen ist, da die vorhandenen Stützelemente und Flansche in der Simulation nicht modelliert wurden. Der experimentell gemessene Druckverlauf wurde von AC²/ATHLET ebenfalls gut erfasst. Zusätzlich wurde ein Code-zu-Code-Vergleich mit RELAP5 durchgeführt, und die Übereinstimmung zwischen den Codes ist gut.

Die Auswertungen für die Zweiphasenströmungsbedingungen ergaben folgende Ergebnisse. Da es sich bei allen Experimenten im HERO2 um stationäre Untersuchungen handelt, werden alle Vergleiche für den stationären Zustand durchgeführt. AC²/ATHLET war in der Lage, die Temperaturen im Ringraum und den Ort des Übergangs von einphasiger zu zweiphasiger Strömung gut vorherzusagen. Die Differenzdruckergebnisse wurden durch das Chisholm-Modell gut erfasst, jedoch wurden bei den Experimenten mit

niedrigerem Betriebsdruck größere Abweichungen zum Experiment beobachtet, die mit der Implementierung des Tran-Chisholm-Übergangsmodells in den Quellcode verringert werden konnten.

Aus den obigen Untersuchungen lässt sich schließen, dass der Wärmeübergang und der Druckabfall in BHXs von AC²/ATHLET mit ausreichender Genauigkeit für gegebene Anfangs- und Randbedingungen berechnet werden. Es ist jedoch zu beachten, dass zuverlässige experimentelle Daten für die Validierung des Codes unerlässlich sind. Andererseits gibt es in der Literatur nur eine begrenzte Anzahl von Experimenten mit BHXs. Um die Validierungsergebnisse weiter abzusichern und die Modellierungsgüte zu verbessern, werden daher weitere experimentelle Daten aus Versuchen benötigt, die insbesondere genau definierte Randbedingungen aufweisen. Parallel zu Validierungsrechnungen dazu sollten Verbesserungen am Code vorgenommen werden können.

4.1.5 AC²/ATHLET-Modellierung von Loop-Heatpipes (IKE)

4.1.5.1 Allgemeines

Um langfristig einen Wassermangel in Notkühltanks (NKTs) von passiven Nachwärmeabfuhrsystemen (NWS) aufgrund von Verdunstung zu vermeiden, muss die Nachzerfallswärme letztlich über einen zusätzlichen Kreislauf an eine Endwärmesenke (EWS), wie z. B. die Umgebung oder einen Luftkühlturm (LKT), übertragen werden. Für das Konzept des SMART-SMR wurden mehrere Prozessschemata und Modelle für einen unbegrenzten NWS-Betrieb unter Berücksichtigung einer EWS ausführlich untersucht /BAE 20/. Danach gelten Loop-Thermosiphons (LTS) als geeignete Wärmetauscher für diesen Wärmetransportzweck /SWA 20/.

LTS sind eine Form von Zweiphasen-Wärmerohren ohne Kapillarstruktur, die eine geschlossene Kreislaufkonfiguration aufweisen, bei der sich eine Verdampfungs- und eine Kondensationszone innerhalb eines rohrartigen Durchflusskanals befinden. LTS werden vorzugsweise bei niedrigem Druck betrieben, um einen zweiphasigen Zustand und damit eine effizientere Nachwärmeabfuhr sicherzustellen.

Im vorliegenden Bericht wurde der bestehende Systemcode AC²/ATHLET hinsichtlich der Fähigkeit zur Modellierung von LTS validiert und bewertet. Hierzu werden experimentelle Daten aus vier wasserbetriebenen LTS-Versuchsanlagen verwendet, die

bei unterschiedlichen Drücken, Füllgraden und Wärmelasten betrieben werden. Die Dimensionen der ausgewählten Anlagen reichen vom Labormaßstab (2,0 m Höhe, 200 W) bis zum Pilotmaßstab (27,0 m Höhe, 20 kW) und weisen unterschiedliche Kondensatorkonfigurationen auf. Auf Basis der anfänglichen Bewertung wurden zusätzlich ausgewählte zweiphasige Druckabfallkorrelationen sowie Wärmeübertragungskorrelationen im Quellcode von AC²/ATHLET implementiert und die daraus resultierende Verbesserung der Simulationsgüte durch den Vergleich mit den experimentellen Daten aufgezeigt.

4.1.5.2 Modellierung des Druckverlustes in Loop-Heatpipes

Wasserbetriebene LTS-Systeme, die für die Wärmeabfuhr aus NKTs einsetzbar sind, müssen bei relativ niedrigen Drücken im Kreislauf betrieben werden, damit der Zweiphasenbetrieb in Temperaturbereichen unterhalb des Sättigungspunkts des NKT-Wassers erreicht werden kann. Bezüglich der Strömungsformen wird erwartet, dass das Arbeitsfluid des LTS bei Betrieb im Einphasenmodus eher laminar strömt, im Zweiphasenbetrieb wird Übergangs- und sogar turbulente Strömung erwartet. Für die Simulation müssen daher die ausgewählten zweiphasigen Druckverlustgesetze sowohl für Niederdruck-Bereiche geeignet sein als auch die veränderlichen Strömungsregime innerhalb des Kreislaufs berücksichtigen. Eine umfassende kritische Literaturübersicht über Zweiphasen-Druckverlustkorrelationen und ihre Anwendbarkeitsbereiche in LTS-Systeme ist in der Literatur verfügbar /XU 12/.

Üblicherweise gibt es zwei allgemeine Ansätze zur Berechnung des Druckabfalls in Zweiphasensystemen: der homogene und der getrennte Strömungsansatz. Die in der vorliegenden Studie ausgewählten Modelle gehören zur zweiten Kategorie und zielen darauf ab, den Einphasen-Druckabfall durch zusätzliche Zweiphasenmultiplikatoren zu korrigieren. Basierend auf den Ergebnissen der Literaturübersichten, in denen die Modelle anhand experimenteller Daten getestet wurden /XU 12/, ist das erste ausgewählte Modell zur Berechnung der Zweiphasenmultiplikatoren das von Friedel vorgeschlagene Modell /FRI 79/. Es basiert auf 25.000 experimentellen Datenpunkten und ist besonders für Verdampfungssysteme unter dem Einfluss der Schwerkraft mit laminaren Strömungsregimen ($Re < 2.000$) geeignet:

$$\phi_{lo}^2 = (1 - x)^2 + x^2 \frac{\rho_l f_{go}}{\rho_g f_{lo}} + \frac{3,24x^{0,78}(1 - x)^{0,224}H}{Fr_{tp}^{0,045}We_{tp}^{0,035}} \quad (4.8)$$

$$H = \left(\frac{\rho_l}{\rho_g}\right)^{0,91} \left(\frac{\mu_g}{\mu_l}\right)^{0,19} \left(1 - \frac{\mu_g}{\mu_l}\right)^{0,7} \quad (4.9)$$

$$\text{Fr}_{tp} = \frac{G_{tp}^2}{gD\rho_{tp}^2} \quad (4.10)$$

$$\frac{1}{\rho_{tp}} = \frac{x}{\rho_g} + \frac{1-x}{\rho_l} \quad (4.11)$$

Wie in den Gleichungen (4.8) bis (4.11) ersichtlich, ist das Friedel-Modell hauptsächlich eine Funktion der Eigenschaften des Fluids in den beiden Phasen (Dichte ρ_g , ρ_l und Viskosität μ_g , μ_l), des Massendampfgehalts (x) und seines Strömungsregimes (da die Reibungsfaktoren f_{go} und f_{lo} , die Friedel-Zahl Fr_{tp} und die Weber-Zahl We_{tp} abhängig vom Strömungsregime sind). Der Zweiphasen-Druckverlustmultiplikator ϕ_{lo}^2 ist auch eine Funktion des Parameters H , der von den Fluid-Eigenschaften bei den gegebenen Temperaturen für beide Phasen abhängt.

Weiterhin wurde auch die Korrelation nach Souza und Pimenta /SOU 95/ implementiert, um die Zweiphasenmultiplikatoren unter Übergangs- und turbulenten Strömungsregimen ($\text{Re} > 2.000$) zu berechnen, wie von /XU 12/ empfohlen:

$$\phi_{lo}^2 = 1 + (\Gamma^2 - 1)x^{1,75} (1 + 0,9525\Gamma X_{tt}^{0,4126}) \quad (4.12)$$

$$\Gamma = \left(\frac{\rho_l}{\rho_g}\right)^{0,5} \left(\frac{\mu_g}{\mu_l}\right)^{0,125} \quad (4.13)$$

$$X_{tt} = \frac{1}{\Gamma} \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0,875} \quad (4.14)$$

Das Souza-Pimenta-Modell (Gleichung (4.12)) hängt hauptsächlich von den Eigenschaften des Fluids und der Dampfqualität der Strömung ab. Der Zweiphasen-Druckverlustmultiplikator ϕ_{lo}^2 wird in diesem Fall mittels der korrigierten Dampfqualität X_{tt} berechnet. Beide ausgewählten Modelle (Gleichungen (4.8) und (4.12)) sind für Wasser und verschiedene Kältemittel geeignet.

4.1.5.3 Modellierung des Wärmeübergangs in Loop-Heatpipes

Frühere Arbeiten von /KRÜ 19/ untersuchten die Anwendung von AC²/ATHLET bei der Simulation von vertikalen Zweiphasen-Thermosiphons zur Kühlung von Abklingbecken. Schleifenkonfigurationen, die ungünstige Zweiphasen-Wechselwirkungen innerhalb der Thermosiphons verhindern, wurden in diesen Arbeiten nicht berücksichtigt. Darüber hinaus wurden Korrelationen für luftgekühlte Kondensationszonen in dieser ersten Entwicklung von AC²/ATHLET nicht berücksichtigt. Nach der Erstbewertung der AC²/ATHLET-Modelle für die Simulation von LTS-Systemen wurde festgestellt, dass die Wärmeverluste an Umgebungsluft in den meisten Fällen überschätzt wurden. Eine geeignete Abschätzung der Wärmeverluste an die Umgebung ist entscheidend, um die Temperaturprofile in LTS korrekt zu simulieren. Darüber hinaus sind für LTS-Systeme, die für SMRs relevant sind, luftgekühlte Wärmesenken von großer Bedeutung. Daher wurden im Quellcode zwei Korrelationen zur Berechnung der Wärmeübertragungskoeffizienten von Behälterwänden an umgebende Luftvolumen implementiert, wobei sowohl der Fall der Naturkonvektion als auch der Fall der erzwungenen Konvektion berücksichtigt wurden.

Um die Wärmeübertragungskoeffizienten an umgebende Luftvolumen zu berechnen, die in der Regel Umgebungsluft oder Kühltürme simulieren, wurde die Korrelation nach Baehr und Stephan /BAE 11/ speziell für den Fall der Naturkonvektion ausgewählt. Ein Vergleich mit der in AC²/ATHLET implementierten McAdams-Korrelation wurde in /CEV 22b/ dokumentiert und zeigt eine Verbesserung der Simulationsergebnisse gegenüber McAdams. Diese Korrelation wurde ursprünglich für die Wärmeübertragung an senkrechten Zylindern entwickelt, die sich in luftgefüllten Behältern befinden.

$$\text{Nu}_m = \left\{ 0,825 + \frac{0,387\text{Ra}^{1/6}}{[1 + (0,437/\text{Pr})^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \quad \text{für } 10^{-1} \leq \text{Ra} \leq 10^{12} \quad (4.15)$$

$$\text{Ra} = \text{Gr} \cdot \text{Pr} = \frac{\beta g (T_w - T_\infty) L^3}{\nu^2} \frac{c_p \mu}{k} \quad (4.16)$$

Die Rayleigh-Zahl ist eine Funktion der Fluid-Eigenschaften zusammen mit der Temperaturdifferenz zwischen der Wand und dem umgebenden Fluidvolumen. Im Fall der erzwungenen Konvektion an umgebende Luftvolumen sollte eine andere Korrelation verwendet werden. Ein relevanter Anwendungsfall ist z.B. die Simulation von luftgekühlten Türmen mit Unterstützungslüftern als Wärmesenke für LTS-Systeme. Für

diesen Zweck wurden die von Isachenko et al. /ISA 77/ entwickelten Korrelationen ausgewählt:

$$Nu = 0,25Re^{0,6}Pr^{0,38}(Pr/Pr_w)^{0,25} \quad ; \quad \text{für } 10^3 < Re < 2 \times 10^5 \quad (4.17)$$

$$Nu = 0,25Re^{0,6}Pr^{0,38}(Pr/Pr_w)^{0,25} \quad ; \quad \text{für } 10^3 < Re < 2 \times 10^5 \quad (4.18)$$

$$Nu = 0.023Re^{0,8}Pr^{0,37}(Pr/Pr_w)^{0,25} \quad ; \quad \text{für } 2 \times 10^5 < Re < 2 \times 10^6 \quad (4.19)$$

Die Berechnung der Wärmeübertragungskoeffizienten im Fall der erzwungenen Konvektion ist eine Funktion der Fluid-Eigenschaften, die im Fluid-Bulk und an der Wand bewertet werden (Pr_w wird unter Verwendung der Fluid-Eigenschaften unter den Wandbedingungen bewertet), sowie eine Funktion des Strömungsregimes. In den Übergängen zwischen den Reynolds-Zahl-Bereichen wird linear interpoliert.

4.1.5.4 Implementierung in AC²/ATHLET

Zur Berechnung der Zweiphasen-Multiplikatoren wurden zwei Unterprogramme (`DPFRI` und `DPSOU`) für Friedel und Souza-Pimenta erstellt. Sie berechnen die Zweiphasen-Druckabfall-Multiplikatoren (φ^2_{io}) als Funktion des Strömungsregimes, der Fluid-Eigenschaften und der Dampfqualität, indem sie die in Abschnitt 3.1.5.2 vorgestellten Gleichungen verwenden.

Die Unterprogramme `DPFRI` und `DPSOU` werden im Unterprogramm `DPDROP` aufgerufen, damit die Multiplikatoren in die Berechnung der Formverlustkoeffizienten eingebunden werden können. AC²/ATHLET-Benutzer können auf die Druckabfallmodelle zugreifen, indem sie das Pseudo-Keyword `PW DRIIFT` des entsprechenden TFO verwenden und den Parameter `IDRP` auf 27 setzen.

Die in Abschnitt 4.1.5.3 erwähnten Wärmeübertragungskorrelationen sind in den neuen Unterprogrammen `HTC_BAER` und `HTC_ISAC` für Baehr & Stephan bzw. Isachenko et al. implementiert. Beide Unterprogramme werden von den Unterprogrammen `MHTCN1` (Fluid zu Wand) und `MHTCN2` (Wand zu Fluid) nach der Benutzereingabe in einem Wärmeleitungsobjekt unter dem Pseudo-Schlüsselwort `PW HTCCORR` aufgerufen. Hierzu sind für die Parameter `IHTCL4` oder `IHTCR4` (abhängig von der Seite, auf der die

Korrelationen verwendet werden sollen) die Werte 14 (HTC_{BAER}) oder 15 (HTC_{ISAC}) anzugeben.

Die neuen Modelloptionen für den zweiphasigen Druckverlust und den Wärmeübergang an Luftvolumen sind bisher nur für die interne Verwendung und Validierung verfügbar. Sie sollen von der GRS in einer der nächsten offiziellen AC²/ATHLET-Versionen für alle Anwender verfügbar gemacht werden.

4.1.5.5 Validierung

In Bezug auf die Modellvalidierung wurden vier LTS-Versuchsanlagen ausgewählt. Die Auswahl erfolgte anhand der Dimensionen, der zugeführten Wärmemenge und der Kondensatorkonfiguration, um die Untersuchung verschiedener Phänomene in unabhängigen Versuchsreihen zu ermöglichen. Die erste Versuchseinrichtung (B2) ist eine Anlage im Labormaßstab mit einem wassergekühlten Kondensator, die es erlaubt, einphasige Naturkonvektion bis zu einer Wärmezufuhr von 200 W zu untersuchen. Die zweite Versuchseinrichtung (D8) ist eine Pilotanlage mit einer vertikalen wassergekühlten Kondensationszone, die Einphasen- und Zweiphasenbetrieb bis zu einer Wärmezufuhr von 9,5 kW ermöglicht. Die dritte Versuchseinrichtung (D30) repräsentiert eine Anlage in prototypischem Maßstab mit sowohl vertikalen als auch horizontalen wassergekühlten Kondensationszonen. Sie ermöglicht die Untersuchung sowohl des Einphasen- als auch des Zweiphasenbetriebs sowie die Analyse des Einflusses des Füllungsverhältnisses. Diese Anlage weist eine maximale Leistungsaufnahme von bis zu 20 kW auf. Die vierte Versuchseinrichtung (X10) ist eine Pilotanlage mit einer luftgekühlten, geneigten Kondensationszone, die es ermöglicht, Zweiphasenbetriebspunkte bei verschiedenen Füllungsverhältnissen zu untersuchen. Sie hat eine Leistungsaufnahme von bis zu 10 kW und arbeitet bei niedrigen Betriebsdrücken. Die Darstellung im vorliegenden Bericht konzentriert sich auf ausgewählte Ergebnisse der X10-Anlage, da sie von den untersuchten Anlagen die größte Komplexität aufweist sich daher gut zur Veranschaulichung von Verbesserungen bei der Druckabfall- und Wärmeübertragungsberechnung eignet. Detaillierte Ergebnisse zu den weiteren Versuchsanlagen B2, D8 und D30 sind in einem separaten Bericht /CEV 22b/ zu finden.

Die Simulation der X10-Anlage ist insofern eine besonders anspruchsvolle Aufgabe, als sie einen prototypischen Ansatz zur Umsetzung eines LTS-Systems in einer SMR-orientierten Anwendung zur Nachwärmeübertragung darstellt. Hierbei handelt es sich um Zweiphasenbetrieb bei niedrigem Druck, bei dem Luft als Medium zur Wärmeabfuhr

dient. Die experimentelle Anlage, entwickelt von Xiong et al. /XIO 15/, besteht aus einem geschlossenen LTS-System mit einer Höhe von 10 Metern. Dieses System wird durch ein externes Wasserbecken beheizt und durch einen luftgekühlten Kühlturm mit erzwungener Konvektion gekühlt. In Abb. 4.28 sind die Hauptkomponenten der Anlage dargestellt, wobei die Positionen zur Messung von Temperaturen, Drücken, Massenströmen und Luftgeschwindigkeiten hervorgehoben sind. Weitere Einzelheiten zur Einrichtung sind in /XIO 15/ verfügbar.

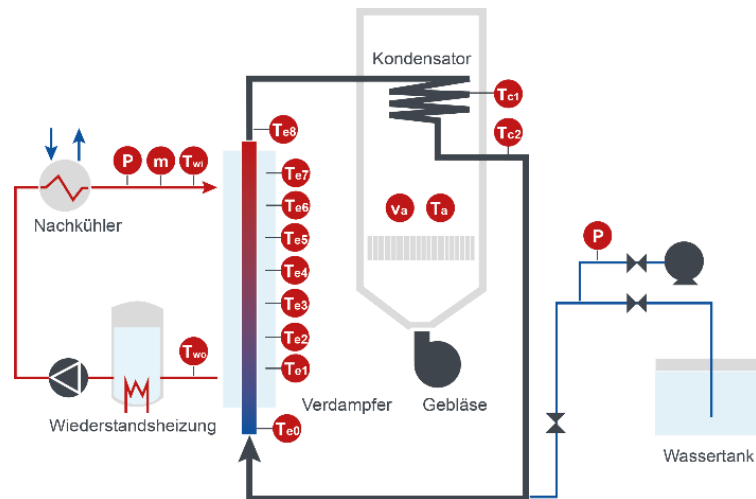


Abb. 4.28 X10-LTS-Versuchsanlage

Verschiedene Prozessparameter, nämlich das Füllungsverhältnis des Arbeitsmediums (F_R), die Luftgeschwindigkeit und -temperatur (v_a und T_a) im Kühlturm, die Einlauftemperatur (T_{wi}) und Einlaufgeschwindigkeit des Wassers im Siedepool (v_w), wurden während der experimentellen Versuchsserien in der Anlage systematisch analysiert. In diesem Bericht werden die Modellergebnisse für vier verschiedene stationäre Betriebszustände, bei denen die Füllungsverhältnisse und die Luftgeschwindigkeiten variiert wurden, analysiert. Sie sind in Tab. 4.4 aufgeführt.

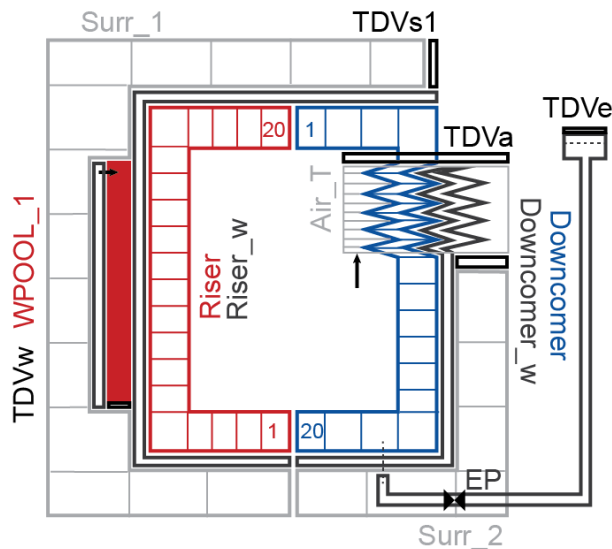


Abb. 4.29 AC²/ATHLET-Nodalisierung der X10-LTS-Versuchsanlage

Ein AC²/ATHLET-Modell der LTS-Experimentieranlage wurde entwickelt. Die Nodalisierung ist in Abb. 4.29 dargestellt. Die Geometrie, d.h. die Abmessungen, Rohrdurchmesser, geneigte Abschnitte und Höhen, wurden direkt von der Beschreibung der Testanlage übernommen. Das Modell umfasst vier TFD-Systeme (Hauptkreislauf, Siedepool, LKT und Umgebung), die durch Wärmeleitobjekte verbunden sind und die Rohrwände repräsentieren. Der Hauptkreislauf besteht aus drei TFOs (RISER, DOWNCOMER und EP (Druckhalter)), die in Kontrollvolumina (CV) unterteilt sind, wie in der Nodalisierung in Abb. 4.29 dargestellt. Der Siedepool besteht aus zwei TFOs (WPOOL_1 und TDV_w) und einer Massenquelle für eine konstante Zufuhr von heißem Wasser. Schließlich hat der LKT zwei TFD-Objekte (Air_T und TDV_a), die mit Luft gefüllt sind. WPOOL_1 ist an einen Abschnitt des RISER angeschlossen, um den Verdampfer zu repräsentieren. Analog dazu ist ATOWER an die geneigten Rohrabschnitte des Downcomers angeschlossen, um den Kondensatorbereich darzustellen.

Tab. 4.4 Betriebspunkte für Validierungszwecke

Arbeitspunkt	Parameter				
	v_a (m/s)	T_a (°C)	F_R (%)	v_w (m/s)	T_{wi} (°C)
1	0,5	28,2	14,7	0,011	80
2	0,5	28,2	27,1	0,011	80
3	1,5	28,2	14,7	0,011	80
4	2,5	28,2	14,7	0,011	80

Als Anfangsbedingungen wurden der Druck, der Massenstrom und die Temperatur des Einlaufwassers (T_{wi}) im Siedepool sowie die gleichen Parameter für die Luft im LKT festgelegt gemäß der OP. Der anfängliche Füllgrad des Arbeitsmediums wurde auf 14,7 % (oder 27,1 %) des Volumens des Systems je nach OP festgelegt. Als Randbedingungen wurden sowohl der Auslassdruck und -enthalpie des Wassers im Siedepool als auch die atmosphärischen Bedingungen der Luft in der Umgebung (Surr_1 und Surr_2) berücksichtigt.

Abb. 4.30 zeigt die Validierungsergebnisse mit den experimentellen Daten aus der X10-LTS-Anlage für die vier in Tab. 4.4 genannten stationären Zustände. Die gesamte Validierung wurde an Zweiphasenexperimenten durchgeführt, bei denen die Fluidtemperaturen und -drücke im gesamten Kreislauf gemessen wurden. Alle Diagramme in Abb. 4.30 zeigen die Temperatur-Druck-Paare im stationären Zustand für die überwachten Punkte im LTS (e0 bis e8 in der Verdampferzone, c1 und c2 für den Kondensator). Die Sättigungslinie ist ebenfalls dargestellt, um die zweiphasig arbeitenden LTS-Segmente zu visualisieren. Die Plots (a) und (b) zeigen die Ergebnisse, wenn die Luftgeschwindigkeit im LKT konstant gehalten wird und der Füllgrad variiert wird. Bezüglich der Anwendung integrierter Modelle wurde die Korrelation von Souza und Pimenta für den Druckverlust in den zweiphasigen turbulenten Strömungsabschnitten (vorwiegend im mittleren Bereich des Verdampfers) eingesetzt. Die Friedel-Korrelation wurde zur Untersuchung des Druckverlusts (insbesondere im Kondensatorbereich) verwendet, während die Modelle von Baehr & Stefan zur Berechnung der Wärmeverluste an die Umgebung herangezogen wurden. Darüber hinaus wurden die Korrelationen von Isachenko et al. verwendet, um die Wärmeübertragung im erzwungenen Konvektionsbereich im LKT zu berechnen. Die Ergebnisse dieser Untersuchungen sind in Abb. 4.30 dargestellt.

Im Hinblick auf Diagramm (a) fällt auf, dass ein erheblicher Abschnitt des Verdampfungsprozesses im Zweiphasenregime bei einem Füllgrad von 14,7 % stattfindet. Dieser Zweiphasenabschnitt erstreckt sich von Position e2 bis zum Auslass des Kondensators c2. Die Vorhersagen von AC²/ATHLET unter Verwendung der ursprünglichen Modelle zeigten in diesem Fall lediglich einen Zweiphasenbetrieb im oberen Bereich des Verdampfers (bis zur Position e8) und eine Überschätzung des Druckabfalls im Zweiphasen-Kondensatorabschnitt. Die Implementierung des vollständigen Korrelationssatzes führte zu einer deutlichen Verbesserung der Übereinstimmung. Es ist jedoch zu bemerken, dass einige Punkte im oberen Verdampferbereich eine Überhitzung aufweisen, im Gegensatz zu den experimentellen Ergebnissen.

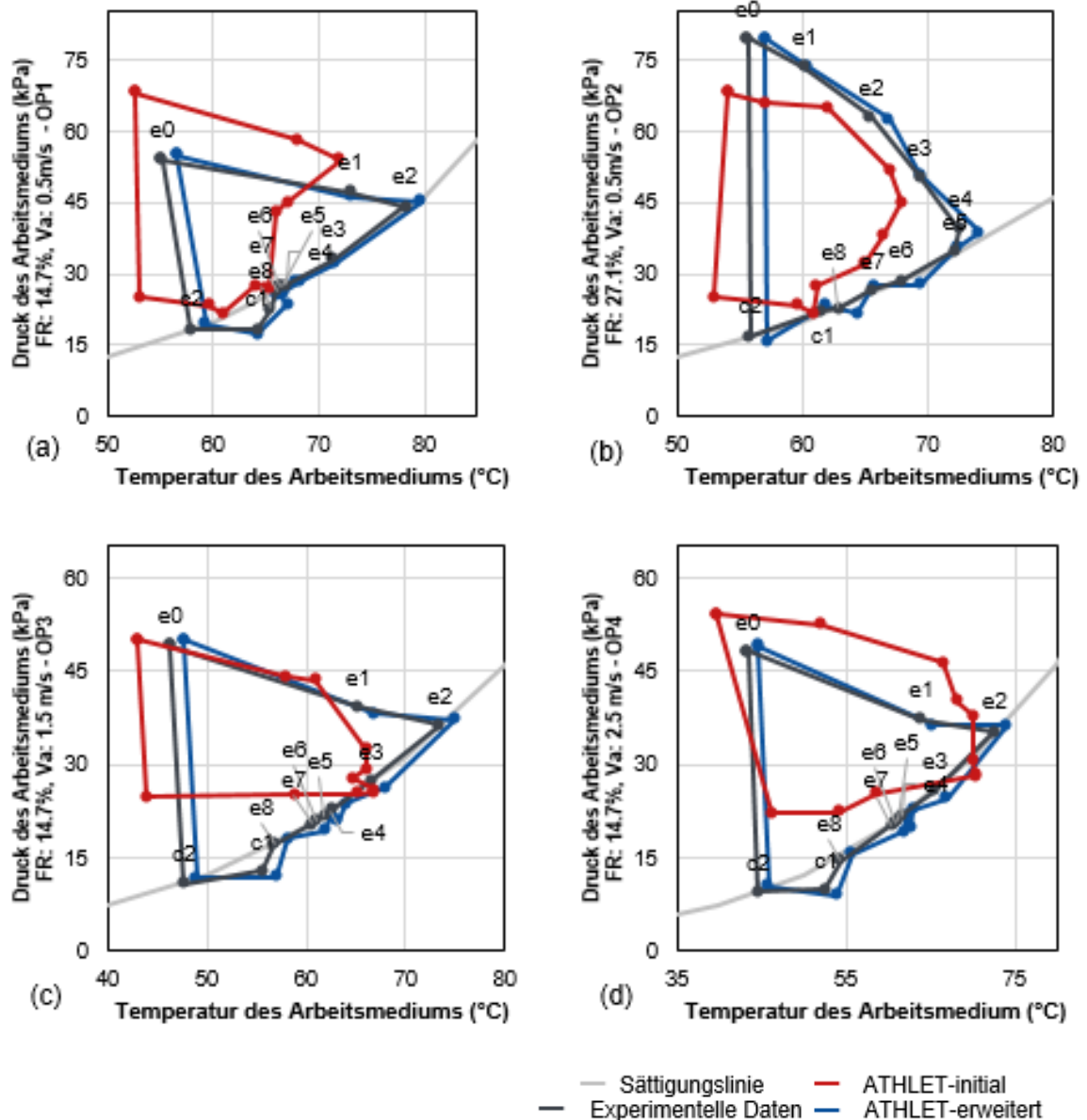


Abb. 4.30 Zusammenfassung der Validierungsergebnisse für den X10 LTS:

(a) Arbeitspunkt 1, (b) Arbeitspunkt 2, (c) Arbeitspunkt 3, (d) Arbeitspunkt 4

Wie Diagramm (b) zeigt, wurde mit der Standardmodellierung der Zweiphasenbetrieb nur im Endsegment des Verdampfers erreicht, und der Druckabfall im Kondensator wurde überschätzt. Die Implementierung des vollständigen Korrelationsatzes führte zu einer allgemeinen Verbesserung der Übereinstimmung, wobei jedoch einige Schwankungen zwischen dem überhitzten und dem gesättigten Zustand entlang des Verdampfers auftraten. Ähnliche Ergebnisse sind für die Abbildungen (c) und (d) zu beobachten.

4.1.5.6 Zusammenfassung

Es wurden zwei wesentliche Modellbereiche identifiziert, in denen die Standard-Modellierung von AC²/ATHLET bei der Simulation von LTS-Systemen Schwächen aufweist: Die Bestimmung der Wärmeverluste an Luft und der Druckabfall im Zweiphasenbetrieb bei subatmosphärischen Drücken. Es wurden deshalb zwei zusätzliche Druckverlustkorrelationen (Friedel und Souza & Pimenta) sowie neue Wärmeübergangskorrelationen für Wärmeübergang an Luft (Baehr & Stefan und Isachenko et al.) implementiert und anhand experimenteller Daten aus vier verschiedenen LTS-Anlagen, die für den jeweiligen Maßstab geeignet waren, validiert.

Rechnungen zu einphasigen Experimenten, die in drei der vier Anlagen durchgeführt wurden (B2, D8 und D30, von Labormaßstab bis Pilotmaßstab), zeigten eine verbesserte Übereinstimmung mit den experimentellen Ergebnissen, nachdem die Baehr-&Stefan-Korrelation zur Berechnung der Wärmeverluste an Luft implementiert wurde (siehe Meilensteinbericht /CEV 22b/). Die Vorhersage von AC²/ATHLET zu Zweiphasen-LTS-Systemen profitierte von der Anwendung der Friedel-Korrelation für laminare Zweiphasenströmungen, wie in den Ergebnissen von D30 und D8 zu sehen ist (/CEV 22b/).

Insbesondere wenn ein komplexeres LTS-System simuliert werden soll (wie im Fall der X10-LTS-Anlage), wird die Verwendung des vollständigen Korrelationssatzes empfohlen, um Vorhersagen von AC²/ATHLET zu verbessern. Insgesamt wurde eine verbesserte Übereinstimmung zwischen den berechneten und gemessenen Daten nach der Implementierung des Korrelationssatzes erreicht.

4.2 Modellierung der Wärmeübertragung an der Außenseite von Containmentwänden (GRS, PSS)

Wassergefüllte Behälter, in die Containments teilweise oder vollständig eingetaucht sind, sind in einigen SMR-Designs als Wärmesenke vorgesehen. Die übertragene Wärmeleistung bestimmt die Bedingungen im Containment und damit auch im Kühlkreislauf. Dampfaufbau und damit Druckanstieg im Containment sowie der Druck und Temperaturanstieg im Kühlkreislauf werden dadurch beeinflusst. Aus sicherheitstechnischer Sicht ist es daher wichtig, die vom Containment in das Wasserbecken übertragene Wärme richtig zu bestimmen. Vorhandene Korrelationen in der Literatur für den dimensionslosen Wärmeübergang durch natürliche Konvektion an vertikalen Wänden sind empirisch aus Geometrien mit Höhen bis zu 1,5 m bestimmt worden. Die nun notwendigen Höhen

liegen aber im Bereich von 15 – 20 m. Mangels experimenteller Daten wurden in VASiL CFD-Analysen durchgeführt, aus denen Korrelationen für die Nußelt-Zahl in Abhängigkeit von der Rayleigh-Zahl abgeleitet wurden. PSS hat dazu Simulationen mit OpenFoam, GRS mit ANSYS CFX durchgeführt. Die hier gewonnenen Daten wurden anschließend genutzt, um Korrelationen für den Wärmeübergang an hohen Wänden in AC²/ATHLET zu implementieren. Diese wurden dann getestet, indem die CFD-Simulationen mit AC²/ATHLET nachgerechnet und mit diesen verglichen wurden.

4.2.1 CFD-Analysen zum Wärmeübergang an Zylindercontainments

4.2.1.1 Grundlagen

Die Nußelt-Zahl als dimensionsloser Wärmeübergang ist definiert als:

$$Nu = \alpha L / \lambda \quad (4.20)$$

Dabei sind α der Wärmeübergangskoeffizient, L die charakteristische Länge und λ der Wärmeleitkoeffizient des Fluids. Für die freie Konvektion kann die Nußelt-Zahl als Funktion der Rayleigh-Zahl angenommen werden, die selbst das Produkt aus Grashof- und Prandtl-Zahl ist.

$$Nu = Nu(Ra) = Nu(Gr \cdot Pr) \quad (4.21)$$

Die Grashof-Zahl ist als das Verhältnis von Auftriebskraft zu viskoser Kraft definiert:

$$Gr = \frac{gL^3}{\nu^2} \frac{\rho_\infty - \rho_w}{\rho_\infty} \quad (4.22)$$

Hier ist g die Schwerkraftbeschleunigung und ν die kinematische Viskosität. ρ_w ist die Dichte des Fluids. ρ_∞ ist die Dichte im Bulk.

Korrelationen der Nußelt-Zahl werden normalerweise aus experimentellen Daten abgeleitet. Die Tab. 4.5 zeigt einige Korrelationen aus der Literatur. Die maximale Rayleigh-Zahl von 10^{12} zeigt, dass sie aus Experimenten mit vertikalen Plattenhöhen von maximal 1,5 m bestimmt wurden. Korrelationen für höhere Rayleigh-Zahlen, bzw. Experimente mit höheren Wänden konnten nicht identifiziert werden. Daher wurden CFD-Analysen durchgeführt.

Tab. 4.5 Nu-Zahl-Korrelationen aus der Literatur

Nu	Gültigkeit	Quelle
$\left(\frac{0,825 + 0,387Ra^{1/6}}{[1 + (0,492/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right)^2$	$10^1 \leq Ra \leq 10^{12}$ $0 < Pr < \infty$	Churchill und Chu /CHU 75/
$0,15 Ra^{0,33} [1 + (2 Pr)^{-0,5625}]^{-0,5926}$	$10^9 \leq Ra \leq 10^{12}$	McAdams /MCA 54/
$0,56 Ra^{0,25}$	$10^1 \leq Ra \leq 10^{12}$	Fujii und Imura /FUJ 72/
$0,748 Ra^{0,226}$	$10^1 \leq Ra \leq 10^{12}$ $3 < Pr < 4,3$	Nansteel und Greif /NAN 81/

4.2.1.2 Experiment von Giel und Schmidt

Das Experiment von Giel & Schmidt /GIE 86/ wurde als Grundlage für die CFD-Analysen verwendet. In Abb. 4.31 ist die Geometrie der Versuchsanlage dargestellt. Der Behälter (blau in der Abbildung) wurde vollständig mit Wasser gefüllt. Die Seitenwände bestehen aus zwei Kupferplatten. Sie wurden mit elektrischen Widerstandsheizungen auf eine konstante Temperatur gebracht. Die gesamte Versuchsanlage wurde thermisch isoliert. Die Temperaturen innerhalb des Fluids wurden mit Kupfer-Konstanten- oder Chromel-Alumel-Thermoelementen gemessen, während die Strömungsgeschwindigkeit durch ein Laser-Doppler-Anemometer gemessen wurde.

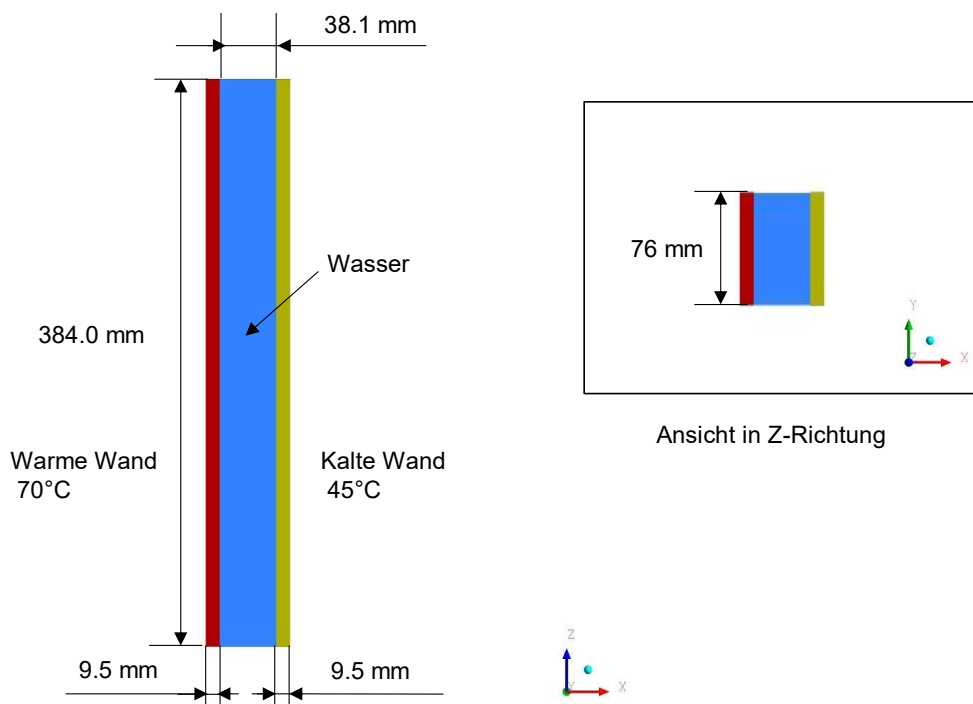


Abb. 4.31 Geometrie des experimentellen Aufbaus von Giel & Schmidt /YAN 22a/

4.2.1.3 CFD-Modellierung - Allgemeines

Das Experiment von Giel und Schmidt wurde zwar als Grundlage für die CFD-Analysen herangezogen, bietet jedoch nicht die gewünschte Höhe von 15 – 20 m. Es wurden daher zunächst CFD-Analysen mit den Programmen ANSYS CFX 19.2 und OpenFOAM v2006 der in der Literatur dokumentierten Geometrie durchgeführt, um die Rechenetze und Modellauswahl anhand der experimentellen Daten zu validieren. Anschließend wurde die Geometrie in verschiedenen Schritten auf bis zu 15 m hochskaliert. Aus den hochskalierten Analysen konnten dann die Nußelt-Zahlen für verschiedene Rayleigh-Zahlen abgeleitet werden. Die Arbeiten der GRS mit ANSYS CFX sind in /YAN 22a/ dokumentiert, die des PSS mit OpenFOAM in /SON 21/.

4.2.1.4 Ergebnisse ANSYS CFX (GRS)

Die Simulation mit ANSYS CFX des Experiments von Giel und Schmidt wurden auf einem 2D-Rechengitter mit ca. 100.000 Hexaeder-Zellen in der Fluid-Domäne und ca. 30.000 Hexaeder-Zellen in der sogenannten Solid-Domäne (Strukturen) sowie zum Vergleich auf einem 3D-Rechengitter (6,7 Mio. Fluid-Zellen) durchgeführt. Weiterhin wurden die Turbulenzmodelle $k-\epsilon$, $k-\omega$ SST sowie LES WALE getestet. Dabei zeigen die Modelle $k-\omega$ SST sowie LES WALE ähnliche Ergebnisse, die auch gut mit den experimentellen Daten in Form von Temperaturmessungen der Grenzschichten an den Wänden übereinstimmen. Lediglich das $k-\epsilon$ -Modell führt zu weniger guten Übereinstimmungen. Weiterhin führt das $k-\epsilon$ -Modell zu einer homogenen Durchmischung des Rechengebiets, während bei der Nutzung der beiden anderen Modelle eine Temperaturschichtung beobachtet werden kann. Rezirkulationsgebiete zeigen sich im oberen Bereich der warmen Wand und im unteren Bereich der kalten Wand ($k-\omega$ SST sowie LES WALE). Im Falle des $k-\epsilon$ -Modells gibt es ein großes Rezirkulationsgebiet über das gesamte Rechengitter. Für die weitere Hochskalierung wurde aufgrund der guten Übereinstimmung mit den experimentellen Daten das LES-WALE-Modell verwendet.

Im Vergleich führen die 2D- und 3D-Modellierungen in der originalen Geometrie mit 0,3 m zwar zu sehr ähnlichen Ergebnissen, dennoch wurde dieser Vergleich für eine Höhe von 5 m wiederholt. Hier zeigt sich, dass der Gradient der Geschwindigkeitsgrenzschicht im 2D-Fall kleiner ist als im 3D-Fall. Ein Vergleich der Temperaturgrenzschichten zeigt jedoch eine gute Übereinstimmung, sodass, auch im Hinblick auf den numerischen Aufwand, für die weiteren Arbeiten mit höheren Geometrien nur noch ein 2D-Rechengitter erstellt wurde.

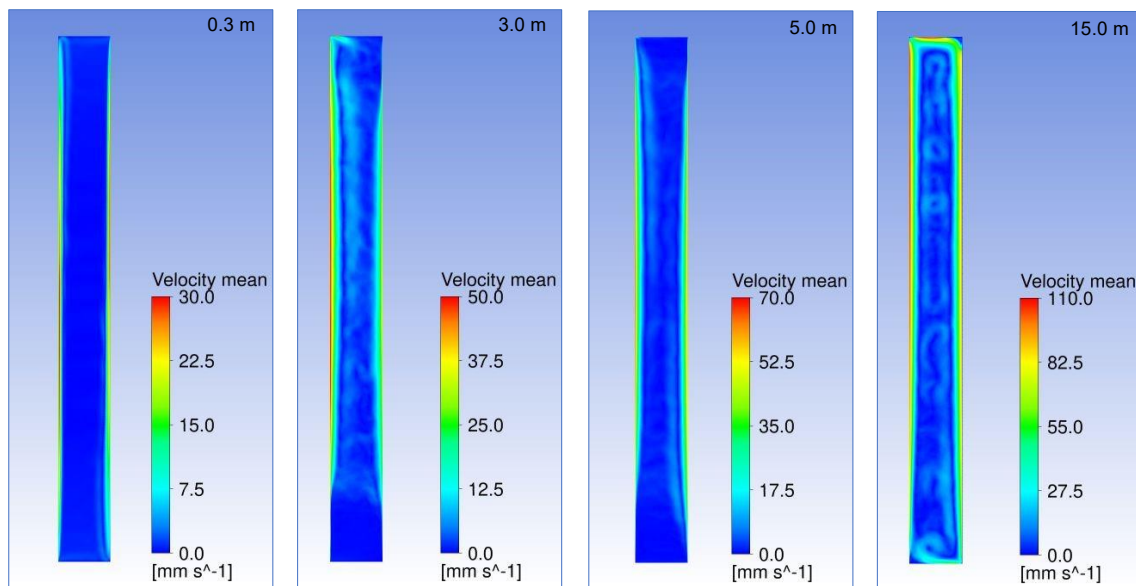


Abb. 4.32 Simulationsergebnisse für die gemittelte Geschwindigkeit /YAN 22a/

Die Abb. 4.32 zeigt die gemittelten Geschwindigkeiten in den vier Simulationen mit unterschiedlichen Höhen. In allen Fällen werden stabile Geschwindigkeitsgrenzschichten an beiden Wänden aufgebaut. Mit steigender Höhe werden die Geschwindigkeiten an der Wand größer und die Grenzschichten breiter. Die maximale Geschwindigkeit im Fall mit einer Höhe $H = 15 \text{ m}$ ist 120 mm/s . Bei den Geometrien bis $H = 5 \text{ m}$ befinden sich zwei separate Rezirkulationszonen an beiden Wänden. Diese beiden Zonen sind bei $H = 15 \text{ m}$ nicht mehr erkennbar. Hier bildet sich ein großer Rezirkulationsbereich heraus, der auch die obere Kante abdeckt.

Im Vergleich zur Geschwindigkeitsgrenzschicht ändert sich die Dicke der thermischen Grenzschicht an der Wand bei allen Geometrien kaum. Aus den Daten der Simulationen wurden die entsprechenden Rayleigh- und Nußelt-Zahlen abgeleitet. Um den Einfluss der Prandtl-Zahl auf den Wärmeübergang mit zu berücksichtigen, wurden die Simulationen mit geänderten Wandtemperaturen wiederholt. Aus den bestimmten dimensionslosen Größen (Details siehe /YAN 22a/) konnte die folgende Korrelation für den dimensionslosen Wärmeübergang abgeleitet werden:

$$Nu_{GRS} = 0,197 Ra^{0,31} [1 + (2,7 Pr)^{-0,82}]^{-0,25} \quad (4.23)$$

4.2.1.5 Ergebnisse OpenFOAM (PSS)

Analysen zum Grenzschichtverhalten an versenkten Containmentwänden sowie zur Stratifizierung in Wasserpools zur Nachwärmeabfuhr werden mit OpenFOAM v2006

durchgeführt. Detaillierte Informationen zur Modellierung und den Ergebnissen können /SON 21/ entnommen werden. Darüber hinaus wurden Publikationen im nationalen sowie internationalen Rahmen (KERNTECHNIK 2022, NURETH-19, NUTHOS 13) erstellt, um die Darstellung und Diskussion der erzielten Ergebnisse und Erkenntnisse zu ermöglichen /SON 22a/, /SON 22b/, /YAN 22b/.

Für die Simulation des Experiments von Giel und Schmidt zur Untersuchung des Grenzschichtverhaltens an hohen Wänden werden zunächst Netzsensitivitätsanalysen auf Basis von Hexaederzellen durchgeführt. Hierfür wird eine Courant-Zahl von ≤ 1 gewählt. Untersuchungen mit dem *chtMultiRegionFoam*-Solver zeigen ein optimiertes Netz mit einer orthogonalen Verfeinerung der Zellauflösung zu den Wänden als vorteilhaft gegenüber einer homogenen Zellauflösung. So erreicht das optimierte Netz mit $n_{ges,3D} = 5,05 \cdot 10^4$ Zellen (3D) und $n_{ges,2D} = 8,4 \cdot 10^3$ (2D) eine näherungsweise gleiche Ergebnisqualität bei geringerer Zellanzahl. Für die transiente Kopplung von Druck und Geschwindigkeit wird der PIMPLE-Algorithmus verwendet. Der *momentumPredictor* wird vernachlässigt, da sich bei der Nutzung Instabilitäten und eine Verschlechterung des Konvergenzverhaltens zeigen. Zur Lösung des linearisierten Gleichungssystems des dynamischen Drucks wird der GAMG-Solver (Geometric Agglomerated Multi Grid) mit diagonalem Gauss-Seidel-Smoother genutzt. Die Druckänderungsarbeit $\partial p / \partial t$ in der Erhaltungsgleichung wird vernachlässigt. Die Stoffdaten werden für die Untersuchungen als konstant angenommen. Davon ausgeschlossen wird die Dichteänderung mit dem Boussinesq-Ansatz berechnet.

Vergleichssimulationen zu den unterschiedlichen Netzen, durchgeführt mit dem SAS-Turbulenzmodell, zeigen eine gute Übereinstimmung für den Temperatur- und Geschwindigkeitsverlauf entlang der Wandhöhe, wie in Abb. 4.33 zu sehen ist. Die Gegenüberstellung mit den Experimentdaten weist lediglich geringere Abweichungen auf. Eine weitere Verfeinerung der Netzauflösung wird nicht angewendet, da diese zu keiner signifikanten Verbesserung der Simulationsergebnisse führt.

Für den Vergleich von 2D- und 3D-Simulationen wird die Strömung sowie die Turbulenz bis zu einer Höhe von 5 m untersucht. Bei dieser Höhe ist das Netz auf ca. 640.000 Zellen skaliert. In Abb. 4.34 sind die Ergebnisse der Grenzschichtsimulationen für das Feld der turbulenten kinetischen Energie (TKE) abgebildet. Die Ergebnisse zeigen trotz hoher Turbulenz nur geringfügige Abweichungen zwischen den 2D- und 3D-Simulationen. Aus diesem Grund und aufgrund des verringerten Zeitaufwandes wird für die

weiteren Simulationen der 2D-Ansatz genutzt. Weiterhin ist erkennbar, dass die Turbulenz erwartungsgemäß mit der Vergrößerung der Geometrie ansteigt und somit der Wärmetransport von beheizter Wand in den Pool ansteigt.

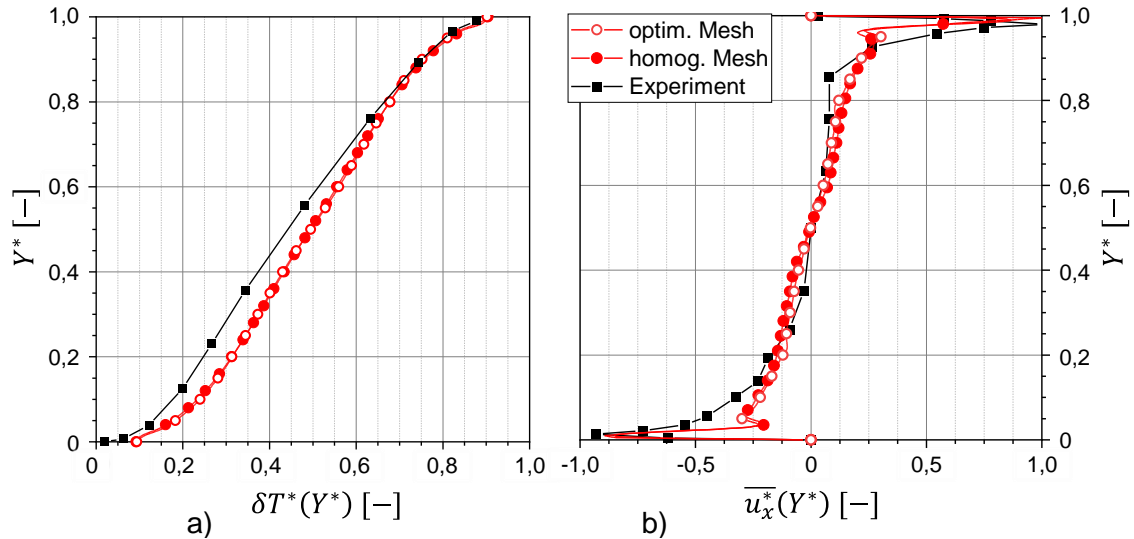


Abb. 4.33 Vergleich homogenes und optimiertes Netz und Experiment bzgl. a) der Temperatur- und b) der gemittelten Geschwindigkeitsverläufe entlang der vertikalen Symmetrieachse

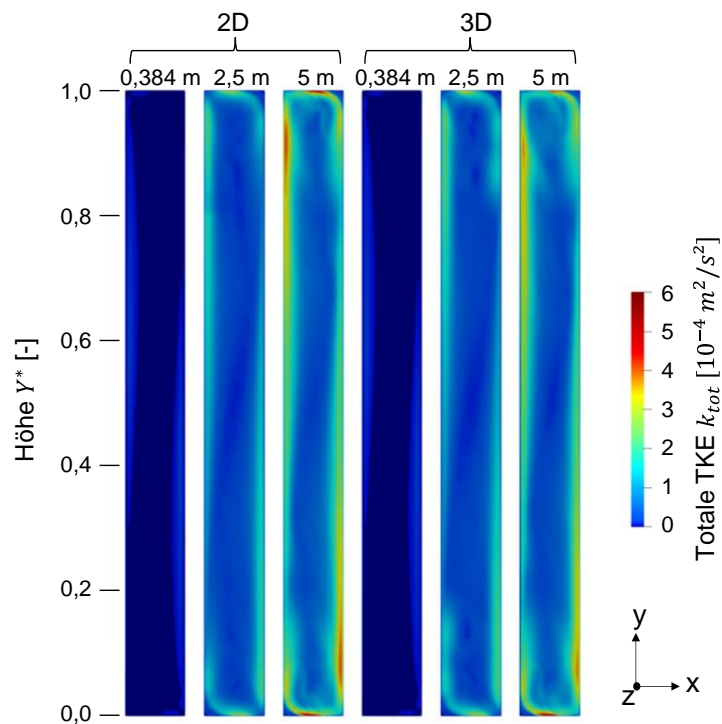


Abb. 4.34 Vergleich der totalen kinetischen Energie der 2D- und 3D-Simulationsergebnisse mit SAS-Turbulenzmodell

Anschließend wird die Behältergröße auf 15 m skaliert und die sich darin ausbildende Strömung, wie in Abb. 4.35 abgebildet, analysiert, um den Einfluss der Behältergröße auf das Strömungsregime und den Wärmeübergang zu untersuchen.

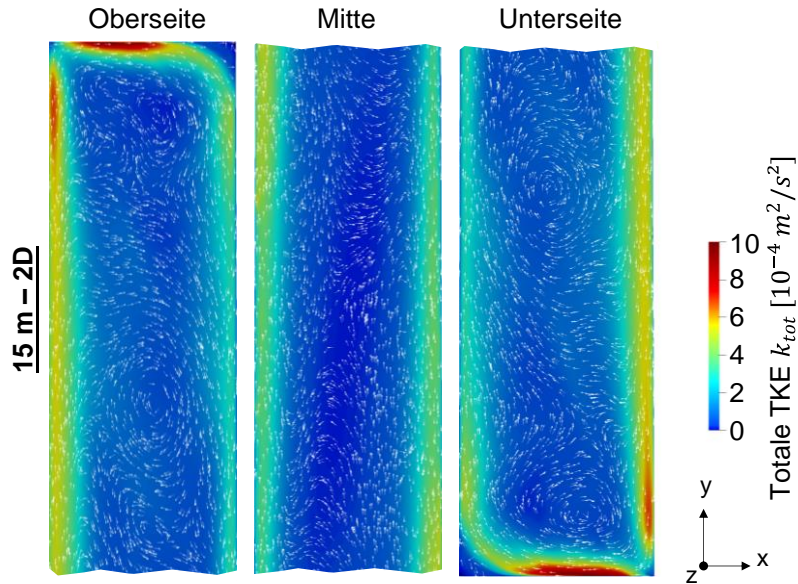


Abb. 4.35 Ergebnisse zur totalen TKE überlagert mit dem gemittelten Geschwindigkeitsfeld der Simulation mit 15 m hoher Geometrie

In der Abbildung ist zu erkennen, dass mit steigender Behältergröße die Turbulenz nur geringfügig ansteigt, die turbulente Grenzschichtdicke hingegen weiterhin zunimmt. Aus den Ergebnissen wird folgende Korrelation zur Beschreibung des gemittelten Wärmeübergangs über eine vertikale Fläche abgeleitet:

$$\overline{Nu} = \overline{Nu}(Ra(Y)) \leftrightarrow \bar{\alpha} \frac{Y}{\lambda} = C_0 (Ra(Y))^{c_1} \quad (4.24)$$

Die Rayleigh-Zahl ist eine Funktion der Wandhöhe Y , die zur Berechnung der gemittelten Nußelt-Zahl über die Wandhöhe integriert wird. Der Gültigkeitsbereich der Korrelation wird auf Basis einer Variation der Prandtl-Zahl untersucht. Dabei wird gezeigt, dass die Korrelation für $Pr < 3,1$ keine hinreichend genauen Ergebnisse liefert. In dem Bereich von $3,1 \leq Pr < 8,1$ werden gute Ergebnisse erzielt. Ebenfalls zeigt sich, dass zwei Korrelationen benötigt werden, um den Wärmeübergang entlang des betrachteten Ra -Bereichs zu beschreiben. Aufgrund der höheren Turbulenz ab $Ra > 10^9$ in der Grenzschicht unterscheiden sich die Verläufe der lokalen Nußelt-Zahlen, sodass folgende

Korrelationen für den Wärmeübergang durch freie Konvektion in differentialbeheizten Behältern abgeleitet werden:

$$\overline{Nu}(Ra(Y)) = 0,4(Ra(Y))^{0,264} \quad \text{für } 10^5 < Ra(Y) < 5 \cdot 10^9 \quad (4.25)$$

$$\overline{Nu}(Ra(Y)) = 0,07(Ra(Y))^{0,345} \quad \text{für } 5 \cdot 10^9 \leq Ra(Y) < 3 \cdot 10^{15} \quad (4.26)$$

Zur Berechnung einer gemittelten Nußelt-Zahl wird weiterführend die Korrelation ermittelt:

$$\overline{Nu}(Ra(Y)) = 0,058(Ra(Y))^{0,35} \quad (4.27)$$

Auf Grundlage des Experiments von Caudwell, Flór und Negretti /CAU 16/ werden weitere Simulationen zu thermischer Stratifizierung durchgeführt. Der Versuchsaufbau des Experiments ist in Abb. 4.36 abgebildet. Über den Heizkreislauf auf der linken Seite wird die Aluminiumplatte auf eine konstante Temperatur aufgeheizt. Temperaturmessungen werden mithilfe von Thermoelementen und *Laser Induced Fluorescence* (LIF) durchgeführt. Messungen des Geschwindigkeitsfeldes erfolgen mittels *Particle Image Velocimetry* (PIV). Die eingeführte Wärme wird nicht wieder abgeführt, wodurch der Aufbau den Wärmeabfuhrkonzepten von SMR ähnelt.

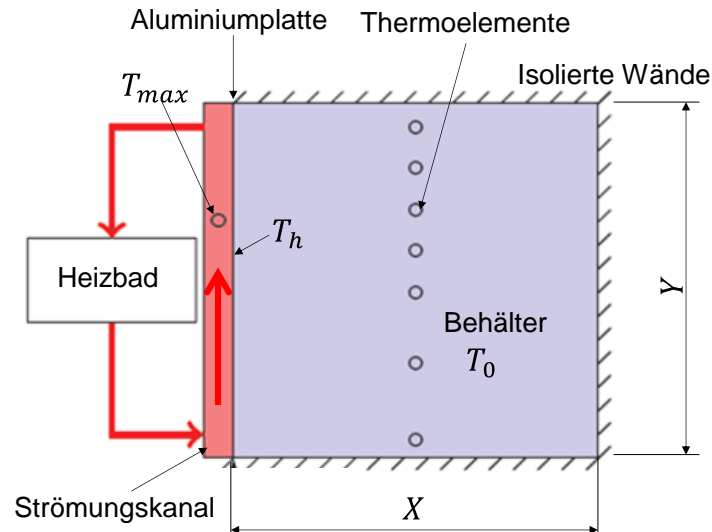


Abb. 4.36 Aufbau des Versuchszustandes nach Caudwell, Flór & Negretti (vgl. /CAU 16/)

Für die Simulationen werden zunächst eine 3D-Rechnung mit $n_{ges, 3D} = 24 \cdot 10^6$ Zellen und eine 2D-Rechnung mit $n_{ges, 2D} = 16 \cdot 10^4$ Zellen durchgeführt und miteinander verglichen. Die numerische Methodik wie die Verwendung des SAS-Turbulenzmodells werden aus dem vorherigen Experiment übernommen. Zusätzlich zu der Wandhöhe wird

auch das Seitenverhältnis variiert, um Aussagen über das Stratifikationsverhalten bei unterschiedlichen geometrischen Bedingungen treffen zu können. Detaillierte Angaben sind dem Fachbericht /SON 21/ zu entnehmen.

Abb. 4.37 veranschaulicht die Verläufe der thermischen Stratifizierung der 2D- und 3D-Simulationen im direkten Vergleich mit den Experimentdaten. Die Abweichungen zwischen den Simulationen fallen gering aus, während ein erhöhter Rechenaufwand für die 3D-Simulation benötigt wird. Ein signifikanter Unterschied zeigt sich beim Übergang der Ausgangstemperatur zu einem Temperaturgradienten. Im Experiment verläuft dieser abrupter, während der Übergang in den Simulationen stark geglättet wird und sich ein homogener Kurvenlauf ergibt.

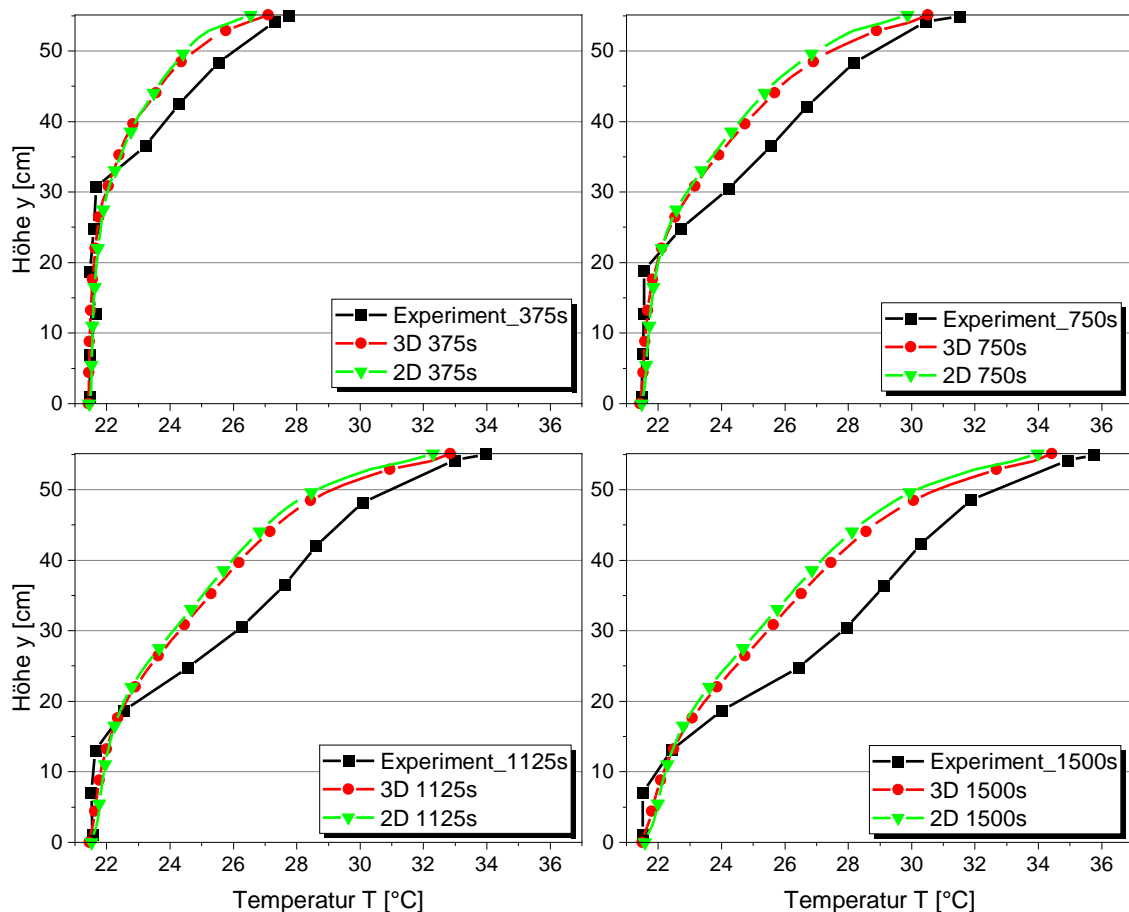


Abb. 4.37 Temperaturprofile in der Behältermitte über die Höhe des Experiments, 2D- und 3D-SAS-Simulationen zu verschiedenen Zeitpunkten

Die Simulationsergebnisse zeigen ebenfalls eine maßgebliche Abhängigkeit der Strömungsausrichtung zum Seitenverhältnis des Behälters. Des Weiteren wird festgestellt, dass bei thermischer Schichtung die mittlere Rayleigh-Zahl über die Zeit absinkt, wodurch sich ein reduzierter Wärmeübergang einstellt. Aus diesem Grund wird eine

transiente Rayleigh-Zahl eingeführt, mit Hilfe derer die zeitliche Änderung der Rayleigh-Zahl in Abhängigkeit der Behälterbreite in guter Übereinstimmung vorhergesagt werden kann:

$$Ra_t = Ra(t_0) + \frac{C_t}{X} Y^3 (t - t_0) \quad (4.28)$$

4.2.2 AC²/ATHLET-Modellierung des Wärmeübergangs an Zylindercontainers (GRS)

Die Implementierung der abgeleiteten Korrelationen für den Wärmeübergang an hohen Zylinderwänden aus den in Kapitel 4.2.1 dokumentierten Arbeiten wurde im Plugin `mhtcext` vorgenommen. Es bietet die Möglichkeit, ohne im eigentlichen AC²/ATHLET-Quellcode Änderungen vornehmen zu müssen, benutzerdefinierte Modelle für den Wärmeübergang in AC²/ATHLET-Simulationen zu nutzen.

Im Detail wurden die neuen Korrelationen in die Subroutine `mhtcext_convection` der Routine `mhtcextfc` implementiert, die in den Routinen `mhtcn1` und `mhtcn2` aufgerufen wird. Das Plugin muss im AC²/ATHLET-Datensatz unter dem CW `PLUGIN` aktiviert werden und die Parameter `IHTC9L` oder `-R` (je nach Seite) unter PW `HTCCORR` des Wand-HCOs auf -1 gesetzt werden, um das Plugin anzuwenden.

Die Auswahl der Korrelation ist von der Richardson-Zahl (Ri) abhängig. Sie ergibt sich aus dem Verhältnis aus Grashof- und dem Quadrat der Reynolds-Zahl ($Ri = Gr/Re^2$). Dabei ist zu beachten, dass die charakteristischen Längen in den beiden dimensionslosen Kennzahlen gleich sind. AC²/ATHLET nutzt standardmäßig meist den hydraulischen Durchmesser des modellierten Strömungskanals als charakteristische Länge für die Reynolds-Zahl. In die Grashof-Zahl geht jedoch die Höhe des Kanals ein. Das Angleichen der charakteristischen Längen wurde im Plugin berücksichtigt. Das Regime ergibt sich dann aus:

$$Regime = \begin{cases} Ri < 0,1 & \text{Erzwungene Konvektion} \\ 0,1 < Ri < 10 & \text{Mischkonvektion}^\circ \\ Ri > 10 & \text{Freie Konvektion} \end{cases} \quad (4.29)$$

Dabei werden bei erzwungener Konvektion die Korrelationen nach Dittus-Boelter und bei freier Konvektion eine der zuvor genannten neuen Korrelationen gewählt. Bei der Mischkonvektion wird der Wärmeübergangskoeffizient nach

$$HTC = \sqrt[3]{HTC_{FC}^3 + HTC_{NC}^3} \quad (4.30)$$

bestimmt (FC: erzwungene Konvektion, NC: freie Konvektion). Details zur Implementierung sind in /BUC 22d/ dokumentiert.

4.2.2.1 AC²/ATHLET-Nachrechnungen der CFD-Simulationen

Nodalisierung

Es wurde ein Basisdatensatz erstellt, bei dem über Parameter die Höhe und Breite des Rechengebiets wie auch dessen Anzahl der Kontrollvolumina angepasst werden kann. Als Temperaturrandbedingung wurde an der Außenseite der beiden HCOs jeweils die Temperatur vorgegeben. Weiterhin wurde der HTC mit 0 vorgegeben. AC²/ATHLET nimmt damit dann die vorgegebene Temperatur als Wandaußentemperatur an. Die Wand wurde sehr dünn und als ferritischer Stahl modelliert, damit die Wandinnentemperatur ungefähr der vorgegebenen Wandaußentemperatur entspricht. Der Behälter wurde als Zweikanalmodell erstellt, damit sich eine konvektive Strömung ausbilden kann. Das Modell ist im Vergleich zum experimentellen Aufbau in Abb. 4.38 dargestellt.

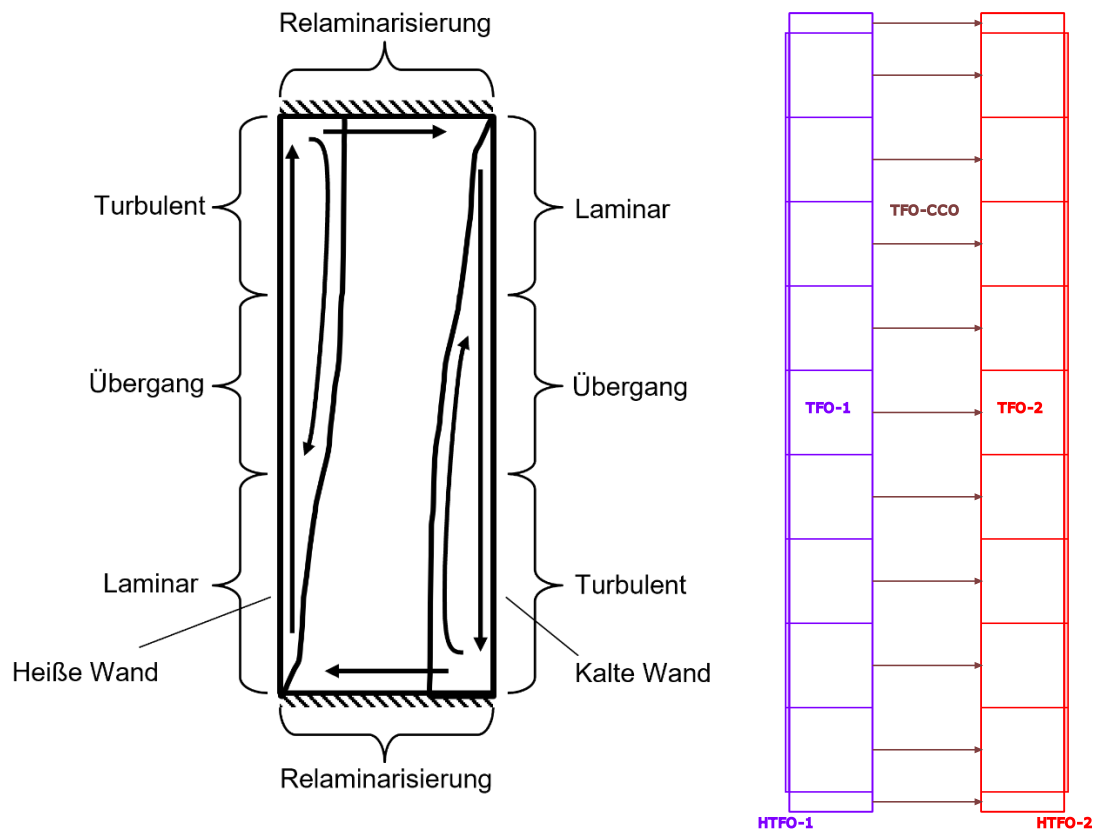


Abb. 4.38 Experimentelle Anordnung (links nach /GIE 86/) und AC²/ATHLET Nodalisierung (rechts)

Ergebnisse

In der Abb. 4.39 sind die Ergebnisse der Nachrechnungen der Basisgeometrie, wie sie auch in der Veröffentlichung von Giel und Schmidt beschrieben ist, in Form der erzielten Wärmeübergangskoeffizienten an der heißen und kalten Wand (links) und die Temperatur außerhalb der thermischen Grenzschicht (Bulktemperatur) dargestellt. Dabei werden die beiden aus den CFD-Analysen erzeugten Wärmeübergangskorrelationen (GRS und PSS) sowie die AC²/ATHLET-Standardkorrelation (McAdams) verglichen. Der Vergleich zeigt, dass die AC²/ATHLET-Standardkorrelation ähnliche Wärmeübergangskoeffizienten wie die abgeleitete Korrelation aus den CFX-Simulationen (GRS) liefert. Die Korrelation des PSS liefert tendenziell ca. 200 – 250 W/m²K kleinere Werte. Nichtsdestoweniger sind die Bulktemperaturen im Behälter für alle gewählten Korrelationen ähnlich. AC²/ATHLET ist hier nicht in der Lage, den Anstieg der Bulktemperatur über die Höhe korrekt wiederzugeben.

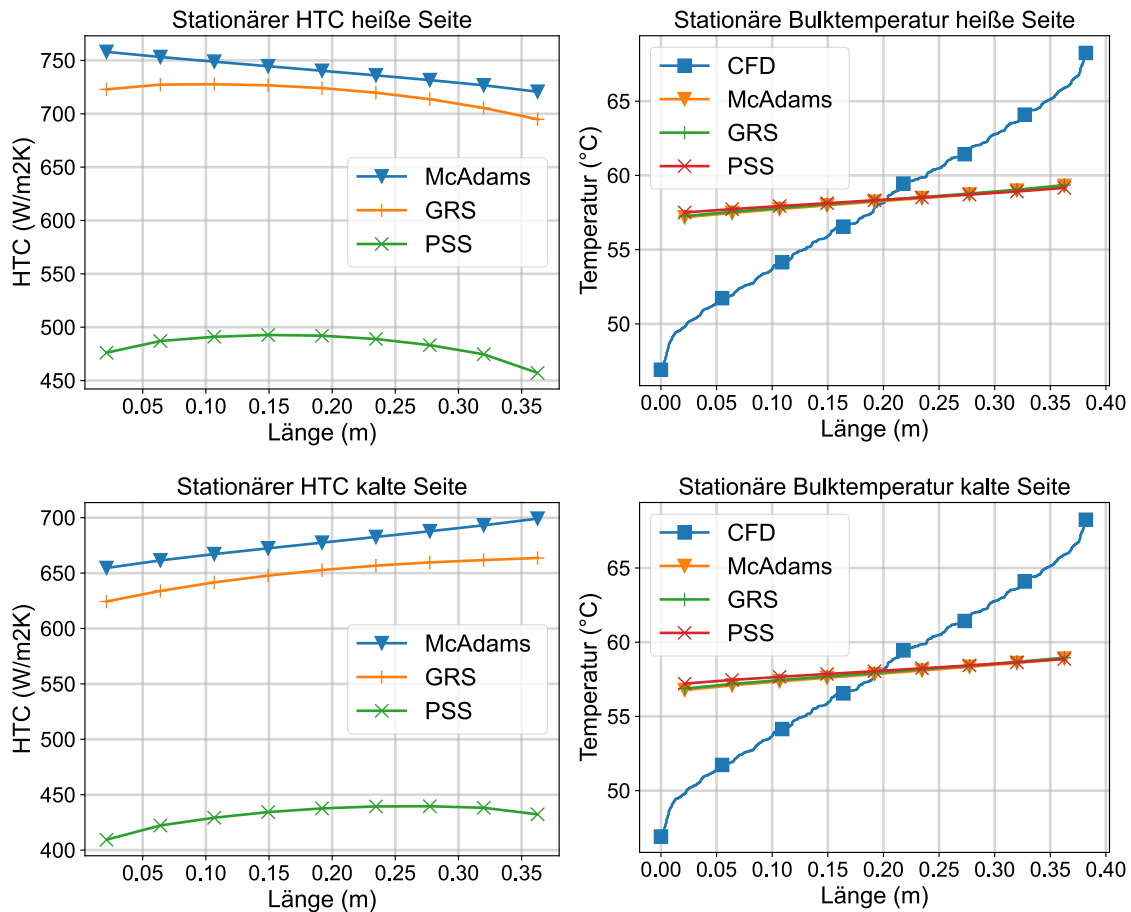


Abb. 4.39 $H = 0,384$ m, neun Nodes

Um auszuschließen, dass die Ergebnisse von der Wahl der Nodalisierung abhängen, wurden weitere Rechnungen mit unterschiedlicher Anzahl an Kontrollvolumen über die Höhe der Geometrie durchgeführt. Die Ergebnisse sind in /BUC 22d/ dargestellt. Die in Abb. 4.39 gezeigten Ergebnisse wurden mit neun Nodes über die Höhe erzielt (ca. 0,043 m/Node). Die Wärmeübergangskoeffizienten für sechs und neun Nodes sind ähnlich. Lediglich eine weitere Reduzierung auf drei Nodes führt zu einer Verringerung der HTC-Werte auf der heißen und kalten Seite gleichermaßen. Die Bulk-Temperaturen unterscheiden sich kaum. Eine Nodalisierung mit neun Nodes erscheint daher ausreichend. Weiterhin wurde die Nodalisierung mit drei bzw. vier statt zwei vertikalen Kanälen getestet. Es zeigt sich, dass mit zunehmender Anzahl an Kanälen die Gradienten der Wärmeübergangskoeffizienten über die Höhe steiler werden. Auch der Bulktemperaturgradient wird steiler, wenn auch minimal. Der Gradient in der Bulk-Temperatur kann weiter vergrößert werden, wenn die seitlichen Kanäle verkleinert werden (d.h. dünner ausfallen). Werden die seitlichen Kanäle allerdings zu schmal gewählt, verlaufen die Bulktemperaturen nicht mehr linear über die Höhe.

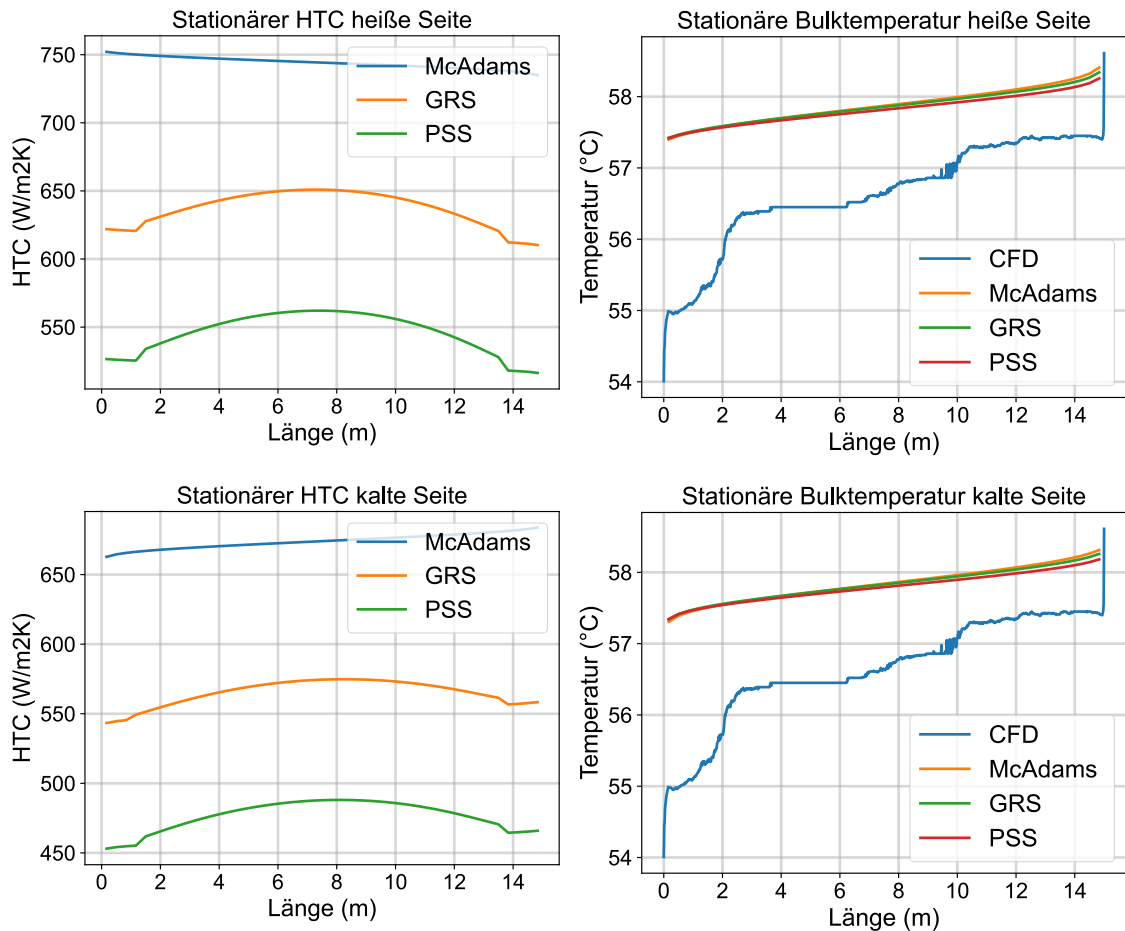


Abb. 4.40 H = 15 m, 29 Nodes

Durch Skalieren der Geometrie auf eine Höhe von 15 m für die CFD-Rechnungen und AC²/ATHLET-Simulationen konnte eine Rayleigh-Zahl von ca. $3 \cdot 10^{15}$ erreicht werden. Die Breite des Behälters beträgt hier nun 1,5 m (H:B = 10:1). Die Wärmeübergangskoeffizienten über die Höhe im stationären Zustand zum Ende der AC²/ATHLET-Simulation sind in Abb. 4.40 links dargestellt. Wie auch bei der kleinen Geometrie sind die Wärmeübergangskoeffizienten im Fall der McAdams Korrelation größer als bei Nutzung der neuen Korrelationen. PSS- und GRS-Korrelationen unterscheiden sich um 100 – 200 W/m²K von der McAdams-Korrelation. Aber auch hier sind die Unterschiede in der Bulktemperatur klein.

Generell sind die Bulktemperaturen zwar für alle Rechnungen ungefähr gleich, sind aber größer als die Bulktemperaturen in der CFD-Simulation. Der Gradient der Temperatur stimmt ab 2,5 m ungefähr überein. Die Überschätzung der Temperatur liegt im Mittel bei ca. 1,5 K. Dies und die doch geringen Abweichungen zum AC²/ATHLET-Standardmodell McAdams führen zu dem Schluss, dass aufgrund der CFD-Analysen auf Basis des

Experiments von Giel und Schmidt die daraus erzeugten Korrelationen für den Wärmeübergang an hohen Wänden zunächst nicht in AC²/ATHLET implementiert werden. Dies kann sich in Zukunft ändern, wenn Experimente mit hohen Wänden verfügbar werden und AC²/ATHLET-Simulationen dieser Experimente neue Korrelationen notwendig machen.

4.2.2.2 Erstellung eines Modells der THAI-Versuchsanlage in AC²/ATHLET

Im Rahmen des THAI-Phase VII-Programms soll die THAI-Anlage (Becker Technologies, /FRE 20/) um die Möglichkeit zur Untersuchung des Wärmeübergangs durch freie Konvektion bei großen Rayleigh-Zahlen erweitert werden. Dazu soll im sogenannten PAD-Behälter ein weiterer Behälter eingebracht werden, der als Containmentsimulator genutzt werden kann. Mit einer Höhe von ca. 9 m steht dieser im wassergefüllten PAD-Behälter. In den Containment-Simulator kann Dampf eingespeist werden, der an dessen Wänden kondensiert. An der Containmentaußenseite wird die Wärme über freie Konvektion an den Pool abgegeben. Mit dieser Konfiguration sollen Rayleigh-Zahlen bis zu $5 \cdot 10^{14}$ erreicht werden können.

Im Rahmen des VASiL-Vorhabens wurde ein Datensatz des PAD-Behälters inklusive Containmentsimulator aus den Mitte 2022 aktuellen Daten erstellt. Mit diesem Datensatz wurde ein möglicher Versuch simuliert und der Wärmeübergang durch freie Konvektion im Pool für die AC²/ATHLET-Standardkorrelationen und die GRS-Korrelation aus Abschnitt 4.2.1.4 verglichen.

AC²/ATHLET-Modell

Die Nodalisierung des AC²/ATHLET-Modells ist in Abb. 4.41 dargestellt. Beide Behälter (Pool: rot, Containmentsimulator: blau) sind durch zwei Kanäle modelliert worden, damit sich eine Konvektionsströmung in beiden Behältern ausbilden kann. Ein System zur Abfuhr des Kondensats (grün) wurde hinzugefügt.

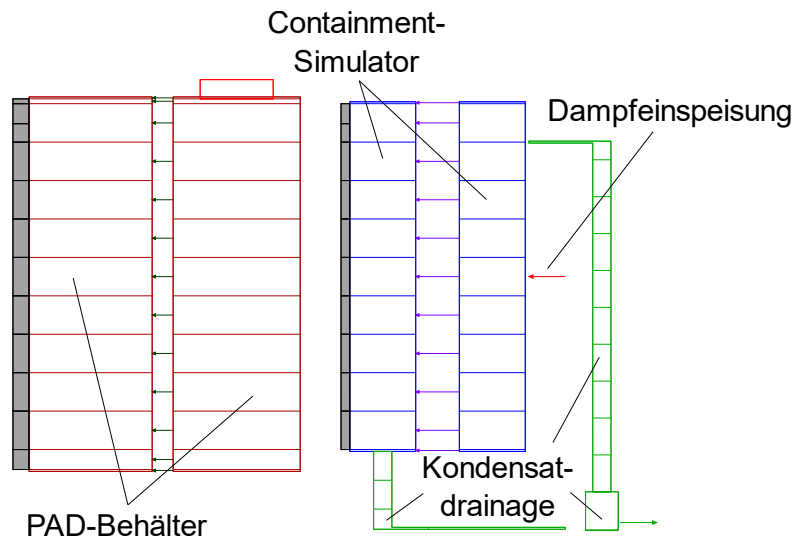


Abb. 4.41 AC²/ATHLET-Nodalisierung PAD-Behälter und Containmentsimulator

Die in Tab. 4.6 dargestellten Anfangs- und Randbedingungen wurden für die Simulationen gewählt. Sie sind an den Versuch SMR2 angelehnt, der bei einem Treffen am 07. Juli 2022 vorgestellt wurde. Der Containmentsimulator ist zu Beginn mit trockener Luft gefüllt.

Tab. 4.6 Anfangs- und Randbedingungen

Parameter	Wert
Temperatur PAD-Behälter	20 °C
Druck PAD-Behälter	1 bar
Temperatur Containmentsimulator	20 °C
Druck Containmentsimulator	30 mbar
Dampfmassenstrom	120 kg/h
Dampfdruck	10 bar
Dampftemperatur	185 °C
HTC-Poolaußenseite	5 W/m ² K

Ergebnisse

Ergebnisse der Simulationen sind in den Abbildungen Abb. 4.42, Abb. 4.43, Abb. 4.44 und Abb. 4.45 dargestellt. Der Legendeneintrag „Alt“ bezieht sich auf die Simulation unter Nutzung der AC²/ATHLET-Standardkorrelationen für den konvektiven Wärmeübergang, „Neu“ mit der neuen Korrelation der GRS. Prinzipiell sind die Ergebnisse sehr

ähnlich. Der Druck im Containmentsimulator (Abb. 4.42) steigt bei Nutzung der neuen Korrelation etwas schneller an, da die resultierenden Wärmeübergangskoeffizienten an der Außenwand des Containments etwas kleiner sind als bei Nutzung der Standardkorrelationen (Abb. 4.45). Es ist zu erkennen, dass mit steigender Temperatur (Abb. 4.43) auch der Wärmeübergangskoeffizient ansteigt. Bei 10.000 s siedet der Pool, die Korrelationen für freie Konvektion werden nicht mehr verwendet und die Wärmeübergangskoeffizienten sind nahezu gleich.

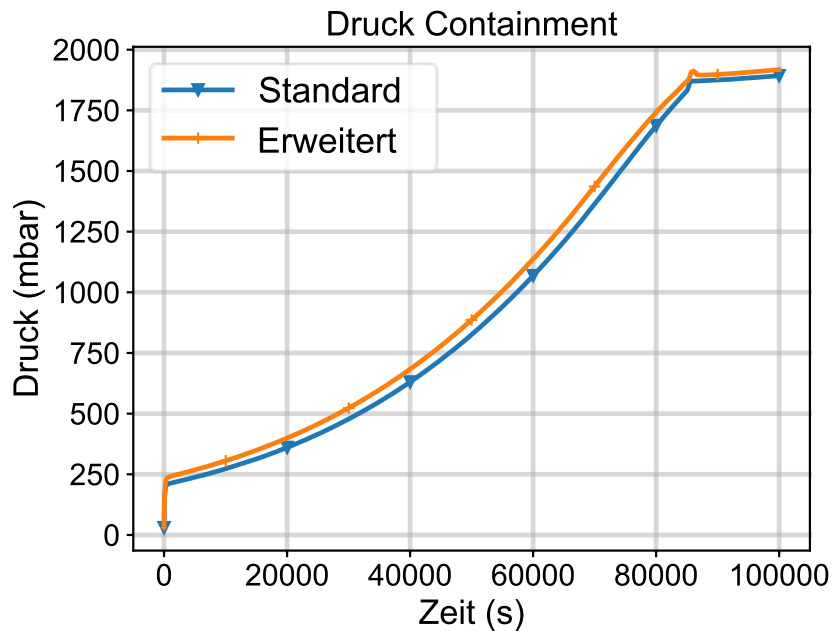


Abb. 4.42 Druck im Containmentsimulator

Begrenzend für den Wärmedurchgang ist speziell bei höheren Temperaturniveaus (in der Abb. 4.45 > 10.000 s) der konvektive Wärmeübergang. Er ist kleiner als der Wärmedurchgangskoeffizient der Containmentwand von $1116,67 \text{ W/m}^2\text{K}$ (Wärmeleitfähigkeit von Edelstahl von $13,4 \text{ W/mK}$ und Containmentdicke von $0,012 \text{ m}$) und kleiner als der Wärmeübergangskoeffizient durch Kondensation (Abb. 4.44). Diese Konfiguration ist günstig für ein Experiment, bei dem der konvektive Wärmeübergang untersucht werden soll. Bei einer Dicke von $0,05 \text{ m}$, wie sie beim E-SMR angenommen wurde, sinkt der Wärmedurchgangskoeffizient der Wand jedoch auf $268 \text{ W/m}^2\text{K}$, sodass der maximale Wärmewiderstand in der Wand liegt und die Unterschiede zwischen AC²/ATHLET-Standardkorrelationen und der neuen Korrelation noch kleiner ausfallen sollten.

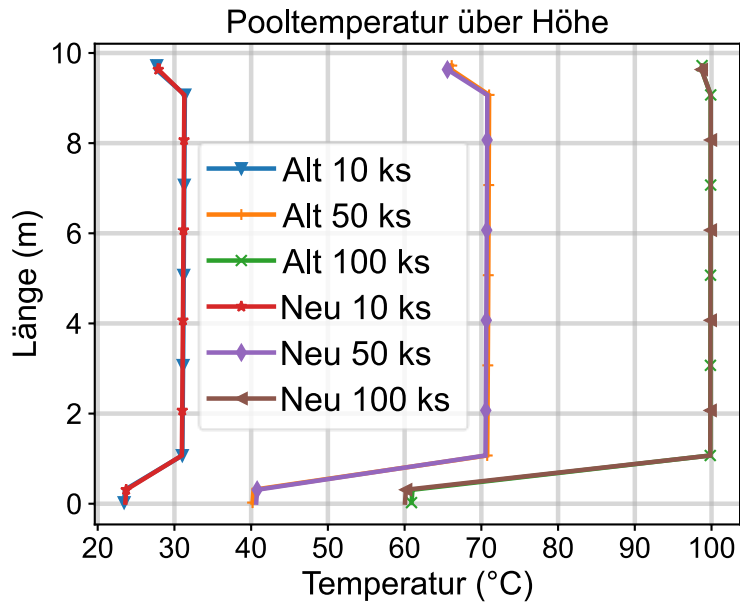


Abb. 4.43 Temperaturen im Pool zu verschiedenen Zeitpunkten der Simulation

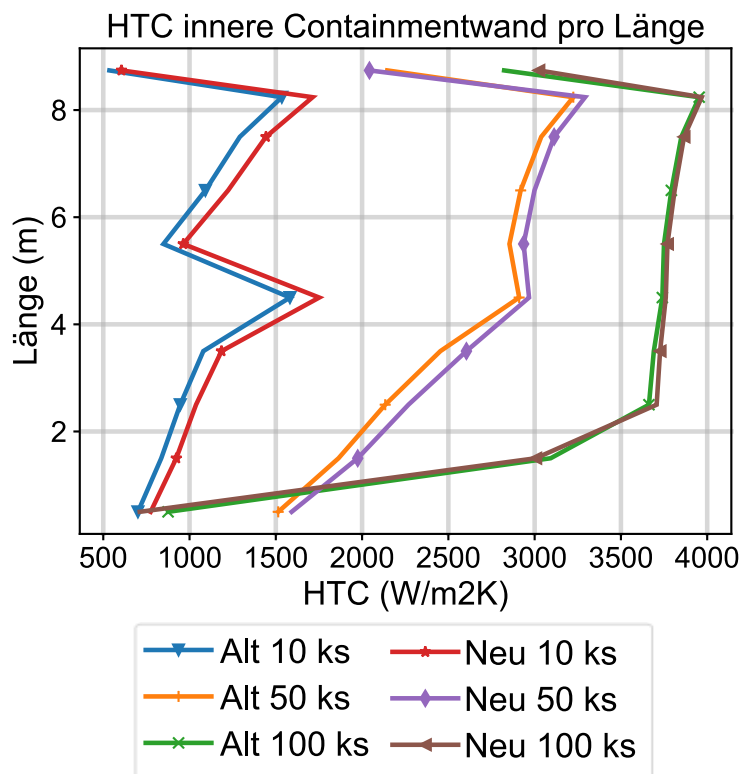


Abb. 4.44 Wärmeübergang an der Containmentinnenseite zu verschiedenen Zeitpunkten der Simulation

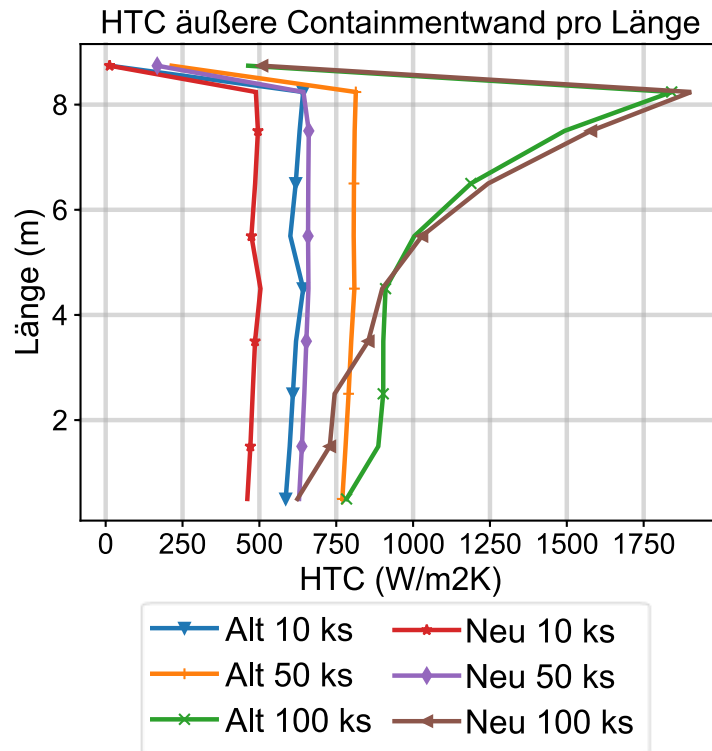


Abb. 4.45 Wärmeübergang an der Containmentaußenseite zu verschiedenen Zeitpunkten der Simulation

4.3 Implementierung eines Verdunstungsmodells (GRS)

Einige SMR-Designs setzen passive Kühlsysteme ein, um die Nachwärme z.B. bei einem Station Black Out (SBO) abzuführen. Dabei befindet sich der Reaktordruckbehälter (RDB) bei einigen SMRs wie beispielsweise NuScale /ING 14/ in einem großen Wasserbecken. Eine genaue Abschätzung, wieviel Wärme aus dem Reaktor abgeführt werden kann und wie schnell dabei der Wasserspiegel durch die Verdunstung im Wasserbecken absinkt, ist für Sicherheitsanalysen solcher Systeme entscheidend. Aus Sicht der Wartung ist eine genaue Schätzung der Verdunstungsraten erforderlich, um vorherzusagen, wie viel Wasser während eines Routinebetriebs täglich nachgefüllt werden sollte.

Um die Verdunstung in AC²/ATHLET abzubilden, ist ein Verdunstungsmodell implementiert. Das bestehende Modell wurde im Rahmen des Vorhabens analysiert. Dabei wurden folgende Mängel festgestellt:

- Die Stoffübergangsrate ergibt sich aus der Wärmeübergangsrate dividiert durch die latente Verdampfungswärme;

- Flüssigkeitseigenschaften werden zur Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten verwendet, während die Verdampfung im gasförmigen Medium stattfindet.

Da diese Mängel die Schätzungen der Verdunstungsrate negativ beeinflussen können, wurde das bestehende Verdunstungsmodell in AC²/ATHLET überarbeitet. Während die Verdunstung in großen Wasserbecken das Hauptanliegen des VASiL-Projekts ist, sollte das überarbeitete Modell möglichst generisch sein, damit es leicht für andere Arbeitsmedien angepasst werden kann. Da im VASiL-Projekt ausschließlich die Innenraumverdunstung berücksichtigt wird, soll das überarbeitete Modell nur in Fällen natürlicher Konvektion verwendet werden.

4.3.1 Modellierungsansätze

Der Stoffaustausch zwischen zwei Medien ist in Abb. 4.46 skizziert, wobei x der Stoffmengenanteil und δ die Dicke der Grenzschicht ist. Der Index A steht für die Komponente A, der Index 0 bezeichnet die Grenzfläche zwischen den Komponenten und der Index ∞ entspricht der Gasphase außerhalb der Grenzschicht.

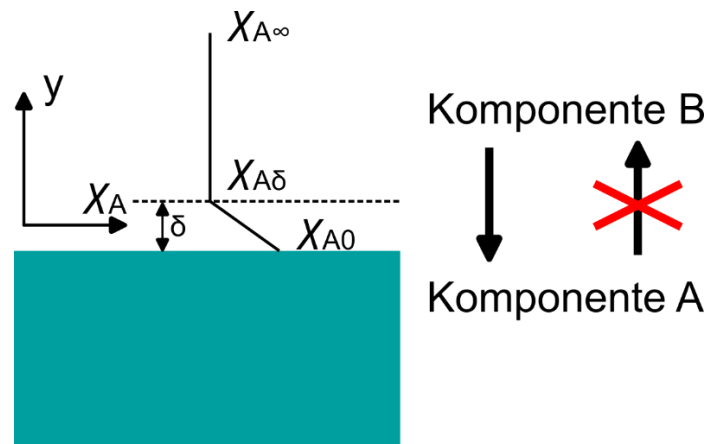


Abb. 4.46 Stofftransport zwischen zwei Medien

Im Folgenden werden mehrere Modellierungsstrategien untersucht, um die Verdunstung der Komponente A in B zu berechnen. Dazu gehören zwei Ansätze zur Berechnung der Verdunstungsrate und drei Ansätze zur Berechnung der Grashof-Zahl. Der erste Ansatz zur Berechnung der Verdunstungsrate wird auch das Stefans Gesetz genannt /HOL 76/, /HOL 08/:

$$E = \beta \frac{M_A p}{R_0 T} \ln \left(\frac{p - p_{A,\infty}}{p - p_{A,0}} \right) \quad (4.31)$$

Dabei ist $\beta = D/\delta$ der Stoffübergangskoeffizient [m/s], der sich aus dem Verhältnis des Massendiffusionskoeffizienten D und der Dicke der Grenzschicht ergibt. R_0 ist die universelle Gaskonstante (8,314 J/K mol), p ist der Gesamtdruck [Pa], und M_A, p_A sind die Molmasse [kg/mol] und der Partialdruck [Pa] der Komponente A. Hier und im Folgenden wird die Temperatur als die mittlere Temperatur beider Komponenten $T = \frac{T_A + T_B}{2}$ [K] definiert.

Die Komponente A wird in diesem Anwendungsfall durch das Wasser und die Komponente B durch die Luft repräsentiert. In solchem Fall ist der Wasserdampfpartialdruck der Sättigungsdampfdruck bei der Wassertemperatur $p_{A,0} = p_{sat}(T_A)$, während der Partialdruck außerhalb der Grenzschicht $p_{A,\infty} = \phi p_{sat}(T_B)$ eine Funktion der relativen Feuchtigkeit und des Sättigungsdampfdrucks bei der Lufttemperatur ist.

Die Gleichung (4.31) wurde unter der Annahme einer äquimolaren Gegendiffusion hergeleitet, einer stationären Situation, in der jedes A-Molekül durch ein B-Molekül ersetzt wird und umgekehrt. Die Diffusion von Komponente B in Komponente A ist vernachlässigbar. Wir nehmen weiterhin an, dass die Gleichung des idealen Gases anwendbar ist. Außerdem nehmen wir hier an, dass die Diffusion isotherm und bei konstantem Gesamtdruck erfolgt.

Der zweite Ansatz zur Berechnung der Verdunstungsrate E ist ein Spezialfall der Gleichung (4.31). Seine Ableitung wird von Shah in /SHA 17/, /SHA 18/ vorgeschlagen und geht davon aus, dass x_A , der Stoffmengenanteil der Komponente A, klein ist, sodass sich die Gleichung auf folgendes reduziert:

$$E = \beta \rho_{B,0}(W_0 - W_\infty) \quad (4.32)$$

Dabei ist $\rho_{B,0}$ die Dichte der B-Komponente an der Grenzfläche zwischen A und B, und $W = \frac{x_A M_A}{x_B M_B}$ ist die spezifische Feuchtigkeit.

In beiden Ansätzen wird der Diffusionskoeffizient der Komponente A in B [m²/s] unter Verwendung des von Fuller et al. /FUL 66/ vorgeschlagenen binären Diffusionskoeffizienten berechnet:

$$D = \frac{10^{-7} T^{1.75} \left(\frac{1}{M_A} + \frac{1}{M_B} \right)^{1/2}}{\left(\frac{p}{p_{ref}} \right) \left(v_A^{1/3} + v_B^{1/3} \right)^2}, \quad (4.33)$$

wobei $p_{ref} = 101.325 \text{ Pa}$ der Standardatmosphärendruck und ν das atomare Diffusionsvolumen ist, das in der Tab. 4.7 angegeben ist.

Tab. 4.7 Atomares Diffusionsvolumen ν aus /FUL 66/

Gas	ν
Wasserdampf	12,7
Luft	20,1
O ₂	16,6
H ₂	7,07
N ₂	17,9
He	2,88
Ar	16,1
CO ₂	26,9

Die Dicke der Grenzschicht, die in (4.31) und in (4.32) erscheint, wird aus der Sherwood-Zahl geschätzt. Hier wird die von Fishenden und Saunders /FIS 50/ vorgeschlagene Korrelation übernommen, da Shah in /SHA 18/ gezeigt hat, dass diese Korrelation gut mit experimentellen Daten übereinstimmt:

$$Sh = \frac{\beta L}{D} = 0.14(Gr \cdot Sc)^{1/3} \quad (4.34)$$

Dabei ist L die charakteristische Länge, die aus der Quadratwurzel der Fläche des Kontrollvolumens berechnet wird. Gr ist die Grashof-Zahl und Sc die Schmidt-Zahl. Die Schmidt-Zahl wird mit $Sc = \bar{\mu} / \bar{\rho} D$ unter Verwendung der mittleren Dichte $\bar{\rho} = 0.5(\rho_{mix,\infty} + \rho_{mix,0})$ und der mittleren dynamischen Viskosität $\bar{\mu} = 0.5(\mu_{mix,\infty} + \mu_{mix,0})$ berechnet.

Folgende Ansätze zur Berechnung der Grashof-Zahl werden untersucht:

1. $Gr = \frac{g \bar{\rho} (\rho_{mix,\infty} - \rho_{mix,0}) L^3}{\bar{\mu}^2}$ unter Verwendung einer Mischungsdichtedifferenz, nach Sparrow et al. /SPA 58/ und Bower et al. /BOW 09/;
2. $Gr = \frac{g \bar{\rho} (\rho_{air,\infty} - \rho_{air,0}) L^3}{\bar{\mu}^2}$ unter Verwendung einer Luftdichtedifferenz und Vernachlässigung des Wasserdampfs nach Shah /SHA 08/;

3. $Gr = \frac{g(T_A - T_B)L^3}{T \left(\frac{\mu}{\rho}\right)^2}$ unter Verwendung einer Temperaturdifferenz, wie in COCOSYS, wobei T die mittlere Temperatur beider Komponenten ist.

Die Kombination von drei Ansätzen zur Berechnung der Grashof-Zahl und zwei Gleichungen zur Berechnung der Verdunstungsrate führt zu 6 möglichen Modellierungsstrategien.

4.3.2 Wahl des Modellansatzes

Um ein endgültiges Modell auszuwählen, wurde zuerst die Sensitivitätsanalyse durchgeführt. Dabei wurde die Verdunstungsrate für alle sechs Modellierungsansätze per Hand berechnet und mit experimentellen Daten aus Rohwer /ROH 31/, Sharpley /SHA 38/, Boelter /BOE 46/ und Hugo /HUG 15/ verglichen. Alle diese Experimente wurden durchgeführt, um die Wasserverdunstung in ruhender Luft bei atmosphärischen Bedingungen zu untersuchen und sind daher für die im VASiL-Vorhaben betrachteten Anwendungen relevant. Im Folgenden werden die Ergebnisse der Experimente von Boelter und Sharpley beispielhaft erläutert. Die Vergleiche mit Rohwer und Hugo sind in /LEE 20/ dokumentiert.

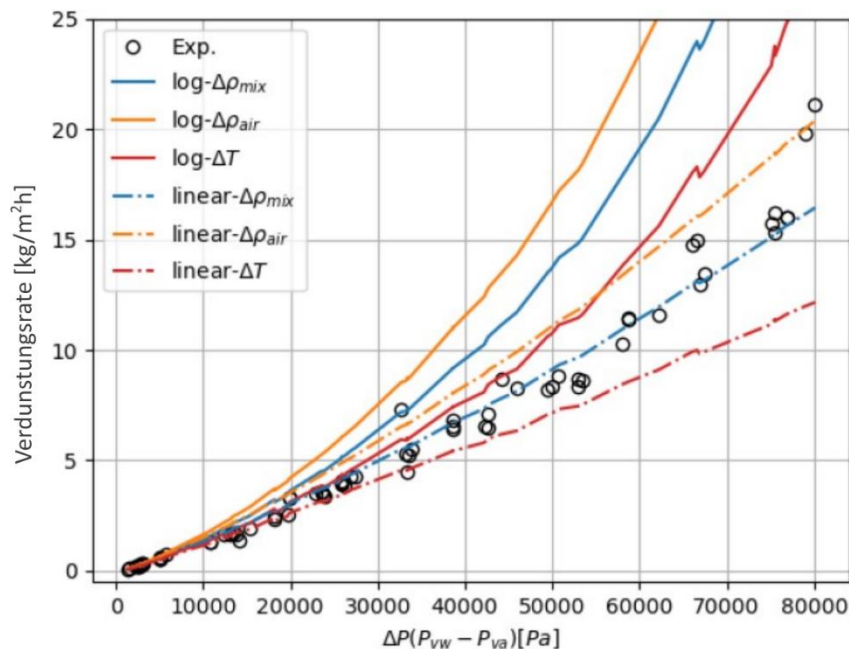


Abb. 4.47 Analytisch berechnete Verdampfungsrate als Funktion der Dampfpartialdruckdifferenz Boelter-Experiment /LEE 20/

Bei allen Modellierungsansätzen wird eine allgemein gute Übereinstimmung mit den Experimenten erreicht. Das Boelter-Experiment deckt jedoch im Vergleich zu anderen Experimenten einen breiteren Wassertemperaturbereich ab. Hier wird der Unterschied zwischen den zwei Ansätzen zur Berechnung der Verdunstungsrate, (4.31) und (4.32), deutlicher. Wie in Abb. 4.47 zu sehen ist, neigt die logarithmische Modellierung dazu, die gemessenen Verdunstungsraten zu überschätzen, während die lineare eine gute Übereinstimmung mit den experimentellen Daten zeigt.

Die beste Übereinstimmung im Boelter-Experiment wird durch das lineare Modell in Kombination mit der Grashof-Zahl erzielt, die anhand der Mischungsdichtedifferenz berechnet wird (mittlerer relativer Fehler 8.3% und quadratischer Mittelwert 11%). Dieser Modellierungsansatz gibt auch die im Sharpley-Experiment beobachteten Verdunstungsraten und den kritischen Punkt besser wieder, wie in Abb. 4.48 gezeigt wird.

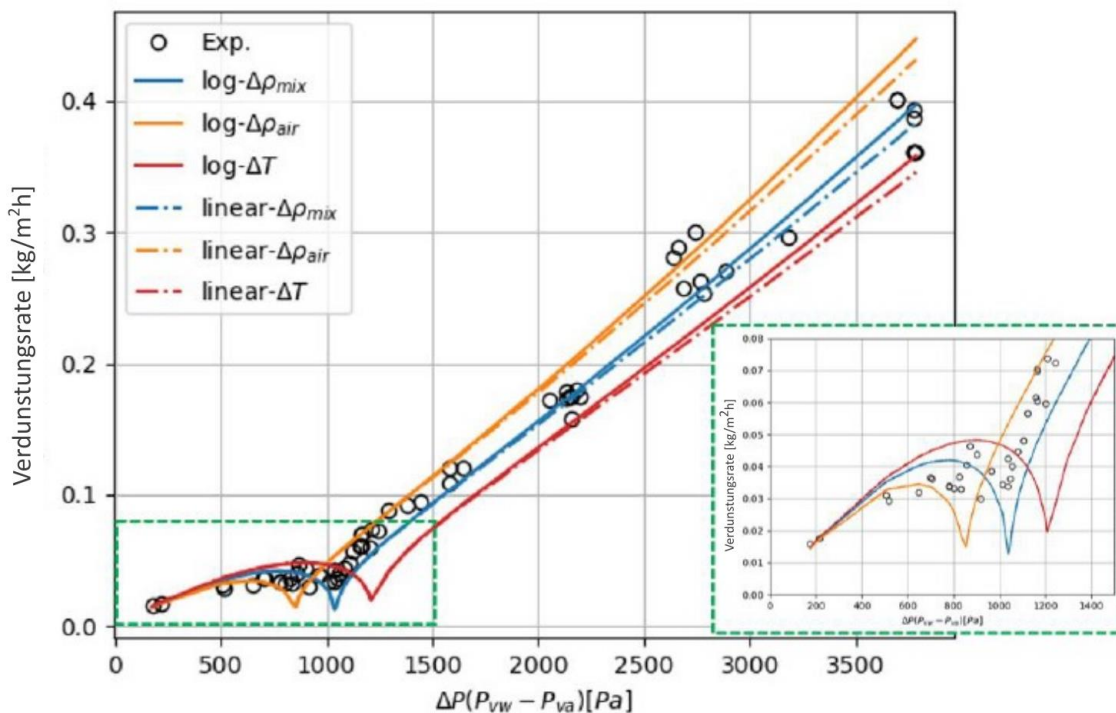


Abb. 4.48 Analytisch berechnete Verdunstungsrate als Funktion der Dampfdruckdifferenz Sharpley-Experiment /LEE 20/

Der Modellierungsansatz, bestehend aus der linearen Gleichung zur Berechnung der Verdunstungsrate und der aus der Mischungsdichtedifferenz berechneten Grashof-Zahl, zeigt insgesamt die beste Übereinstimmung mit den Experimenten. Daher wurde dieser Modellierungsansatz in AC²/ATHLET implementiert. Der Modellansatz von COCOSYS erweist sich als nicht geeignet, insbesondere weil er die Partialdrücke der Komponenten nicht angemessen berücksichtigt.

4.3.3 Modellvalidierung in AC²/ATHLET

Der ausgewählte Modellierungsansatz wurde im ML-Modell (Mixture Level) von AC²/ATHLET implementiert. Zur Validierung wurden Simulationen der oben genannten Experimente durchgeführt. Die zugehörigen AC²/ATHLET-Datensätze weisen im Simulationsaufbau folgende Gemeinsamkeiten auf:

- Der Wassertank ist mit zwei Thermo-Fluid-Objekten (TFO) modelliert, um eine Wasserzirkulation im Wassertank zu ermöglichen;
- Das Objekt `CONTHHEAD` (Time-Dependent Volume, TDV) ist oben am Wassertank angeschlossen, um Luftbedingungen zuzuordnen;
- In den Fällen, in denen das Wasser im Experiment erhitzt wird, sind zwei Wärmeleitungsobjekte (HCOs) an der Unterseite jedes TFO angebracht, um die Heizung zu modellieren.

Die ATHLET-Nodalisierung und die Simulationsergebnisse für das Boelter-Experiment sind in Abb. 4.49 und Abb. 4.50 dargestellt. Die Ergebnisse der übrigen Nachrechnungen sind in /LEE 20/ dokumentiert. Die mit dem alten Verdunstungsmodell berechneten Verdunstungsraten werden stark überschätzt, während der neue Modellierungsansatz eine sehr gute Übereinstimmung mit den handberechneten Werten und Experimenten zeigt.

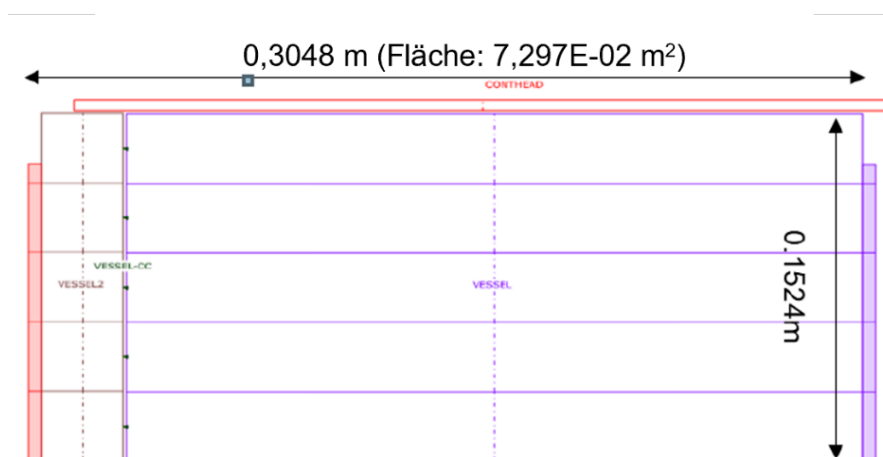


Abb. 4.49 AC²/ATHLET-Nodalisierung des Boelter-Experiments

In allen berechneten Fällen verbessert die überarbeitete Modellierung die Vorhersagen der Verdunstungsrate erheblich. Dennoch sind die mit AC²/ATHLET berechneten

Verdunstungsraten niedriger im Vergleich zu den analytisch berechneten Raten in den Rohwer- und Hugo-Experimenten (siehe /LEE 20/), was zu einer Differenz von 22 % bzw. 10 % im quadratischen Mittelwert führt.

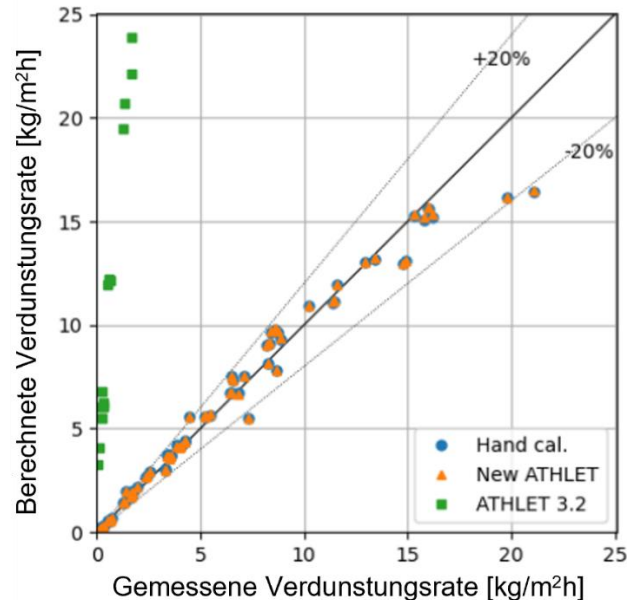


Abb. 4.50 Vergleich der von Hand und mit ATHLET berechneten Verdunstungsraten

4.3.4 Zusammenfassung

In AC²/ATHLET wurde ein neues Verdunstungsmodell implementiert. Es steht den AC²/ATHLET-Anwendern seit AC²/ATHLET 3.3.1 zur Verfügung und enthält die von Shah vorgeschlagene lineare Gleichung zur Berechnung der Verdunstungsrate und die Grashof-Zahl-Korrelation basierend auf den Mischungseigenschaften. Das überarbeitete Modell wurde anhand der Experimente validiert. Während das bisherige Verdunstungsmodell die Verdunstungsraten stark überschätzte, zeigen die mit dem neuen Modell berechneten Verdunstungsraten eine gute Übereinstimmung mit den gemessenen Daten.

Eine Beschreibung der Experimente und deren Nachrechnungen sind neben einer noch ausführlicheren Beschreibung der Modellierung in AC²/ATHLET in /LEE 20/ dokumentiert. Die Ergebnisse wurden auf der Konferenz Kerntechnik 2022 vorgestellt und ein entsprechendes Paper veröffentlicht (/BUC 22e/).

4.4 Simulation von Unterdruckzuständen im Containment (GRS)

4.4.1 Allgemeines

Die Simulationen von Niederdruckbedingungen wurden für den kleinen modularen Reaktor NuScale mit AC²/ATHLET 3.3 durchgeführt. Die simulierten Szenarien beschreiben einen Kühlmittelverluststörfall am Reaktordruckbehälter (RDB). Die Betriebsbedingungen und einige geometrische Parameter des berechneten Reaktors sind in der Tab. 4.8 zusammengefasst.

Tab. 4.8 Parameter des NuScale-Reaktors /IAEA 13/

Parameter	RDB	Containment
Druck (Pa)	12,76·10 ⁶	7,0·10 ³
Temperatur (°C)	283,0	20,0
Außendurchmesser (m)	2,83	4,6
Höhe (m)	20,0	24,5

Das Rechengebiet ist sehr einfach gehalten, da nur die Unterdruckzustände untersucht werden sollten. Die Nodalisierung ist in Abb. 4.51 dargestellt. Dabei umfasst das TFO-Setup ein Wasserbecken `POOL`, den RDB und vier Containment-Regionen: `LOWERPART`, `CENTERPART1`, `CENTERPART2` und `UPPERPART`. Die Wärme zwischen dem Containment und dem Wasserbecken wird über die HCOs `POOLWALL_L`, `POOLWALLC1`, `POOLWALLC2` und `POOLWALL_U` übertragen. Das Leck ist als Single-Junction-Pipe horizontal definiert. Die kritische Ausströmung wird über das CDR1D-Modell berücksichtigt.

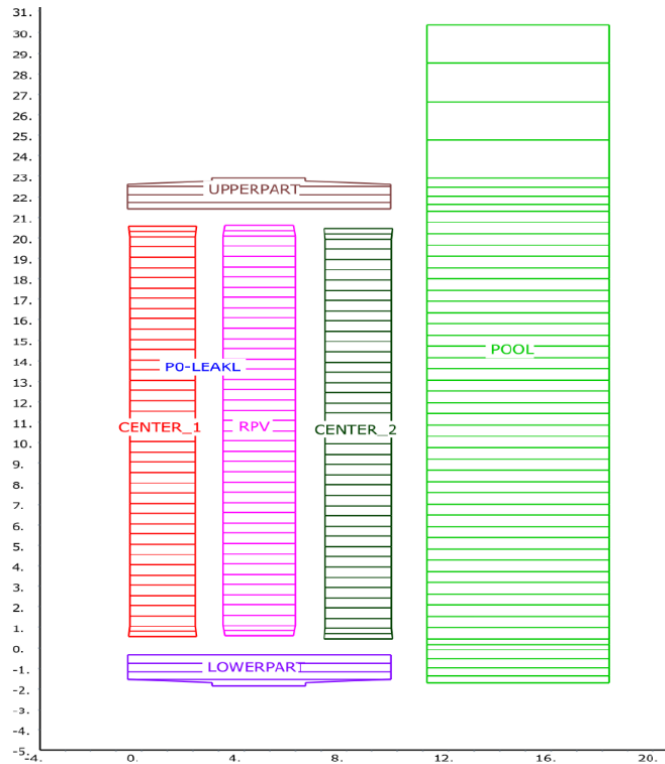
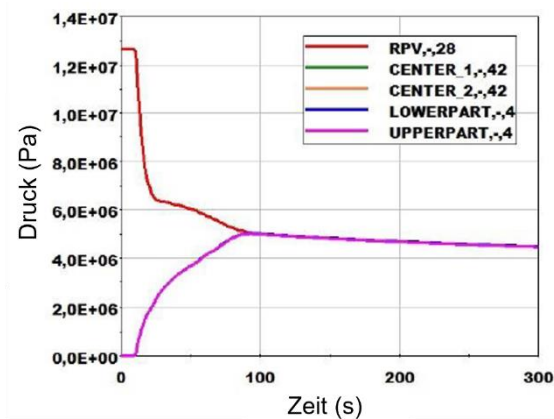


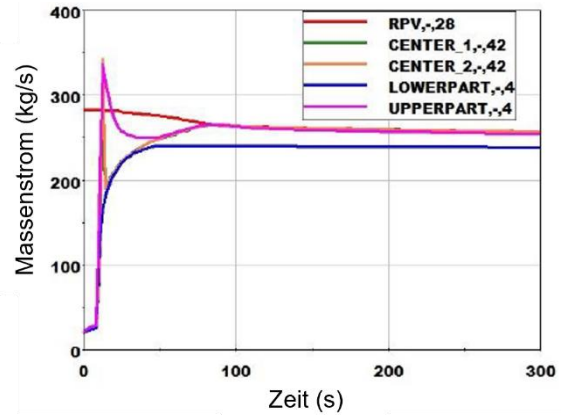
Abb. 4.51 TFO-Aufbau des NuScale-Reactors

4.4.2 Simulationen

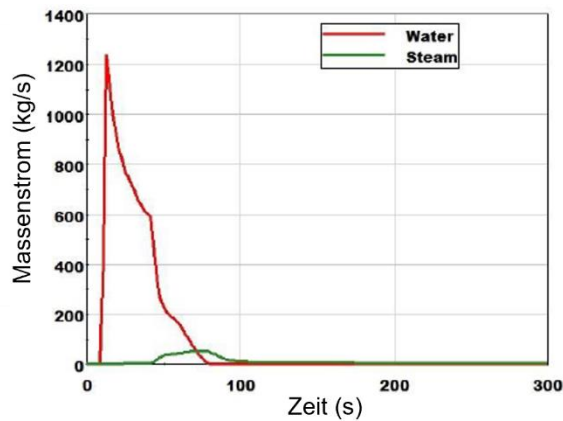
Im Basisfall befindet sich die Leckage in einer Höhe von 14,4 m und die Leckagefläche beträgt 0,01 m². Die Nachzerfallswärme wird vernachlässigt. Die Simulationsergebnisse sind in Abb. 4.52 dargestellt und umfassen den Druck, die Temperatur und den Massenstrom durch das Leck.



(a) Druck



(b) Temperatur

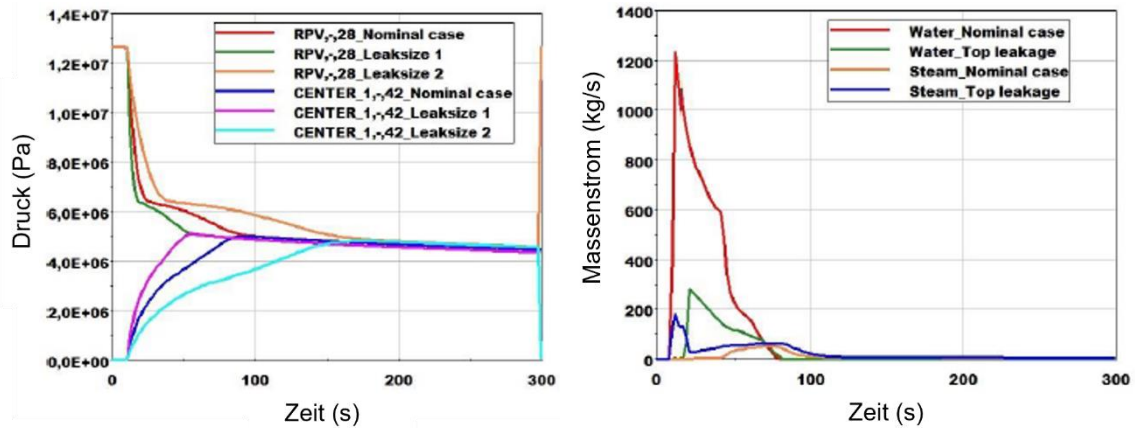


(c) Massenstrom durch das Leck

Abb. 4.52 AC²/ATHLET-Simulationsergebnisse. Basisfall /GUO 21/

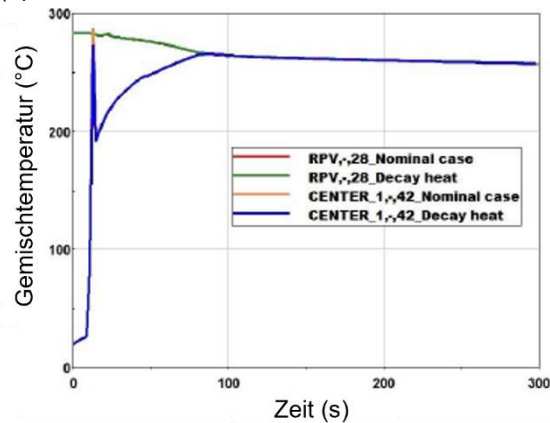
Die Transiente beginnt bei 10 s, wenn das Ventil geöffnet wird. Dies führt zu einem schnellen Druckabfall und einem leichten Temperaturabfall im RDB. Wenn sich das Wasser-Dampf-Gemisch in der Leckstelle bei 22,8 s dem Sättigungszustand nähert, verlangsamt sich der Druckabfall und der Massenstrom nimmt ab. Bei 91,3 s sind die Drücke und die Temperaturen im RDB und im Sicherheitsbehälter ausgeglichen und erreichen die Werte von 5,1 MPa und 264,8 °C. Die detaillierten Ergebnisse für diesen Fall sowie für andere unten erwähnte berechnete Fälle finden sich in /GUO 21/.

Als nächstes wurde der Einfluss der Leckparameter untersucht. Zuerst wurde eine doppelte Leckfläche (LN2A-Fall) und eine halbe Leckfläche (LN05A-Fall) mit dem Basisfall (LN-Fall) verglichen. Die berechneten Drücke sind in Abb. 4.53 (a) dargestellt. In allen Fällen fällt der Druck zuerst schnell auf ein Niveau von 6,4 MPa, wobei dies jeweils zu unterschiedlichen Zeitpunkten geschieht: 17 s im LN2A-Fall, 25 s im LN-Fall und 37 s im LN05A-Fall. Auch die Bedingungen im RDB und im Containment gleichen sich zu unterschiedlichen Zeitpunkten an: 53 s, 91 s bzw. 184 s. Die maximalen Massenströme liegen jedoch in allen Fällen bei 12,5 s, aber ihr Wert hängt vom betrachteten Fall ab und beträgt 2157,5 kg/s, 1231,4 kg/s bzw. 653,1 kg/s.

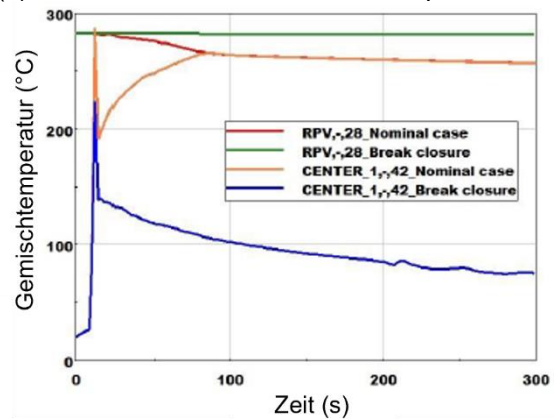


(a) Druck. Variation der Leckfläche.

(b) Massenstrom. Variation der Leckposition



(c) Temperatur. Variation der Nachwärme



(d) Temperatur. Schließung des Auslassventils

Abb. 4.53 AC²/ATHLET-Simulationsergebnisse. Variation der Leckparameter /GUO 21/

Um den Einfluss der Leckposition zu analysieren, wurde das Leck im oberen Teil des RDB (LT-Fall) platziert, während alle anderen Parameter gleich wie im Basisfall (LN) gehalten wurden. Im Vergleich zum LN-Fall ist der Druckabfall auf 6,4 MPa im LT-Fall steiler, nimmt dann aber mit einer ähnlichen Geschwindigkeit wie im LN-Fall ab. Der Ausgleich der Bedingungen im RDB und im Containment findet jedoch im LT-Fall 13 s später statt. Die Änderung der Höhe der Leckstelle wirkt sich auch auf die in Abb. 4.53(b) dargestellten Massenströme von Wasser und Dampf aus.

Um den Effekt der Nachwärme zu untersuchen, wurde eine konstante Wärmequelle von 10 MW im Kernbereich direkt im entsprechenden Wärmeleitobjekt hinzugefügt. Dieser Test zeigte, dass der Einfluss der Nachwärme auf die Drücke, die Temperaturen (siehe Abb. 4.53(c)) und die Massenströme vernachlässigbar ist.

Der nächste Testfall simulierte eine Situation, in der das Ventil schließt, wenn der Druck im Containment 3 bar erreicht. Ähnlich wie im Basisfall fällt der Druck im RDB bei 12,5 s

auf den Wert von 11,45 MPa. Zu diesem Zeitpunkt erreicht der Massenstrom sein Maximum von 425,6 kg/s. Nach 12,5 s beginnen die Temperaturen und die Drücke im RDB und im Sicherheitsbehälter aufgrund der Wärmeabfuhr an den Pool langsam zu sinken. Wie in Abb. 4.53(d) zu sehen ist, sinkt die Gemischtemperatur im RDB nur auf 282,5 °C.

Zusätzlich wurden zwei AC²/ATHLET-Parameter untersucht: Über den Parameter $IGAM$ kann der Benutzer wählen, ob die Kondensations- und Verdampfungsraten bei Drücken kleiner 10 bar reduziert werden sollen ($IGAM = 0$, Standardeinstellung) um die numerische Stabilität in diesem Bereich zu verbessern. Über den Parameter $IGVK$, kann das Modell für die Berechnung von Massen- und Energieaustauschraten an den Grenzflächen gewählt werden. Die Standardeinstellung hier ist für $IGVK = 2$. Während die $IGAM$ -Änderung von 0 auf 1 und die $IGVK$ -Änderung von 2 auf 4 die Simulationsergebnisse nur geringfügig beeinflussen, führen sie zu einem erhöhten Rechenaufwand im Unterdruckbereich.

Abschließend wurde der Einsatz der Bibliothek der HS Zittau/Görlitz, die die Berechnung der Wasser-Dampf-Eigenschaften im Unterdruckbereich verbessert, getestet. Die Nutzung der Bibliothek hat die Ergebnisse der Simulationen in dieser Konfiguration kaum beeinflusst.

4.4.3 Zusammenfassung

Grundsätzlich ist AC²/ATHLET 3.3 in der Lage die Unterdruckzustände in einem SMR-Containment zu simulieren. Die Ergebnisse der Simulationen, basierend auf Daten des NuScale, erscheinen konsistent. Die Berechnungen waren stabil und wurden in angemessener Zeit durchgeführt. Wirklich niedrige Drücke im Containment herrschen allerdings auch nur zu Beginn der untersuchten Leckstörfälle. Der Druck steigt durch das Leck schnell an. Das Setzen der Parameter $IGAM$ und $IGVK$ auf 0 bzw. 4 führte zudem zu höherem Rechenaufwand, aber kaum von den Standardeinstellungen abweichenden Ergebnissen.

5 Generische Simulationen ausgewählter passiver Nachwärmeabfuhrketten

5.1 Zeitlich begrenzte Nachwärmeabfuhr an die Umgebungsluft (PSS)

Die zeitlich unbegrenzte Nachwärmeabfuhr wird anhand eines generischen integralen Druckwasserreaktors, der auf dem NuScale-SMR-Design basiert, untersucht. Das grundlegende Konzept sieht im Stör- oder Unfall eine passive Wärmeabfuhr über die Containmentwand bzw. über die an der Außenseite des Containments angeordneten Wärmeübertrager an den umliegenden Pool vor. Dabei kann durch die Wärmeabfuhr die Verdampfung des Pools erreicht werden, der aufgrund des Auslegungsvolumens bis zu 30 Tage zur Nachzerfallswärmeabfuhr dienen kann. Anschließend soll die Umgebungsluft zur sicheren Kühlung des Reaktors ausreichen. In diesem Zusammenhang wird das Modell zur Simulation der Verdunstung an der Pooloberfläche im Anlagenmaßstab weiterführend untersucht. Zu diesem Zweck wird neben dem Reaktordruckbehälter auch das Containment und der umliegende Pool modelliert. Im Containment wird dazu ein Unterdruckzustand eingestellt. Zur Analyse der Modelle werden zwei Störfälle betrachtet. Zum einen wird ein unbeabsichtigtes Auslösen des Emergency Core Cooling Systems (ECCS) und zum anderen des Decay Heat Removal Systems (DHRS) angenommen /CAM 19/, /CAR 15b/.

Das ECCS kann durch ein Störsignal, einen Hardware-Fehler oder durch einen Bedienfehler unbeabsichtigt ausgelöst werden. Dabei können die Ausdampfventile oder die Rezirkulationsventile betroffen sein. Für den hier betrachteten Fall wird die Öffnung eines Ausdampfventils angenommen. Infolge der Ventilöffnung sinkt der Druck im RDB ab, während der Druck im Containment zunimmt. Durch die Druckerhöhung im Containment wird das Reaktorkontrollsystem aktiviert, woraus das Auslösen der Kontrollstäbe resultiert und der Reaktor abgeschaltet wird. Darüber hinaus wird die Sekundärseite isoliert und die Wärme wird vorrangig über die Containmentwand abgeführt. Dies wird ermöglicht, indem der durch das geöffnete Ventil in das Containment strömende Dampf an der Wandinnenseite kondensiert und die Wärme an den umliegenden Pool abgegeben wird. Daraufhin sammelt sich das Kühlmittel im Sumpf des Containments an. Erreicht der Füllstand eine definierte Höhe, werden die Rezirkulationsventile geöffnet, um das Kühlmittel wieder dem RDB zuzuführen und so eine dauerhafte Kühlung des Kerns zu gewährleisten. Eine schematische Darstellung des ECCS ist in Abb. 5.1 dargestellt /CAM 19/, /NUS 20/.

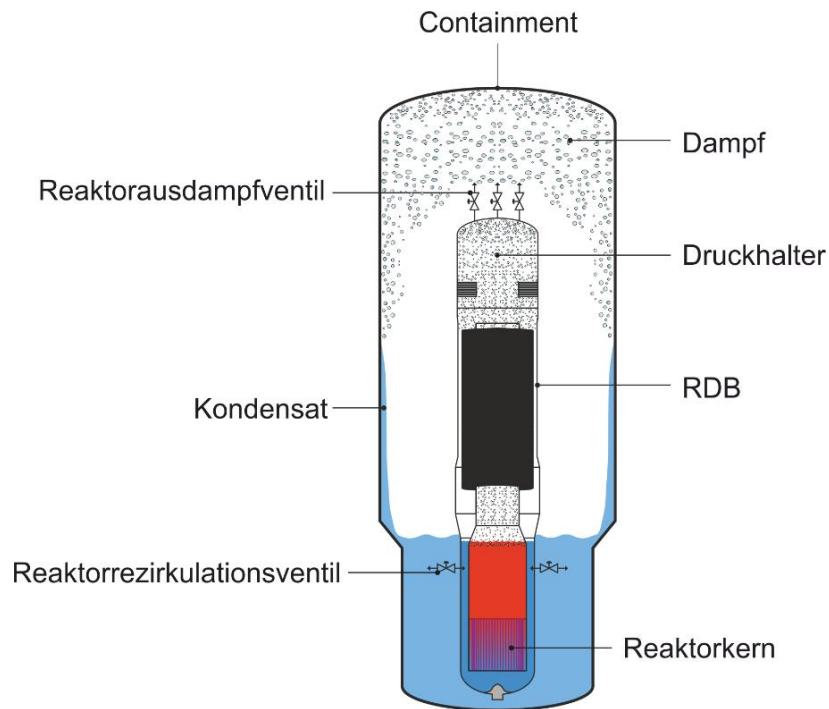


Abb. 5.1 Schematische Darstellung des ECCS

Die Randbedingungen zu Beginn des Störfalls werden entsprechend eines generischen iDWRs angenommen und können Tab. 5.1 entnommen werden /CAM 19/.

Tab. 5.1 Randbedingungen zu Beginn des ECCS-Störfalls /CAM 19/

Parameter	ECCS-Störfall
Kernleistung	163,2 MW _{th}
Durchschnittliche Temperatur im Kern	290 °C
Druck im Druckhalter	12,3 MPa
Füllstand im Druckhalter	68 %
Kühlmittelmassenstrom	534 kg/s

Im Falle des unbeabsichtigten Auslösens des DHRS erfolgt die Isolierung der Sekundärseite durch Schließen der Frischdampf- und Speisewasserventile. Gleichzeitig bleiben die DHRS-Betriebsventile geschlossen, sodass keine Wärme über die Sekundärseite abgeführt werden kann. Daraus resultierend wird eine Druckerhöhung im Primärkreis erreicht. Bei Überschreiten des Drucklimits im Druckhalter wird der Reaktor abgeschaltet und die Kontrollstäbe werden in den Kern eingeführt. Neben der Auslösung der Kontrollstäbe werden die Reaktorsicherheitsventile am Kopf des RDB geöffnet, um eine Drucksenkung im RDB zu erzielen. Des Weiteren werden die Betriebsventile des DHRS

geöffnet und das sekundärseitige Speisewasser wird hinter den helikalen Wärmeübertragern in die an der Außenseite des Containments angebrachten DHRS-Wärmetauscher umgeleitet. Durch die Wärmeübertragung an den umliegenden Pool kondensiert der im helikalen Wärmeübertrager erzeugte Dampf und kann daraufhin diesem wieder als Speisewasser zugeführt werden, wodurch sich passive Naturkonvektion im System einstellt. Die für das DHRS wichtigen Komponenten sind schematisch in Abb. 5.2 dargelegt /CAM 19/, /NUS 20/.

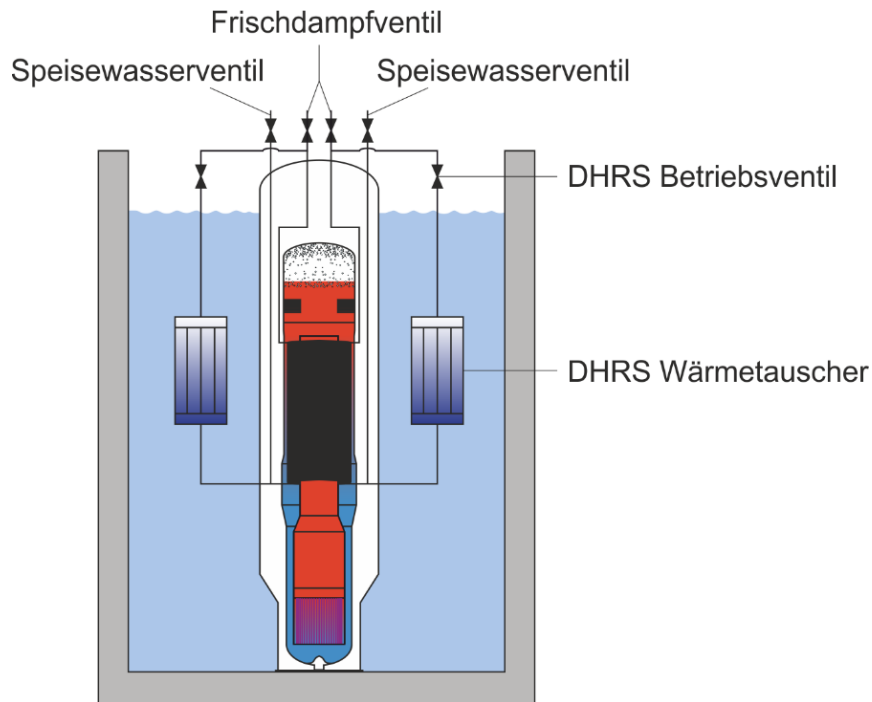


Abb. 5.2 Schematische Darstellung des DHRS

Zu Beginn des Störfalls werden auch hier anlagentypische Bedingungen eingestellt. Diese sind in Tab. 5.2 aufgelistet /CAM 19/. Im Folgenden werden vereinfachend für die Störfälle die Termini ECCS-Störfall und DHRS-Störfall genutzt.

Tab. 5.2 Randbedingungen zu Beginn des DHRS-Störfalls /CAM 19/

Parameter	DHRS-Störfall
Kernleistung	163,2 MW _{th}
Durchschnittliche Temperatur im Kern	290 °C
Druck im Druckhalter	13,3 MPa
Füllstand im Druckhalter	68 %
Kühlmittelmassenstrom	534 kg/s
Druck im helikalen Wärmeübertrager	3,2 MPa

Für die Modellierung des Anlagenkonzepts wird der bereits innerhalb des Projekts erstellte PSS-Datensatz, der die Experimentanlage OSU-MASLWR abbildet, modifiziert. Die grundlegende Modellierung der Komponenten kann /KRI 23a/ entnommen werden. Zunächst werden die Geometrien des Reaktordruckbehälters insofern skaliert, als dass sie einem realen Anwendungsfall ähneln. Dazu werden öffentliche zugängliche Daten integraler Druckwasserreaktoren genutzt /CAM 19/, /REY 12/, /MAS 16/, /IAEA 14/. Der RDB wird auf 17,5 m Höhe skaliert mit einem Innendurchmesser von 2,4 m. Weiterhin wird der Datensatz um ein ca. 23,2 m hohes Containment und einen gleich hohen Pool erweitert. Das Wasserlevel im Pool wird für den vorliegenden Fall mit 21 m Höhe angenommen, was einem Füllstand im Normalbetrieb entspricht. Oberhalb des Pools wird ein Time-Dependent Volume (TDV) eingebaut, um den Druck im Reaktorgebäude oberhalb des Wasserpools zu berücksichtigen. Zwischen dem Containment und dem Pool wird ein Wärmeleitobjekt modelliert, das die Wärmeübertragung über die Containmentwand ermöglicht. Ein weiteres Wärmeleitobjekt wird zwischen RDB und Containment berücksichtigt, um die Wärmeabfuhr über die RDB-Wand ebenfalls zu berechnen. Darüber hinaus werden die für die betrachteten Störfälle relevanten Ventile (VENT-Line und SR-Line) modelliert. In Abb. 5.3 ist die AC²/ATHLET-Modellierung am Beispiel des ECCS-Störfalls dargestellt.

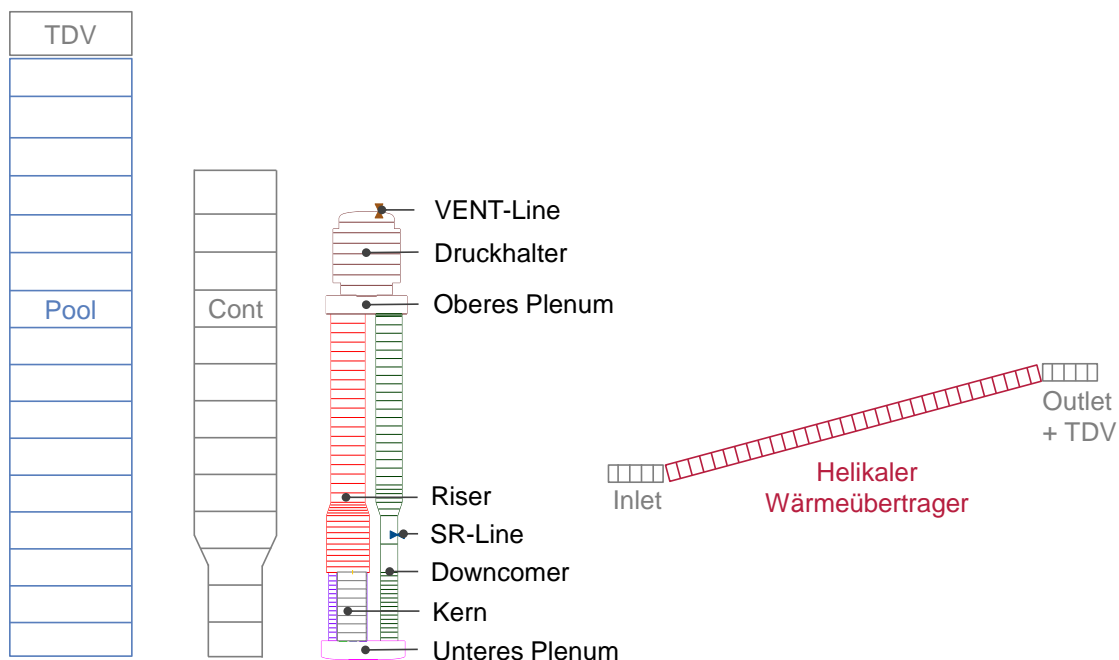


Abb. 5.3 AC²/ATHLET-Modellierung eines iDWR am Beispiel des ECCS-Störfalls

Für die Simulation des DHR-S-Störfalls wird derselbe Datensatz genutzt und um den DHR-S-Wärmetauscher sowie die dafür benötigten Rohrleitungen erweitert, um die

sekundärseitige Naturkonvektion zu realisieren. Der im helikalen Wärmeübertrager (PIPE1) erzeugte Dampf wird über die Rohrleitung DHRS-P1 in den Wärmetauscher (DHRS-KON) geleitet, in dem der Dampf kondensiert. Über DHRS-P2 wird das Kondensat zur Kühlung des Primärkreises wieder den helikalen Rohren zugeführt. Für die Wärmeübertragung vom Wärmetauscher an den Pool wird ein weiteres Wärmeleitobjekt modelliert. Die entsprechende AC²/ATHLET-Modellierung kann Abb. 5.4 entnommen werden.

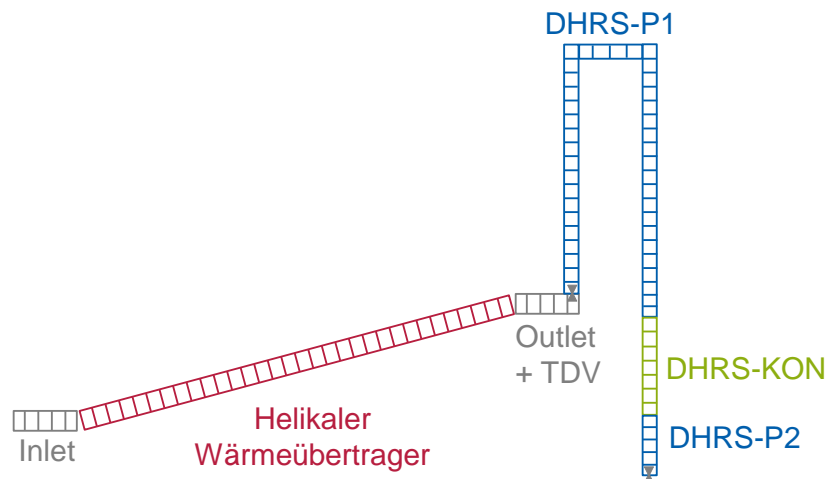


Abb. 5.4 AC²/ATHLET-Modellierung des DHRS-Wärmetauschers und der zugehörigen Rohrleitungen

Aufgrund der Verlängerung des Vorhabens um zwei Monate konnten weitere Analysen zur Modellierung der Anlage durchgeführt werden. Der Fokus liegt auf der Nutzung von Cross-Connection-Objects (CCO) zur verbesserten Simulation des Containments und des Pools. Mithilfe der CCO sollen Querströmungen, die insbesondere für Naturkonvektionen von Bedeutung sind, berücksichtigt werden können. Aus diesem Grund wird die Modellierung weiterführend modifiziert. Dabei wird sich an der Poolmodellierung der GRS orientiert /AUS 22b/.

Das Containment wird durch zwei Strömungspfade (CONT-R und CONT-P) abgebildet, um die Kondensation an der Wandinnenseite und die Rückführung des Kühlmittels in den RDB verbessert berechnen zu können. Des Weiteren wird der Pool in vier Strömungskanäle (CPV1 – 4) aufgeteilt und es wird ein Branch-Objekt (CPV-BR) vor das TDV eingefügt, um stabile Simulationen zu erreichen. Abb. 5.5 zeigt die modifizierte AC²/ATHLET-Modellierung. Die Nutzung von CCOs wird für beide Störfälle untersucht. Bevor die Simulationen der Störfälle durchgeführt werden, wird der stationäre Zustand des Leistungsbetriebs getestet. Dieser kann erfolgreich eingestellt werden. Aus diesem

Grund starten in den weiteren Simulationen die Störfallszenarien von Beginn an. Somit werden zwei Simulationen je Störfall gerechnet, um den Einfluss der CCO zu untersuchen. Der Einsatz von Cross-Connection-Objects ist durch „_CCO“ in den Abbildungen gekennzeichnet.

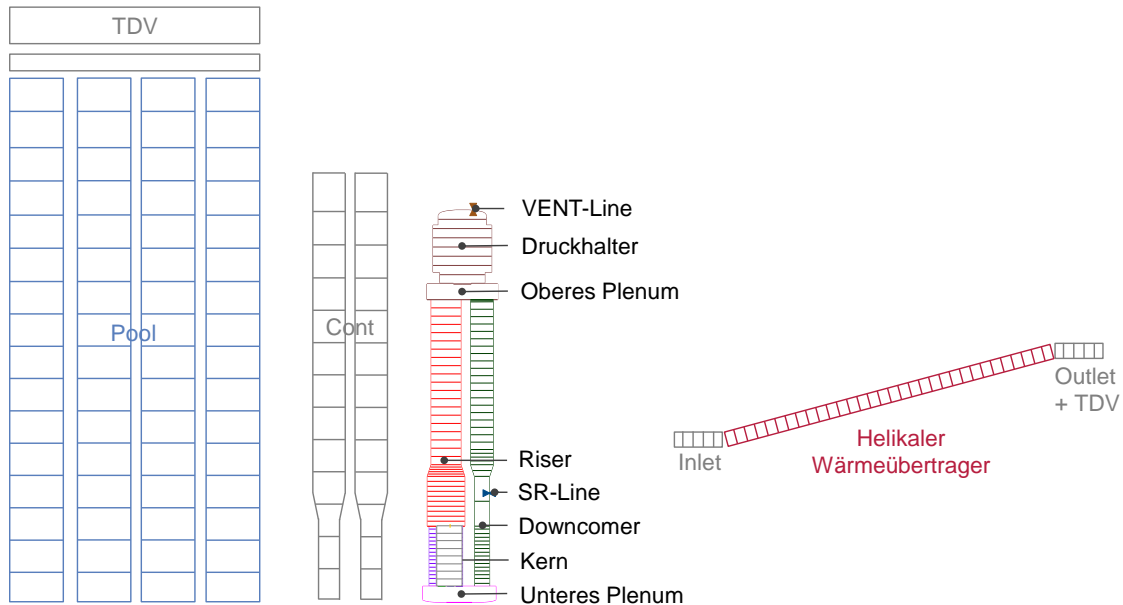


Abb. 5.5 Modifizierte AC²/ATHLET-Modellierung eines integralen Druckwasserreaktors am Beispiel des ECCS-Störfalls

Zunächst wird auf die Ergebnisse des ECCS-Störfalls eingegangen. In Abb. 5.6 sind die Druckverläufe im Containment (CONT) und im RDB für beide Simulationen dargestellt. Beide Datensätze zeigen zu Beginn ein ähnliches Verhalten. Durch die Öffnung der Ventile am Kopf des RDB sinkt der Druck im RDB ab. Gleichzeitig wird eine Druckerhöhung im Containment ersichtlich, bis sich die Druckniveaus angleichen. Dies geschieht für die Simulation ohne CCO ca. 10 s früher und bei einem um 0,75 MPa höheren Druck. Daran anschließend weichen beide Simulationen voneinander ab. Wird in der Simulation ohne CCO eine kontinuierliche Drucksenkung beobachtet, zeigt hingegen die Simulation mit CCO einen zunächst konstanten Verlauf mit anschließendem Druckanstieg. Da der Druck durch das Ausdampfen des RDB und die Wärmeübertragung über die Containmentwand insbesondere zu Beginn des Störfalls stetig abnehmen sollte, können die Ergebnisse ohne CCO als plausibel eingestuft werden. Weiterführend können anhand von öffentlich zugänglicher Literatur /NUS 20/ weitere Plausibilitätsanalysen durchgeführt werden. Auch hier zeigt sich eine verbesserte Übereinstimmung des Druckverlaufs für die Simulation ohne CCO.

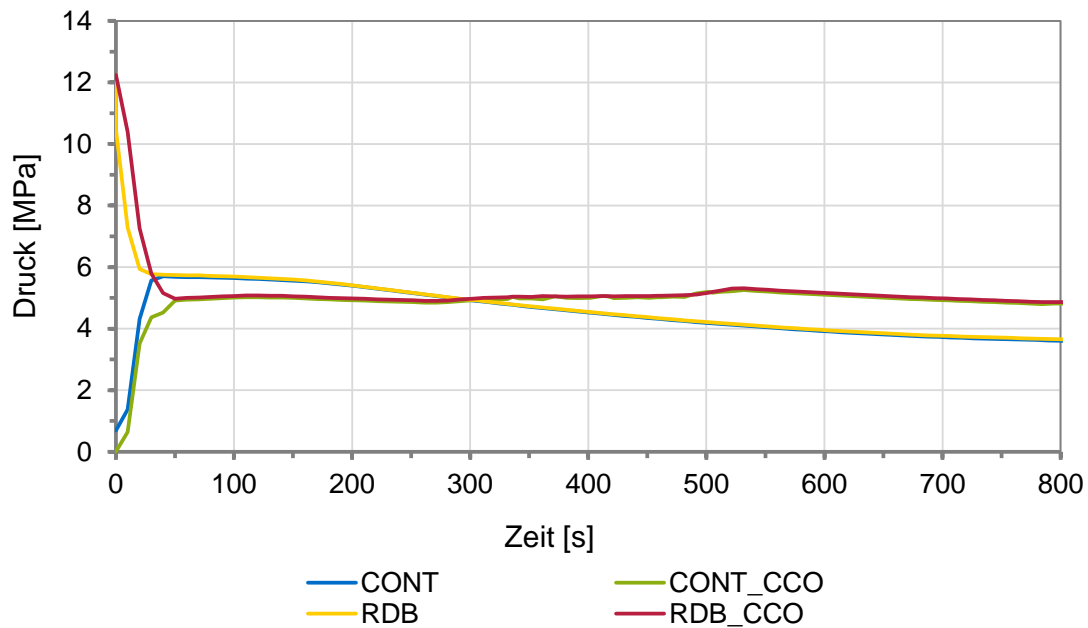


Abb. 5.6 Druckverlauf im Containment (CONT) und Reaktordruckbehälter (RDB)

Aufgrund des direkten Zusammenhangs mit dem Druck ist in Abb. 5.7 der Temperaturverlauf am Kerneintritt und -austritt für beide Simulationen abgebildet. Durch die Einleitung des Störfalls sinkt die Temperatur am Austritt von zu Beginn ca. 322 °C auf 263 °C (AC²_CCO) bzw. 273 °C (AC²) ab. Daraufhin zeigt sich für AC²_CCO ein verstärkt konstanter Verlauf ohne relevante Temperaturabsenkung. Dahingegen kann in AC² ein stetiges Absinken der Temperatur beobachtet werden. Bei ca. 14.500 s tritt ein Temperaturpeak auf, der zum selben Zeitpunkt auch im Druck ersichtlich wird. Dies wird durch das Öffnen der Rezirkulationsventile erreicht, wodurch das Kühlmittelinventar im RDB wieder zunimmt. Weitere Analysen zeigen, dass die Temperatur einen stationären Zustand nach ca. 11 Stunden und bei einer Temperatur von ca. 132 °C erreicht. Die Temperatur am Kerneintritt nimmt aufgrund der Isolation der Sekundärseite und der somit verschlechterten Wärmeübertragung zunächst zu und gleicht sich dann an die des Austritts an. Dieses Verhalten ist in beiden Simulationen erkennbar. Im Allgemeinen zeigt sich ein plausibler Temperaturabfall für die AC²-Simulation sowie ein ähnliches Verhalten zu weiterer veröffentlichter Literatur /REY 12/, /NUS 20/. Somit kann die Wärme aus dem RDB effektiv durch die Wärmeübertragung über die Containmentwand an den Pool abgeführt werden. Für die Simulation mit CCO stellt sich ein stationärer Zustand nach 13 Stunden bei einer Temperatur von 246 °C ein. Nach weiteren 2 Stunden bricht die Simulation jedoch ab und bedarf weiterer Analysen.

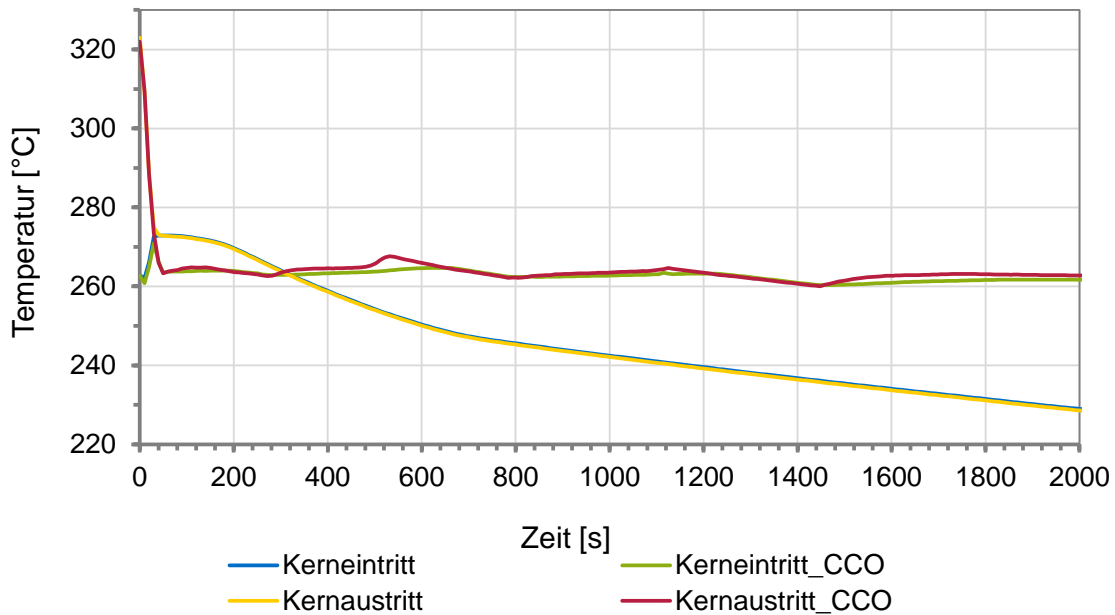


Abb. 5.7 Temperatur am Kerneintritt und -austritt

Da sich aufgrund des eintretenden Störfalls ein Naturkreislauf im System einstellt, sind in Abb. 5.8 die Wasserstände im Containment und RDB dargestellt. Nachdem das Ausdampfventil geöffnet wird, strömt Dampf aus dem RDB in das Containment, wodurch der Wasserstand im RDB zu Beginn stark abfällt. Gleichzeitig sammelt sich das kondensierte Kühlmittel im Containment an. Dementsprechend wird am Anfang der Simulation ein signifikanter Anstieg des Wasserstandes im Containment ersichtlich. Dieses Verhalten kann zunächst in beiden Simulationen beobachtet werden. Anschließend zeigt sich für den Run ohne CCO über die Simulationszeit eine Verlangsamung dieses Prozesses und die Wasserstände weisen einen flacheren Gradienten auf. Dahingegen wird in AC² bei 4.800 s ein Schnittpunkt der Kurven berechnet und das Kühlmittel im RDB dampft weiterhin aus, bis im Containment ein Wasserstand von 7 m erreicht wird. An diesem Punkt wird ein GCSM-Signal zur Öffnung der Rezirkulationsventile ausgelöst. Aufgrund der Ventilöffnung kann Kühlmittel aus dem Containment wieder in den RDB zurückströmen, wodurch sich die Wasserstände auf einer Höhe von ca. 6 m wieder angleichen. Im Gegensatz dazu kann in der Simulation, in der CCO eingesetzt werden, kein weiteres Absinken des Kühlmittelinventars im RDB beobachtet werden. Die Wasserstände im RDB sowie im Containment weisen ein zunächst gleichbleibendes Niveau auf. Bei der Betrachtung größerer Zeiträume sinkt der Wasserstand im RDB weiter ab und im Containment nimmt er entsprechend zu. Innerhalb der Simulationszeit wird jedoch ein Wasserstand von 7 m im Containment nicht erreicht und es kommt nicht zur Aktivierung der Rezirkulationsventile. Ein Grund für die Unterschiede zwischen Modellierung mit und ohne CCOs sollte weiterführend betrachtet werden.

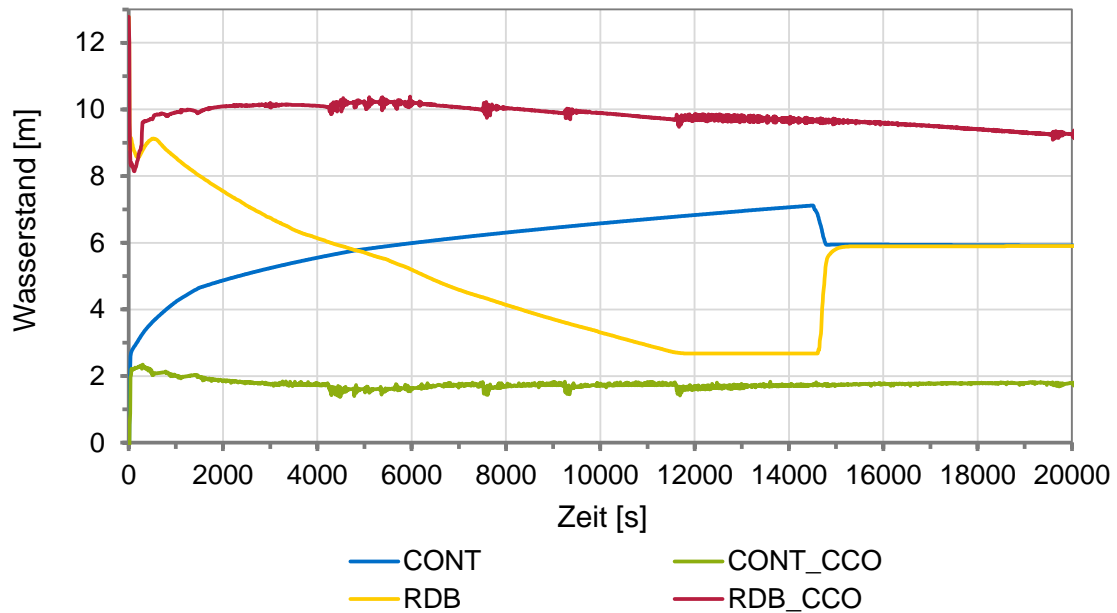


Abb. 5.8 Wasserstände im Containment (CONT) und Reaktordruckbehälter (RDB)

Insgesamt zeigt sich eine plausible Wiedergabe des Störfalls durch die AC²-Simulation ohne die Einbindung von CCO. Dies kann auch durch Vergleiche mit öffentlich zugänglicher Literatur unterstützt werden /NUS 20/. Aus diesem Grund kann darauf geschlossen werden, dass die neu in AC²/ATHLET implementierten Modelle ebenfalls plausibel rechnen und zur Untersuchung von Störfällen in SMR geeignet sind.

Bei der Betrachtung der benötigten Simulationszeit für beide Runs (siehe Abb. 5.9) zeigt sich ein signifikant abweichender Trend zwischen den Simulationen. Während in AC² für 20.000 s Simulationszeit ein Zeitraum von nur 5.825 s benötigt wird, erhöht sich dies für AC²_CCO auf 362.785 s. Somit wird 18-mal mehr Zeit bei dem Einsatz von Cross-Connection-Objects benötigt. Dies kann allgemein auf die während des Störfalls komplexen Prozesse des Ausdampfens und Kondensierens im Containment zurückgeführt werden.

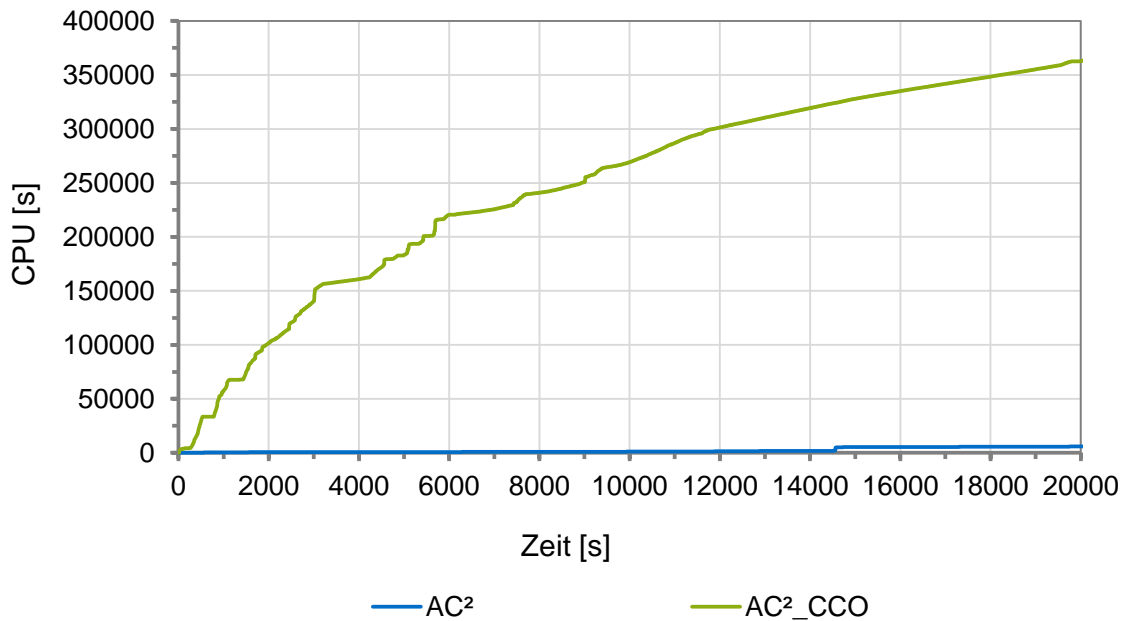


Abb. 5.9 Benötigte Simulationszeit (CPU)

Die Simulationsergebnisse des Temperaturverlaufs über den Kern für den DHRS-Störfall sind in Abb. 5.10 dargestellt. Das Frischdampfventil schließt nach 1 s, wodurch die Wärmeabfuhr über die Sekundärseite verschlechtert wird. In diesem Zusammenhang erhöht sich die Kerneintrittstemperatur in den ersten 150 s von ca. 263 °C auf 278 °C für beide Simulationen. Die zu Beginn der Simulation abfallende Temperatur am Kernaustritt kann auf die Reaktorschnellabschaltung zurückgeführt werden. Ab 350 s wird eine ansteigende Temperaturdifferenz zwischen den Simulationen ersichtlich. Diese nimmt über die Simulationszeit zu und beträgt im Mittel 4 °C. Somit zeigt sich zunächst ein flacherer Temperaturgradient für die Simulation ohne Cross-Connection-Objects. Werden größere Zeiträume untersucht, wird erkennbar, dass sich die Kurven wieder angleichen und sich am Kerneintritt bei 245 °C und am Kernaustritt bei 247 °C stabilisieren. Grundsätzlich hängt der weitere Verlauf der Kurven direkt mit der sich einstellenden Naturzirkulation im RDB zusammen. Sobald sich der Massenstrom im System eingestellt hat und einen stationären Zustand erreicht (nach ca. 900 s), werden auch keine Fluktuationen mehr im Temperaturverlauf beobachtet. Ab 2.400 s sinkt der Massenstrom weiter ab und es werden wieder Schwankungen ersichtlich. Aus diesem Grund können auch im Temperaturverlauf ab 4.000 s Fluktuation um einen stationären Mittelwert beobachtet werden.

Der Temperaturverlauf zu Beginn wird plausibel durch die Simulationen berechnet und kann ebenfalls durch /NUS 20/ verifiziert werden. Die anschließenden Fluktuationen

sollten jedoch weiterführend betrachtet werden und können auf den sich im Naturumlauf einstellenden sekundärseitigen Massenstrom zurückgeführt werden.

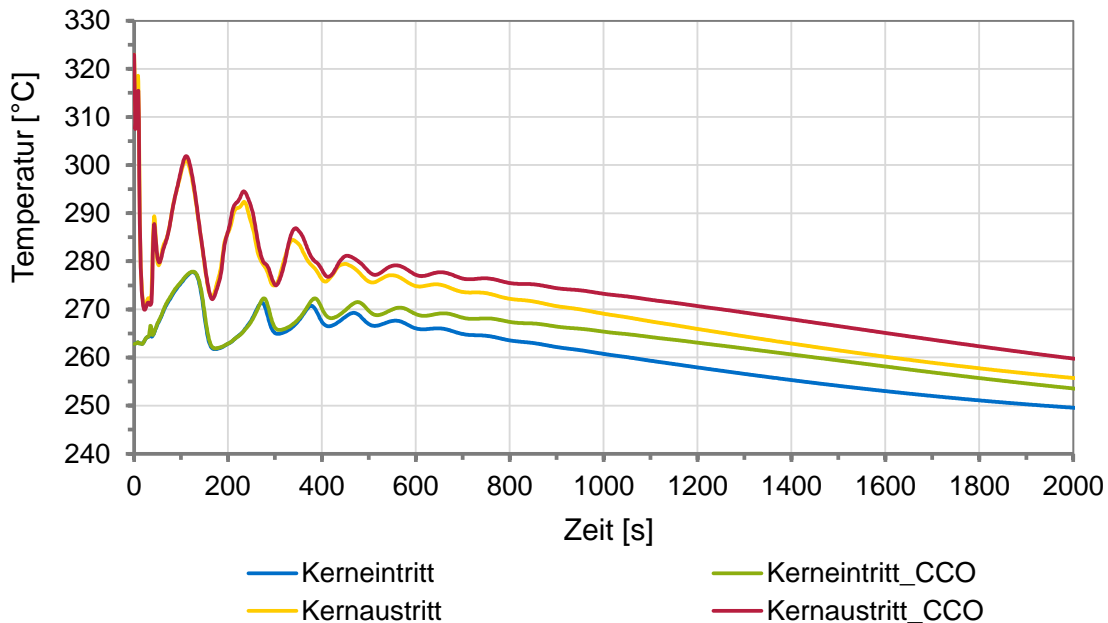


Abb. 5.10 Temperaturen am Kerneintritt und -austritt

Der Druckverlauf im RDB kann Abb. 5.11 entnommen werden. Dieser liegt in beiden Simulationen zu Beginn bei 12,25 MPa. Durch die Schließung der Frischdampfventile und die verminderte Wärmeübertragung an die Sekundärseite steigt der Druck im RDB auf max. 13,9 MPa an. Aufgrund des Überschreitens der durch ein druckabhängiges GCSM-Signal gesteuerten Druckrandbedingungen wird der Reaktor abgeschaltet und die Reaktorsicherheitsventile am Kopf des RDB zur Druckentlastung geöffnet. Dabei wird kurzzeitig Dampf in das Containment geblasen, bis ein primärseitiger Druck von 13 MPa erreicht ist. Im Containment wird weiterhin ein geringer Druck beibehalten. Gleichzeitig öffnen auch die DHRS-Betriebsventile, um einen Naturkreislauf auf der Sekundärseite zu erreichen und die Wärmeabfuhr aus dem RDB über die DHRS-Wärmetauscher zu gewährleisten. Nach 30 s sind die Ventile vollständig geöffnet und es ist ein kurzzeitiges Druckplateau erkennbar. Ab 400 s kann eine ansteigende Differenz zwischen den Simulationen beobachtet werden, die bei 2.000 s auf ca. 0,2 MPa steigt. Daraufhin sinkt der Druck aufgrund der kontinuierlichen Wärmeübertragung über die Wärmetauscher an den Pool weiter ab. Über die Simulationszeit flacht der Druckgradient weiter ab, da die Nachzerfallswärme abnimmt und sich die übertragene Wärme entsprechend verringert.

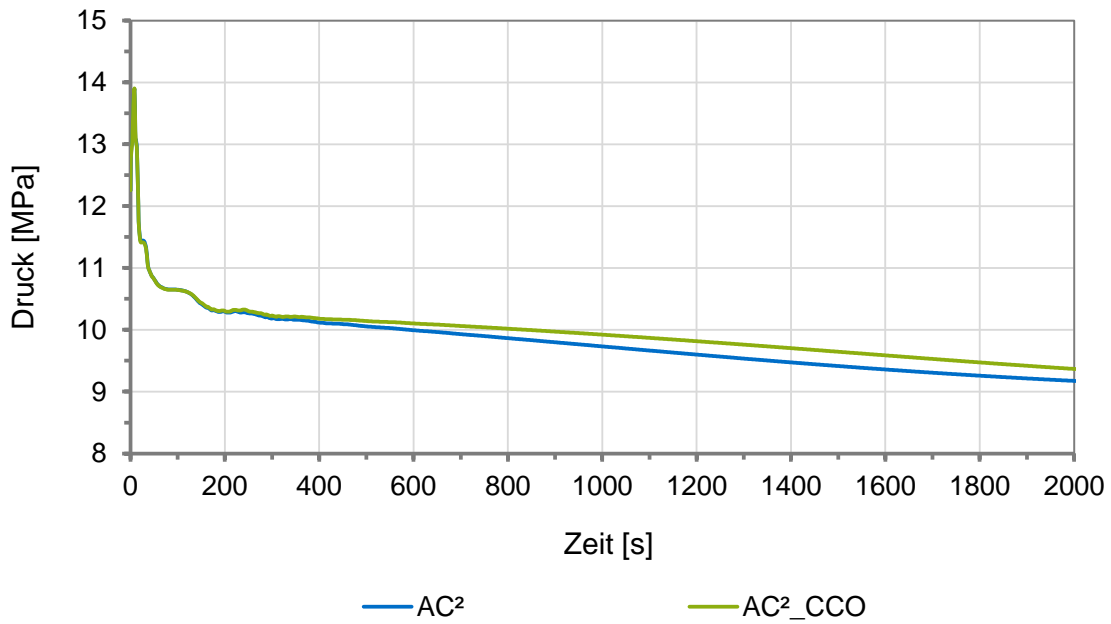


Abb. 5.11 Druck im Reaktordruckbehälter

In Abb. 5.12 ist die für die Simulationen benötigte Zeit aufgetragen. Wie bereits für den ECCS-Störfall ermittelt werden konnte, zeigt sich auch hier eine Erhöhung der Simulationszeit bei dem Einsatz von Cross-Connection-Objects. Somit ergibt sich für die Simulation AC²_CCO eine um ca. 4,5-fach höhere Simulationszeit aufgrund der Berücksichtigung von Querströmungen im System.

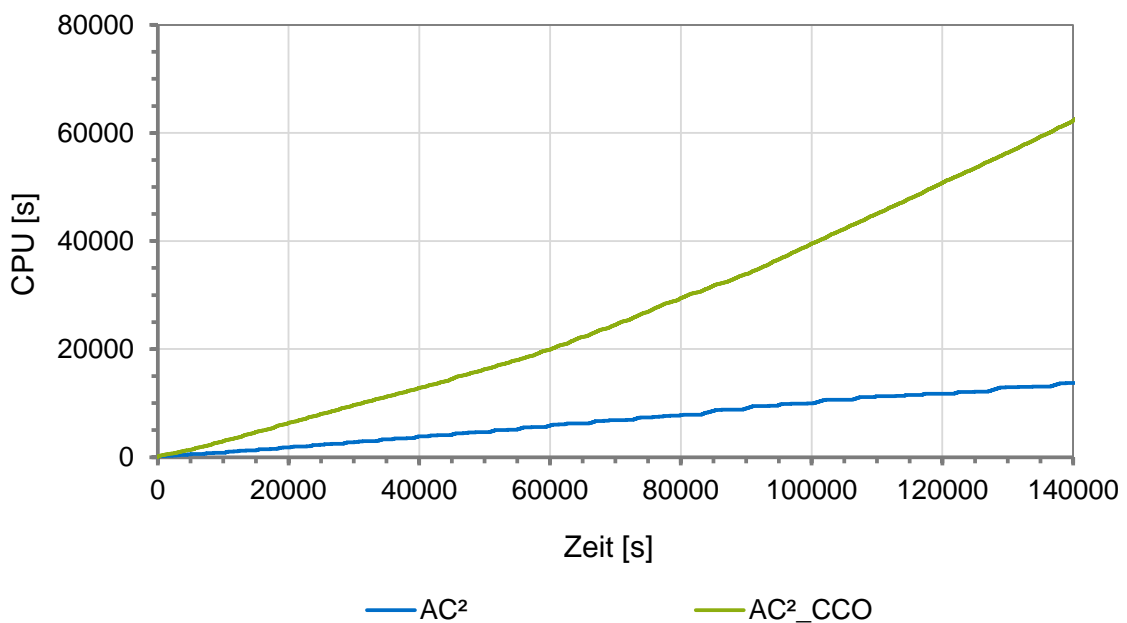


Abb. 5.12 Benötigte Simulationszeit (CPU)

AC²/ATHLET und somit die neu implementierten Modelle sind in der Lage, Störfälle in generischen integralen Druckwasserreaktoren, die verstärkt für Small Modular Reactor-Konzepte vorgesehen werden, plausibel zu simulieren. Die Nachzerfallswärme wird plausibel aus dem RDB abgeführt. Durch Vergleiche mit öffentlich zugänglicher Literatur /NUS 20/ lassen sich die Simulationsergebnisse verifizieren und es zeigen sich gute Übereinstimmungen. Auf Basis der aktuellen Ergebnisse sollten weiterführende Arbeiten durchgeführt werden, um den Einfluss und die Modellierung von Cross-Connection-Objects hinsichtlich der Inkonsistenzen der Ergebnisse im Vergleich zur Modellierung ohne CCOs zu untersuchen.

5.2 Passive Nachwärmeabfuhrkette bestehend aus drei Kreisläufen (GRS)

Die Arbeiten in diesem Abschnitt basieren auf dem für das ELSMOR-Projekt von LEI und der GRS erstellten E-SMR-Datensatz, der im Rahmen von ELSMOR aus öffentlich zugänglichen Informationen zum NUWARD-Design entwickelt wurde. Sein Primärkreis enthält u.a. einen Kern, einen integrierten Druckhalter, sowie sechs normale und zwei Sicherheitsdampferzeuger (Safety Compact Steam Generators - SCSG). Dies befindet sich in einem Containmentbehälter, welcher wiederum von einem 25 m hohen, bis 20 m mit Wasser befüllten Becken umgeben ist.

Als zu untersuchendes, limitierendes Störfallszenario, das die Anlage nach Auslegung beherrschen sollte, wird ein Station Blackout (SBO)-Szenario postuliert. Hierzu wurde der mit dem äußeren Wassertank verbundene Wärmeübertragerkreislauf und der Tank selbst modifiziert. Zuvor war ein einzelner Kreislauf mit beiden Sicherheitsdampferzeugern verbunden und der Tank mit nur 2 parallelen Kanälen modelliert. Die Nachzerfallswärme wird nun von den beiden SCSG über einen Zwischenkreislauf an das mit 4x4 Parallelkanälen modellierte Wasserbecken abgegeben. Einer dieser Kreisläufe ist in Abb. 5.1 abgebildet. Die SCSGs sind als Plattenwärmeübertrager mit den in Abschnitt 4.1.3 dokumentierten Verbesserungen modelliert. Sekundärseitig sind die SCSG an einen im zweiphasigen Naturumlauf operierenden Zwischenkühlkreislauf angeschlossen. Dessen Kondensationswärmetauscher ist tertiärseitig mit dem externen Wasserbecken verbunden, wobei die Einlaufleitung nahe am Boden des Wasserbeckens anbindet und der Auslass oberhalb des Containments liegt. In der Modellierung wurde der Auslass daher an den kurzen Beckenkanal oberhalb des Containments angeschlossen.

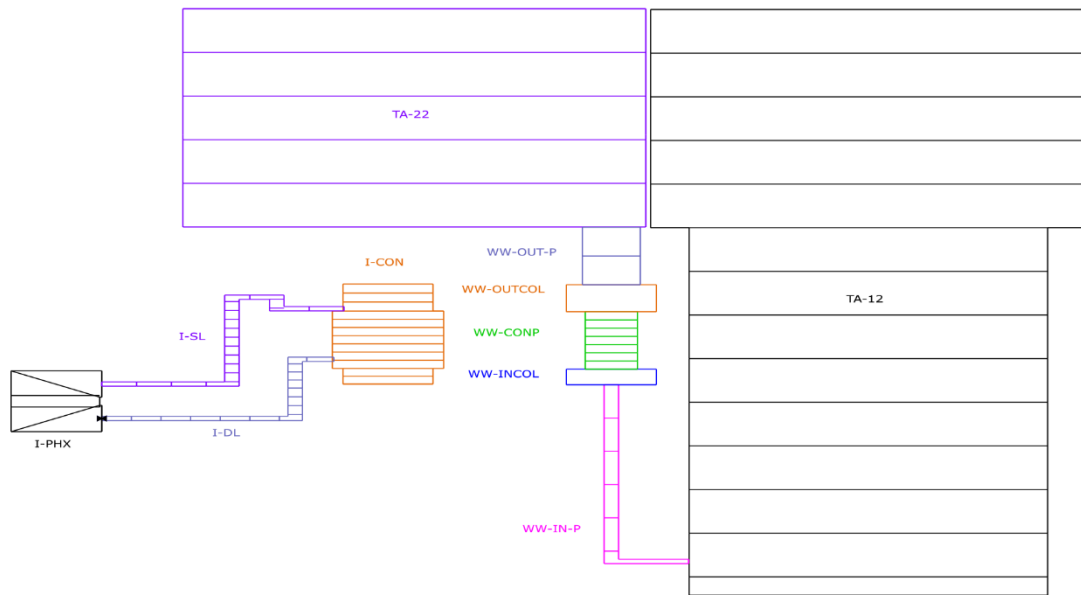


Abb. 5.13 Nodalisierung eines SCSG-Kreislaufs und der angebotenen Tankkanäle

Nachdem sich über 2.000 s ein stabiler Zustand im System eingestellt hat (Tab. 5.3), wird das SBO-Szenario per zeitgesteuertem GCSM-Signal ausgelöst. Es wird die Schnellabschaltung des Reaktors ausgelöst, die Pumpen in den Dampfzeugerkreisläufen ausgeschaltet und die Ventile in den SCSG-Kreisläufen geöffnet. Letztere sind ggf. im Design in dieser Weise nicht vorhanden, helfen aber die wahrscheinlichen Strömungsverhältnisse in der Simulation einzustellen. Die Nachzerfallswärme wird nun über die Sicherheitsdampfzeuger 1 und 2 an die SCSG-Kreisläufe und dann an das umgebende Wasserbecken abgegeben. Hierbei wird die Kerntemperatur effektiv reduziert. Sie fällt innerhalb von zwei Stunden von den anfänglich ca. 315 °C auf ca. 190 °C (Abb. 5.14 links).

Tab. 5.3 Systemparameter im stabilen Zustand vor SBO

Parameter	Wert im stabilen Zustand
Kerntemperatur	315 °C
Kernleistung	570 MW
Primärdruck	151 bar
SCSG, Druck	83 bar
SCSG, heißseitige Temperatur	299 °C
SCSG, kaltseitige Temperatur	22 °C

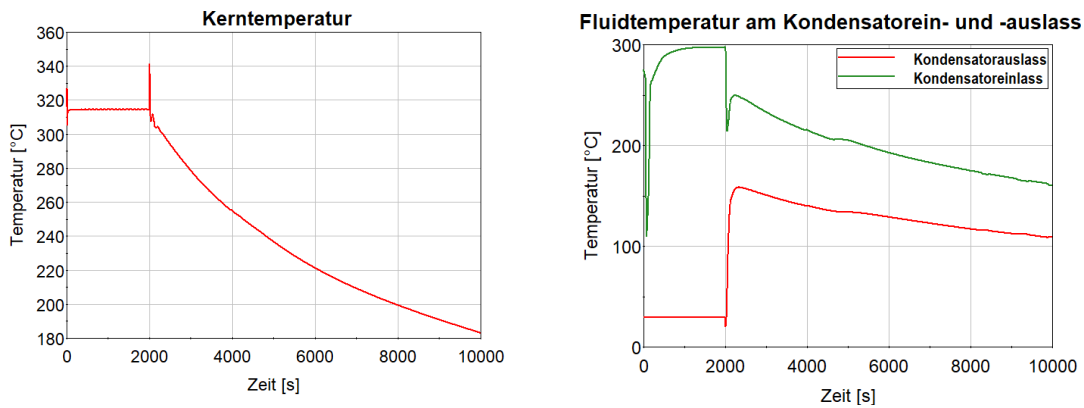


Abb. 5.14 Verlauf der Kern- und Kondensortemperaturen über die ersten 10.000 Sekunden

Kurz nach dem SBO beträgt die Temperatur zwischen dem Plattenwärmeübertragereinlass und dem Austritt des Kondensators 250 °C und wird dort auf 160 °C abgekühlt. Diese Spanne fällt auf ungefähr 170 °C und 110 °C innerhalb der ersten zwei Stunden (Abb. 5.14 rechts).

Auf der Tankseite erhöht sich die Temperatur am Kondensatorauslass von 20 °C auf 36 °C (Abb. 5.15 links). Diese Temperatur findet sich auch in den Tankkanälen, die nicht direkt mit dem Kondensatorauslass verbunden sind (Abb. 5.15 rechts) auf Höhe des Kondensatorauslasses bei 17 m und darüber. Der Wasserstand beträgt 20 m, darüber befindet sich Luft. Eine Temperaturschichtung nach unten ist nicht erkennbar.

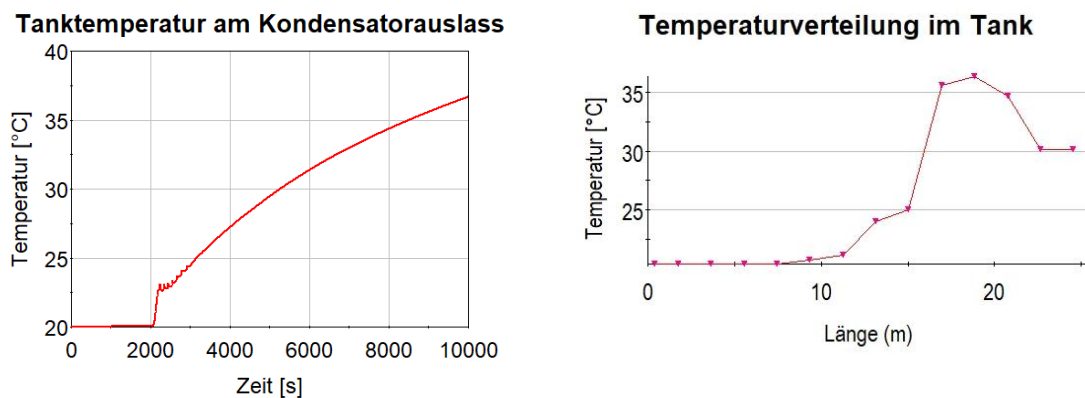


Abb. 5.15 Verlauf der Temperatur am Kondensatorauslass und Temperaturverteilung im Tank bei 10.000 s

Im Folgenden wird das längerfristige Verhalten des Systems drei Tage nach Eintritt des SBO beschrieben. Im Verlauf der Kerntemperatur ist zu sehen, dass die Wärme effektiv

über das passive System abgeführt wird (Abb. 5.16 links). Um 30.000 s herum wird die Akkumulatoreinspeisung ausgelöst, weil der Systemdruck unter 60 bar fällt. Die Temperatur stabilisiert sich wieder und fällt weiter. Nach grob 120.000 s (~ 33 h) hat sich das Wasserbecken so weit erwärmt, dass die Nachzerfallswärme nicht mehr vollständig abgeführt werden kann. Danach beginnt die Temperatur langsam wieder zu steigen, bleibt aber unterhalb von 130 °C am Ende des dritten Tages. Zu dieser Zeit erreicht der Tank auf Höhe des Kondensatorauslasses eine Temperatur von 77 °C (Abb. 5.16 rechts), der Boden des Tanks, aus dem das Wasser für den Kondensatoreintritt bezogen wird, hat sich auf 50 °C erwärmt. Wird der nahezu lineare Verlauf der Tanktemperatur am Kondensatorauslass extrapoliert, lässt sich abschätzen, dass es weitere 200.000 s, also über zwei Tage, dauern würde, im Tank am Kondensatorauslass Siedetemperatur zu erreichen. Das Modell des passiven Systems ist also allein und ohne weitere Maßnahmen in der Lage, über grob anderthalb Tage ohne weiteres Eingreifen die im Primärkreis erzeugte Wärme abzuführen und in den folgenden Tagen die Primärkreistemperatur effektiv zu begrenzen.

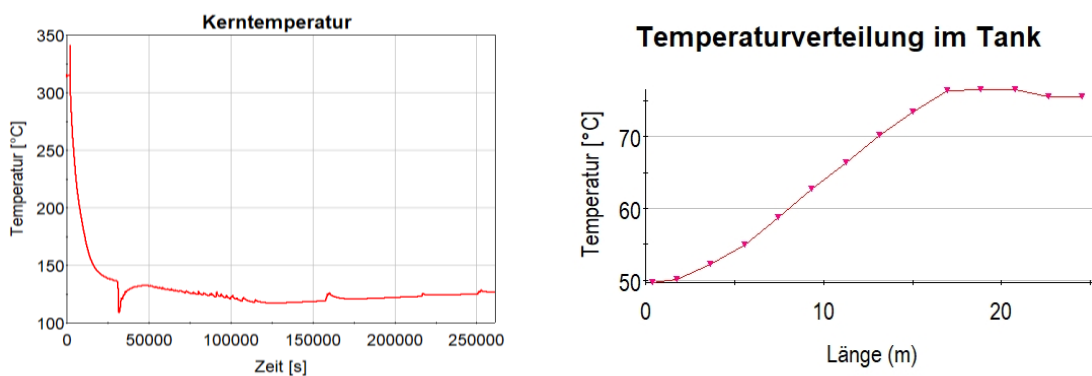


Abb. 5.16 Kerntemperatur und Kondensatorauslasstemperatur im Tank über 3 Tage

Frühere Modellierungen und Initialbedingungen der SCSG tendierten zu Instabilitäten. Hier war der Plattenwärmeübertrager beginnend mit der Unterkante der Wärmetauscherfläche mit Dampf gefüllt. Sobald die Ventile in den Kreisläufen geöffnet wurden und der überwiegend dampfgefüllte Plattenwärmetauscher mit dem kalten Wasser des Kondensators in Verbindung kam, fiel der Druck schlagartig von über 40 bar auf 1 bar ab (Abb. 5.17 links).

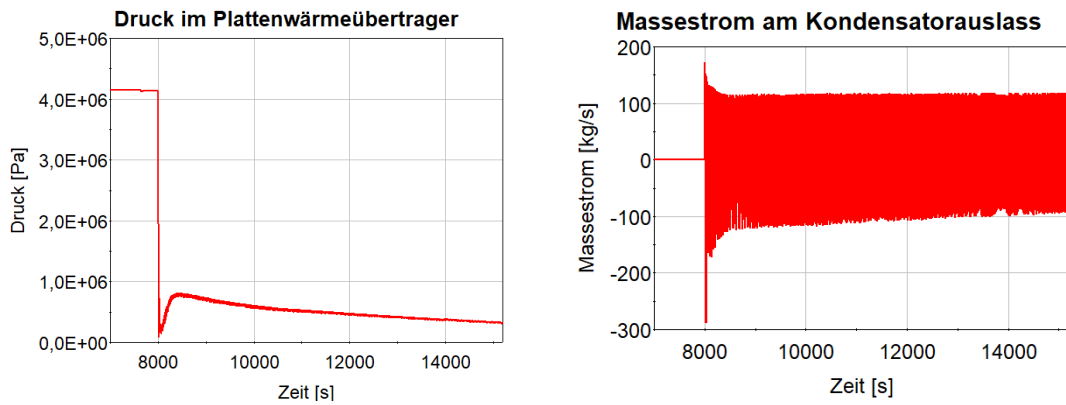


Abb. 5.17 Druckverlauf im dampfgefüllten Plattenwärmetauscher (links) und Massenstrom zwischen Kondensator und ursprünglich dampfgefüllten Plattenwärmetauscher (rechts)

Zusätzlich kam es im Rücklauf vom Kondensator zum Plattenwärmetauscher zu massiven Oszillationen des Massenstroms als Folge von Verdampfung im Plattenwärmeübertrager (Abb. 5.17 rechts). Diese Oszillationen beschränkten die Rechengeschwindigkeit stark.

Maßnahmen den Kreislauf zu stabilisieren waren erfolgreich. Der Plattenwärmetauscher ist nun zu Beginn der Simulation mit Wasser gefüllt, wodurch der Druck durch Sieden zunächst zunimmt und aufgrund der geringeren zu kondensierenden Dampfmenge nicht so stark abfällt wie zuvor (Abb. 5.18 links). Dies führt dazu, dass es deutlich seltener zu Verdampfung kommt und der Wärmetransport innerhalb des SCSG über den Kondensator überwiegend einphasig verläuft. Der Massenstrom zeigt nur noch vereinzelt Oszillationen, besonders folgend auf die Akkumulatoreinspeisung, und der Rückfluss während der Oszillationen ist nur gering (Abb. 5.18 rechts).

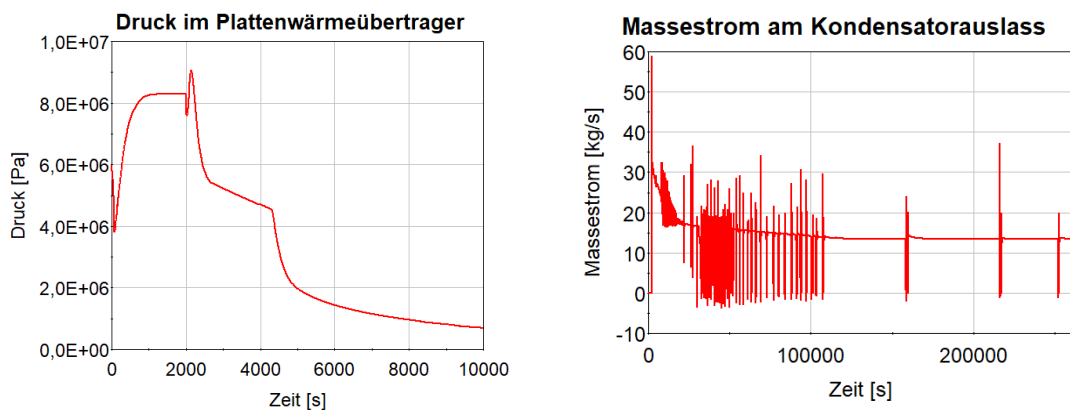


Abb. 5.18 Druckverlauf für den wassergefüllten Plattenwärmeübertrager (links) und Massenstrom vom Kondensator zum wassergefüllten Plattenwärmeübertrager (rechts)

Ein einphasiger Betrieb des Kondensators entspricht zwar nicht dem zweiphasigen Zwischenkühlkreislauf, der vom Herstellerkonsortium vermutlich vorgesehen ist, aber da keine Daten dazu zum Vergleich verfügbar sind, handelt es sich beim stärker gefüllten Kreislauf aufgrund der verbesserten Rechengeschwindigkeit um die bevorzugte Variante. Hiermit ließ sich das langfristige Verhalten über 3 Tage innerhalb einer vertretbaren Zeit berechnen.

Zusammenfassung:

Prinzipiell lässt sich das Nachwärmeabfuhrsystem bestehend aus drei Kreisläufen basierend auf dem NUWARD-Design mit AC²/ATHLET abbilden und simulieren. Bei einem postulierten SBO-Szenario wird die Nachwärme im ausreichenden Maße abgeführt. Nach drei Tagen hat der Pool noch nicht begonnen, zu verdampfen. Allerdings reicht die abgeführte Leistung nicht vollständig aus, um den Primärkreis auf unter 130 °C abzukühlen und nach einiger Zeit steigt die Primärkreistemperatur kontinuierlich leicht an, um die Wärmeabfuhr aufrechtzuerhalten.

Die neuen Korrelationen für den Wärmeübergang und Druckverlust in Plattenwärmeübertragern konnten hier angewendet werden, um die SCSG zu simulieren. Die erzielten Ergebnisse sind plausibel.

5.3 Passive Nachwärmeabfuhr mittels Bajonettwärmeübertragern (IKE)

Zur Anwendung der in Kapitel 4.1.1.4 beschriebenen Modellierung wurden das SCOR-Konzept /IAEA 06/ eines SMR herangezogen, bei dem Bajonett-Wärmetauscher zur Abführung der Nachwärme eingesetzt werden. SCOR ist ein integrales DWR-Design mit einem kompakten Primärkreislauf. Es ist für einen Betrieb mit einer thermischen Leistung von 2.000 MW ausgelegt, was einer elektrischen Leistung von 630 MW entspricht. Bei dieser Konstruktion sind die Komponenten des Primärkreislaufs wie Reaktorbehälter, Kühlmittelpumpen, Steuerstabantriebsmechanismus, Wärmetauscher des passiven Nachwärmeabfuhrsystems in einem kompakten und integrierten Design untergebracht. Nur der Dampferzeuger befindet sich auf dem Reaktorbehälter. Im Ringraum des SCOR sind sechzehn Module untergebracht, wobei jedes Modul eine Primärkühlmittelpumpe, ein Venturi-System und einen Bajonett-Wärmetauscher umfasst.

Die Nachwärmeabfuhr im Primärkreislauf erfolgt über sechzehn sogenannte **Residual heat Removal on the Primary circuit (RRP)**-Schleifen. Während zwölf RRP-Schleifen

durch Wärmetauscher in Kühltürmen gekühlt werden, werden die anderen vier RRP-Schleifen durch getauchte Wärmetauscher in Pools gekühlt. Die RRP-Schleifen sind speziell dafür ausgelegt, dem Primärsystem-Druck standzuhalten. Um den Druck in jedem RRP-Kreislauf zu kontrollieren, wird ein Wasserschloss verwendet, um die thermische Ausdehnung des Wassers von der Kaltabschaltung bis zum Betrieb mit voller Leistung zu kompensieren. Da es keine Ventile an den RRP-Kreisläufen gibt, bleiben die Kreisläufe heiß, wenn der Reaktor in Betrieb ist. Unter normalen Betriebsbedingungen führen die RRP-Schleifen jedoch fast keine Wärme ab, da die Wärmesenke nicht aktiv ist. Nach dem SCRAM-Signal wird die Wärmesenke aktiviert und die RRP-Schleifen beginnen, Wärme aus dem Primärkreislauf abzuführen. Die Phänomene für die Aktivierung der Wärmesenke werden in Abschnitt 5.3.1 beschrieben.

Im Rahmen dieser Studie wurde das in Abb. 5.19 gezeigte CAD-Modell auf der Grundlage von Informationen aus der Literatur und Schätzungen für einige fehlende Daten erstellt. Die in diesem Modell verwendeten geometrischen Informationen sind mit denen des AC²/ATHLET-Modells identisch.

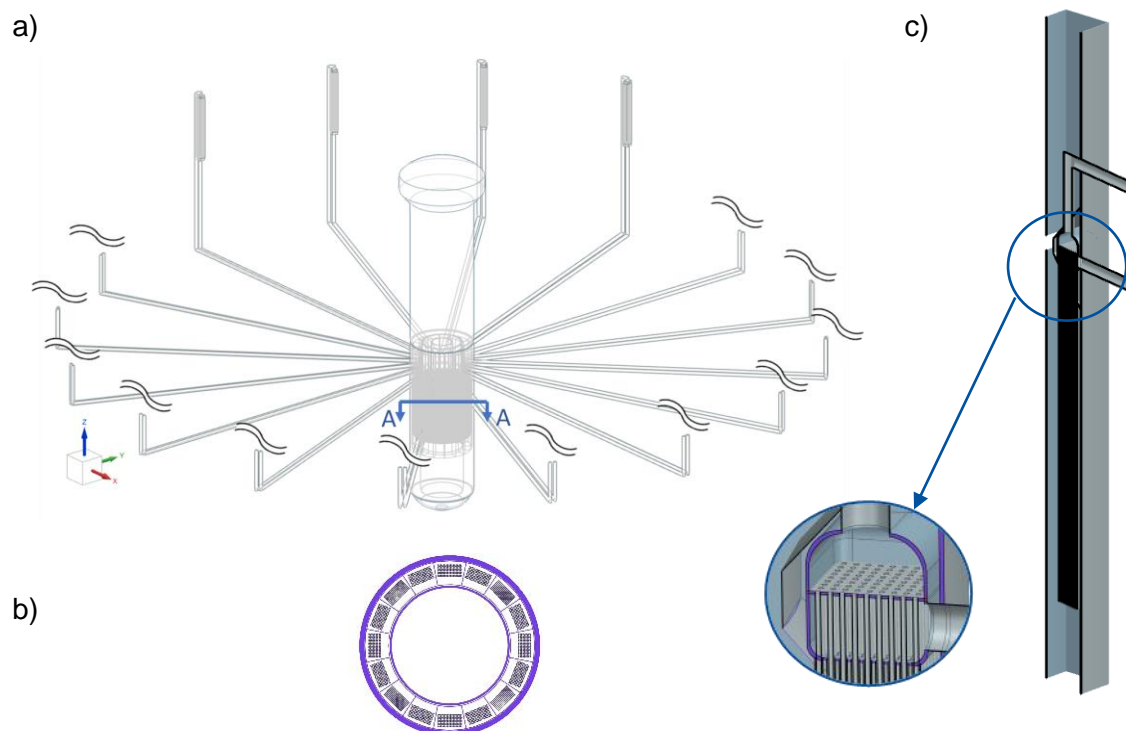


Abb. 5.19 Modell des SMART: (a) RRP mit dem Reaktor - nur RRP-Pool; (b) Schnitt A-A: Blick auf die Bajonettrohre im Fallrohr; (c) Querschnitt eines Moduls im Fallrohr

5.3.1 Modellierung des SCOR mit dem AC²/ATHLET-Code

Zur Darstellung des SCOR-Designs wurde ein generisches AC²/ATHLET-Modell erstellt, das in Abb. 5.20 dargestellt ist. Im Primärkreislauf strömt das Kühlmittel nach oben durch den Reaktorkern und nimmt dabei Wärme aus dem Kern auf und erhöht dessen Temperatur. Dann fließt es durch den Steigraum und das Zentrum des Druckhalters nach oben. Das erhitzte Kühlmittel fließt in den U-Rohren des Dampferzeugers aufwärts und abwärts und überträgt die Wärme über die U-Rohre an das Speisewasser auf der Sekundärseite des Dampferzeugers. Nach dem Verlassen des Dampferzeugers wird das Kühlmittel in einem ringförmigen Plenum gesammelt. Von dort wird es verteilt, um zu den sechzehn Modulen im Ringraum zu fließen. In jedem Modul wird das Kühlmittel von den Primärkühlmittelpumpen nach unten gepumpt, fließt dann durch die Venturidüse und um die Bajonettrohre herum nach unten. An der Unterseite des Fallraumes wird das Kühlmittel aus den sechzehn Modulen gemischt, erreicht dann das untere Plenum und fließt zurück durch den Kern.

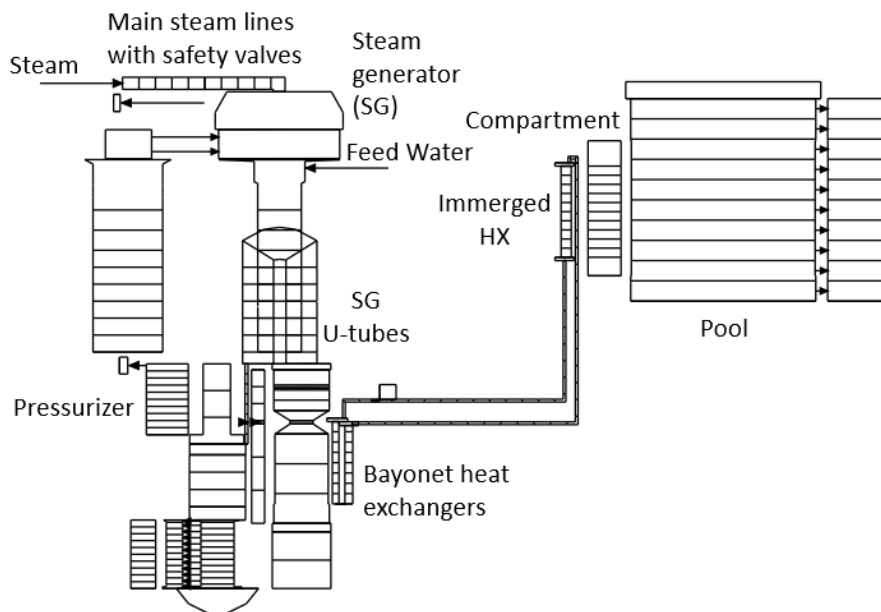


Abb. 5.20 Nodalisierung des SCOR-Modells in AC²/ATHLET

Die Konstruktion des Druckhalters des SCOR unterscheidet sich deutlich von der eines herkömmlichen DWR-Typs. Er ist ringförmig mit einer geschlossenen Oberseite und einer offenen Unterseite konzipiert. Durch die Öffnung an der Unterseite kann das Wasser in den Druckhalter ein- und aus ihm herausfließen. Er befindet sich im oberen Teil des Steigraums. Der Druckhalter mit dem primären Sicherheitsventil ist an den primären

Kreislauf angeschlossen. Der Sollwert des primären Sicherheitsventils ist auf 97 bar eingestellt. Es wird durch ein Signal des General Control Simulation Module gesteuert.

Im Sekundärkreislauf wird die von der Primärseite übertragene Wärme vom Speisewasser absorbiert, wodurch sich ein Dampf-Flüssigkeits-Gemisch bildet. Anschließend wird dieses Gemisch in den Wasserabscheider geleitet, wo es einem Trennungsprozess unterzogen wird. Nach der Trennung kehrt das Kondensat in das Fallrohr des Dampferzeugers zurück, während der Nassdampf in die Hauptdampfleitungen gelangt. Der U-Rohr-Dampferzeuger wird in AC²/ATHLET mit dem CW `STEAMGEN` modelliert und umfasst einen Abschnitt der Frischdampfleitungen mit den sekundärseitigen Sicherheitsventilen. Da der Schwerpunkt der Studie auf den transienten thermohydraulischen Eigenschaften des Primärkreislaufs und auf dem passiven Sicherheitssystem im Falle eines SBO-Unfalls liegt, lässt das in dieser Studie verwendete Modell die Turbinen und Hilfsanlagen des Sekundärkreislaufs außer Acht. Die Speisewasserversorgung und die Frischdampfleitungen werden durch FILL-Objekte und GCSM-Signale modelliert. Während des SBO wird der Dampferzeuger isoliert. Dies wird erreicht, indem die Massenströme sowohl in der Speisewasser- als auch in der Frischdampfleitung mithilfe von GCSM-Signalen auf null reduziert werden.

Die RRP-Schleifen werden verwendet, um die Nachzerfallswärme aus dem Primärkreis abzuführen. Sechzehn Bajonett-Wärmetauscher, die sich im Reaktor-Ringraum befinden, wurden modelliert, basierend auf den Erfahrungen aus /CEV 22a/, /CEV 22c/, /CEV 22d/, /BUC 22a/. Für diese Studie werden bis zu vier RRP-Schleifen aktiviert, die durch eingetauchte Wärmetauscher in den Pools gekühlt werden. Der RRP-Kreislauf besteht aus dem Bajonett-Wärmetauscher, den heißen und kalten Strängen und dem Wärmetauscher im Pool. Jeder getauchte Wärmetauscher in den Pools befindet sich in einer separaten Kammer. Die Kammer wird mit einem TFO modelliert und verfügt über ein Ventil an der Oberseite, während der Boden zum Pool hin offenbleibt. Dieses TFO wird anfänglich als dampfgefüllt modelliert, da während des normalen Betriebs des Reaktors das Wasser in der Kammer zu sieden beginnt und der erzeugte Dampf aufgrund des geschlossenen Ventils in der Kammer eingeschlossen ist. Mit dem SCRAM-Signal werden die Ventile der Kammern automatisch geöffnet. Dadurch wird der erzeugte Dampf aus dem oberen Teil der Kammern abgelassen und Wasser kann von unten eindringen. Dies ermöglicht die passive Wärmeabfuhr durch natürliche Zirkulation sowohl in den Pools als auch in den RRP-Schleifen. Abb. 5.21 zeigt die Ereignisse, die im Inneren der Kammer vor und gleich nach dem SBO stattfinden.

Der Pool wird mit zwei TFOs modelliert, die jeweils 90% und 10% des Gesamtvolumens umfassen und mit Querverbindungen (CCOs) versehen werden, um die freie Konvektion des Wassers im Pool zu ermöglichen. Ein Time-Dependent Volume (TDV) ist mit dem oberen Teil des Pools verbunden um die Randbedingungen festzulegen.

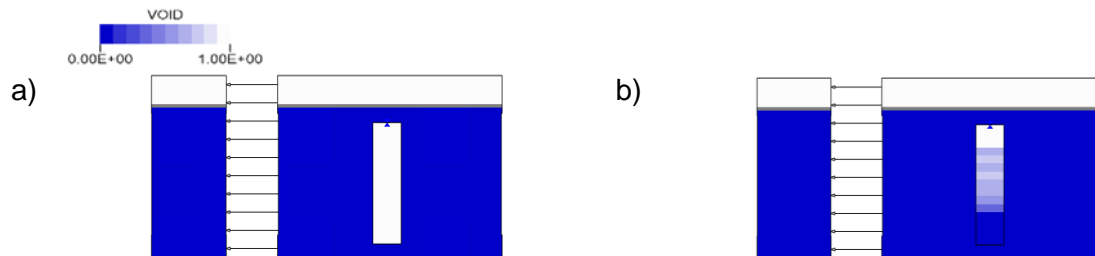


Abb. 5.21 Veranschaulichung der Ereignisse im Inneren des Kompartiments (a) vor und (b) unmittelbar nach dem SBO

5.3.2 Verifizierung der Eingabedaten & Steady-State-Analyse

Da nicht alle für den Eingabedatensatz erforderlichen geometrischen Daten aus der Literatur entnommen werden konnten, wurden einige fehlende geometrische Daten anhand einer skalierten und qualitativ hochwertigen Darstellung von SCOR aus der Literatur, in der die wichtigsten Details dargestellt sind, näherungsweise ermittelt. Zur Plausibilitätsprüfung wurden die aus der Abbildung ermittelten Maße mit einigen bekannten Maßen verglichen. Für fehlende thermohydraulische Daten wurden möglichst plausible Annahmen getroffen.

Die Durchführung einer Steady State-Analyse ist zum einen notwendig, um konsistente Anfangsbedingungen nachfolgende transiente Analysen zu erhalten. Außerdem können die Ergebnisse zum stationären Zustand zur Überprüfung der Genauigkeit des entwickelten Modells herangezogen werden. Um den generischen Eingabedatensatz zu überprüfen, wurde daher eine Steady-State-Analyse bei 100% Kernleistung durchgeführt und die Ergebnisse mit veröffentlichten Designdaten verglichen.

5.3.2.1 Ergebnisse der Steady-State-Analyse

In dieser Studie wurde der stationäre Zustand über eine instationäre Rechnung bestimmt, indem die Randbedingungen für einen ausreichend langen Zeitraum (5.000 Sekunden) konstant gehalten wurden. Der Endzustand dieser Steady-State-Analyse wird als Ausgangszustand für die nachfolgenden transienten Analysen angenommen. Abb. 5.22a zeigt die Variation der Kerneinlass- (rot) und Kernausslasstemperatur (blau).

Abb. 5.22b zeigt die Veränderung des Drucks auf der Primär- (rot) und Sekundärseite (blau) im stationären Zustand. Der Druck im Primärkreislauf bleibt nach etwa 1.000 s konstant bei 8,8 MPa und der Druck auf der Sekundärseite des Dampferzeugers bleibt konstant bei 3,2 MPa, wie in der Abbildung dargestellt. Abb. 5.22c zeigt die Variation des Massendurchsatzes des primären Kühlmittels (rot) und des Dampfes (blau).

Tab. 5.4 zeigt den Vergleich der Ergebnisse der AC²/ATHLET-Steady-State-Analyse mit den veröffentlichten Designwerten. Generell kann eine sehr gute Übereinstimmung festgestellt werden. Es ist daher gerechtfertigt, auf dieser Basis mit den transienten Analysen fortzufahren.

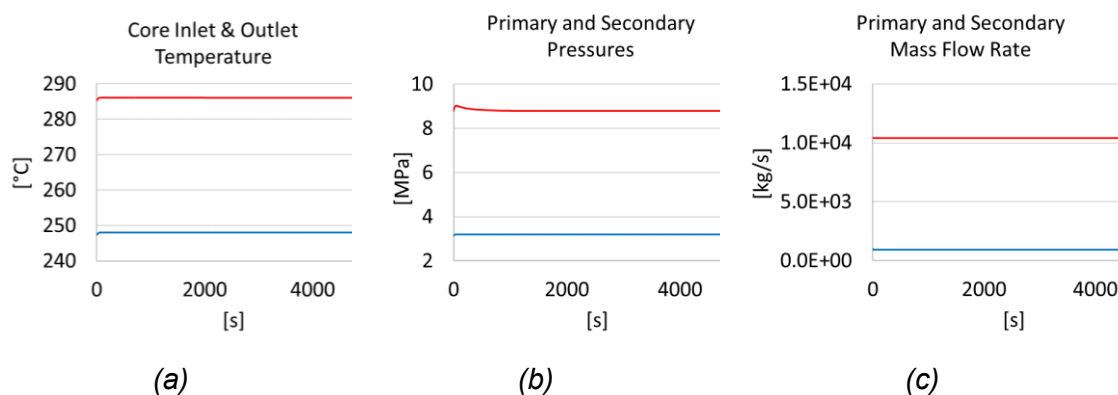


Abb. 5.22 Veränderung der wichtigsten Parameter während der Analyse im stationären Zustand

Tab. 5.4 Vergleich der Ergebnisse für Normalbetrieb mit den Entwurfsdaten

	Parameter	Ref. Wert	ATHLET Ber.	% Abw.
Reaktor Param	Massenstrom [kg/s]	10.465	10.400	0,6
	Primärdruck [MPa]	8,8	8,79	0,1
	Einlass-Kerntemperatur [°C]	246,4	248,0	-0,7
	Auslass-Kerntemperatur [°C]	285,4	286,1	-0,3
DE Param	Dampfdurchsatz [kg/s]	987	987	0,0
	Dampfdruck [MPa]	3,2	3,20	0,0

5.3.3 Transiente Analyse

Das gewählte transiente Szenario für diese Studie ist der Station Blackout (SBO). Wie bereits erwähnt, verfügt das SCOR-Design über ein passives Nachwärmeabfuhrsystem, um die Fähigkeit zur Bewältigung von Unfällen zu verbessern. Der SBO ist ein typischer auslegungsüberschreitender Unfall. Gemäß dem IAEA Safety Guide SSG 34 mit dem Titel "Design of Electrical Power Systems for Nuclear Power Plants" /IAEA 16b/ bezieht sich ein SBO auf einen Zustand in einem Kernkraftwerk, bei dem es zu einem vollständigen Verlust der Wechselstromversorgung aus externen Quellen, dem Hauptgenerator und den Notstromquellen kommt.

Es wurde angenommen, dass der SBO-Unfall bei 0 Sekunden beginnt. Unmittelbar nach dem SBO-Ereignis finden mehrere Aktionen statt: Die primären Pumpen schalten sich ab, die Speisewasserversorgung der Sekundärseite des Dampferzeugers wird unterbrochen und die Ventile der Hauptdampfabspernung beginnen sich zu schließen. Zwei Sekunden später tritt SCRAM ein und die Leistung des Reaktors sinkt auf das Niveau der Nachzerfallswärme. Das SCRAM-Signal löst die Öffnung der Ventile aus, die sich im oberen Teil der Kammern befinden. Sobald die Ventile geöffnet sind, wird das passive Wärmeabfuhrsystem aktiviert und die RRP-Schleifen beginnen, die Nachzerfallswärme von der Primärseite in die Pools abzuführen. Für diese Studie wird davon ausgegangen, dass sich der Unfall direkt am Ende von drei Betriebsperioden mit einer Betriebszeit von 720 Tagen und einer dazwischen liegenden 60-tägigen Wartungsperiode ereignet. Die Nachwärmekurve, die in den Simulationen verwendet wird, wird unter Anwendung der DIN 25463 berechnet /DEU 90/. Für einen konservativen Ansatz wurden zwei Standardabweichungen σ für die Spaltprodukte und eine Unsicherheit von 0,4% für die thermische Leistung des Reaktors in die Berechnung einbezogen /PHI 12/. Die angewandte Nachwärmekurve ist in Abb. 5.23 gezeigt.

Die transienten Analysen beginnen mit dem Zustand, der bei 5.000 s der Steady-State-Analyse definiert wurde. Die Simulationen des SBO-Szenarios wurden für fünf verschiedene Fälle durchgeführt: Fall 1 mit einer aktiven RRP-Schleife, Fall 2 mit zwei aktiven RRP-Schleifen, Fall 3 mit drei aktiven RRP-Schleifen, Fall 4 mit vier aktiven RRP-Schleifen und der Referenzfall ohne jegliches Sicherheitssystem außer den Sicherheitsventilen. Alle Simulationen beginnen mit demselben Ausgangszustand, abgesehen von minimalen numerischen Unterschieden, die sich aus der unterschiedlichen Anzahl aktiver RRP-Schleifen ergeben.

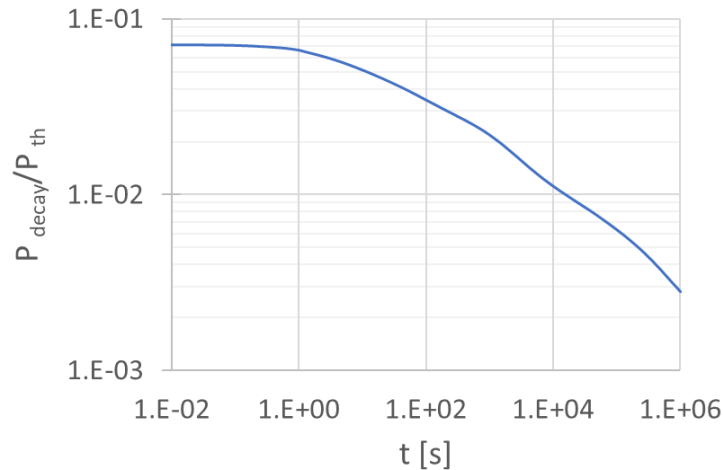


Abb. 5.23 Kurve der Nachzerfallswärme

5.3.3.1 Ergebnisse der Transienten-Analysen

In diesem Abschnitt wird zunächst die Abfolge der Ereignisse, die im Referenzfall stattgefunden haben, zum besseren Verständnis der nachfolgenden Ergebnisse skizziert. Anschließend wird ein Code-zu-Code-Vergleich mit in der Literatur verfügbaren CATHARE-Ergebnissen für den Referenzfall durchgeführt /CHE 05/. Danach werden die Ergebnisse der Simulationen analysiert, die durch die Aktivierung einer unterschiedlichen Anzahl von RRP-Schleifen im Modell durchgeführt wurden.

Im Referenzfall wird die Nachwärme zunächst durch den Naturumlauf auf der Primärseite und durch die Verdampfung von Wasser auf der Sekundärseite des Dampferzeugers während der Anfangsphase des Übergangs abgeführt. Die Kombination aus Wasserverdunstung und fehlender Notbespeisung führt zur Erschöpfung des Wassers auf der Sekundärseite des Dampferzeugers (siehe Abb. 5.24a). Innerhalb der ersten Sekunden des Ereignisses sinkt der Primärdruck aufgrund der Reduzierung der Kernleistung auf das Niveau der Nachzerfallswärme plötzlich ab. Es folgt ein rascher Anstieg und ein anschließender Rückgang auf ein bestimmtes Niveau aufgrund der Pufferwirkung des Dampferzeugers (siehe Abb. 5.24b). In der Zwischenzeit nimmt auch die Leistung des Dampferzeugers ab, da der Wasserstand im Dampferzeuger weiter sinkt. Wenn der Dampferzeuger nicht mehr in der Lage ist, ausreichend Energie abzuführen, steigt der Primärdruck bis zum Sollwert der primärseitigen Druckbegrenzungsventile (siehe Abb. 5.24b), woraufhin sich diese öffnen. Danach sinkt das Primärkreisinventar aufgrund des zunehmenden Kühlmittelverlustes (siehe Abb. 5.24c). Nach einer gewissen Zeit wird der Kern freigelegt und die Kernzerstörung würde beginnen.

Die AC²/ATHLET-Ergebnisse des Referenzfalls wurden mit Ergebnissen des CATHARE-Codes verglichen (siehe Abb. 5.24) /CHE 05/. Sowohl die CATHARE- als auch die AC²/ATHLET-Berechnungen beginnen bei 100 % der Reaktorleistung. Allerdings sind spezifische Details zu den Randbedingungen der CATHARE-Berechnung nicht bekannt. Außerdem könnten Unterschiede zwischen den in diesen Simulationen verwendeten Geometrien bestehen, da die AC²/ATHLET-Eingabedaten auf der Grundlage der verfügbaren Literatur erstellt wurden. Trotz dieser Unsicherheiten kann dieser Vergleich Einblicke in die Zuverlässigkeit des generischen AC²/ATHLET-Simulationsmodells bieten, wenn berücksichtigt wird, dass die CATHARE-Berechnung vom Konstrukteur des SCOR-Reaktors durchgeführt wurde. Der Vergleich wurde für den Primärkühlmitteldruck und die Wassermassen der Primär- und Sekundärseite durchgeführt. Wie in Abb. 5.24 zu sehen ist, sind alle Ergebnisse in einem qualitativen Vergleich sinnvoll. Allerdings gibt es geringfügige quantitative Abweichungen, die aufgrund der nicht identischen Randbedingungen zu erwarten sind.

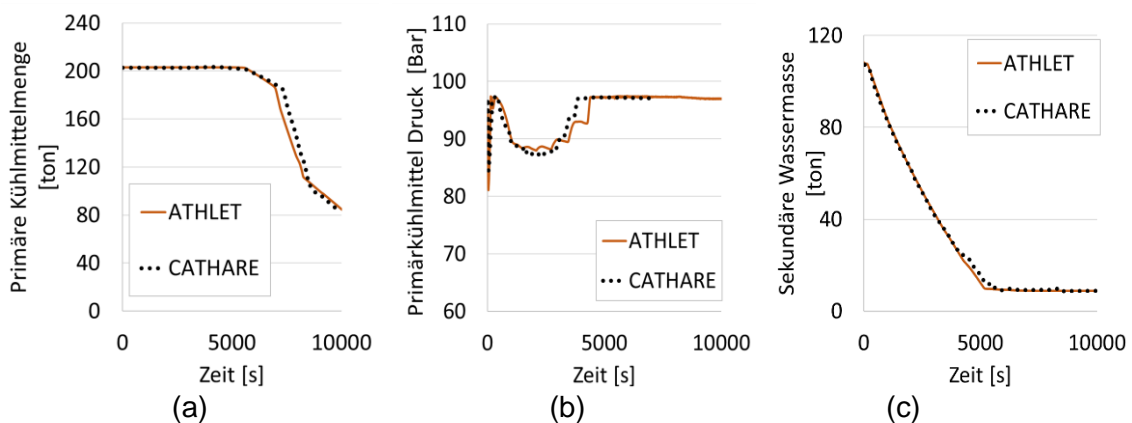


Abb. 5.24 Sekundäre Wassermasse (a) Primärkühlmittel Druck (b) Primäre Kühlmit-
telmenge ohne Druckhalter (c)

Durch die Aktivierung der RRP-Schleifen im Modell wird zusätzlich zum Puffereffekt des Dampferzeugers die Nachwärme durch die RRP-Schleifen abgeführt. Wie in Abb. 5.25 zu sehen ist, nimmt der Primärdruck mit zunehmender Anzahl aktiver RRP-Schleifen schneller ab. Ebenso nimmt die Zeit, die der Primärdruck benötigt, um den Sollwert des primären Sicherheitsventils zu erreichen, mit zunehmender Anzahl aktiver RRP-Schleifen in den Modellen zu.

Abb. 5.26 veranschaulicht die Menge an Wasser, die auf der Sekundärseite des Dampferzeugers vorhanden ist. Wie in der Abbildung dargestellt, dauert das Ausdampfen des Dampferzeugers im Referenzfall etwa eineinhalb Stunden. Die Anzahl der RRP-Schleifen wirkt sich auf die Menge des auf der Sekundärseite des Dampferzeugers

verbleibenden Wassers aus. Eine Erhöhung der Anzahl der RRP-Schleifen führt dazu, dass mehr Wasser im Dampferzeuger verbleibt.

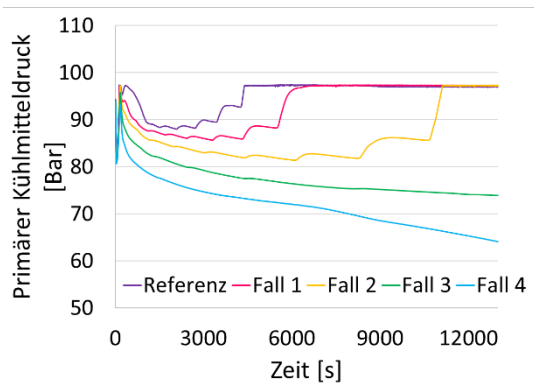


Abb. 5.25 Primärer Kühlmitteldruck

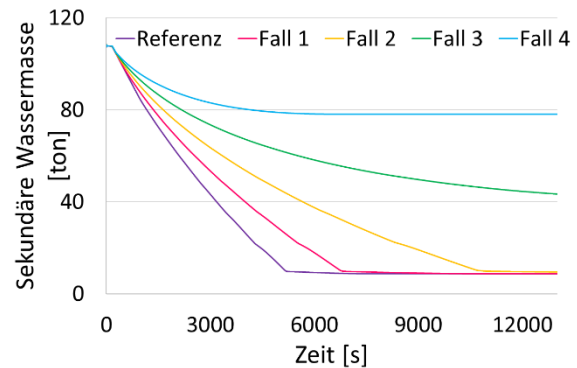


Abb. 5.26 Sekundäre Wassermasse

Abb. 5.27 zeigt die Veränderung der Primärkreis Kühlmittelmasse im Laufe der Zeit. Wenn der Primärdruck den Sollwert des Sicherheitsventils erreicht, wird Kühlmittel abgelassen, um den Primärdruck bei 97 bar zu halten. Dieses Phänomen ist in der Abbildung deutlich zu erkennen, insbesondere für den Referenzfall und Fall 1. In den Fällen 3 und 4 gibt es keine Veränderung der Masse, da das Sicherheitsventil während des in der Abbildung dargestellten Zeitraums geschlossen bleibt.

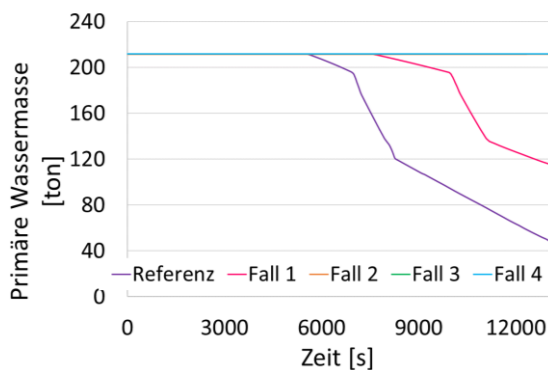


Abb. 5.27 Primäre Wassermasse

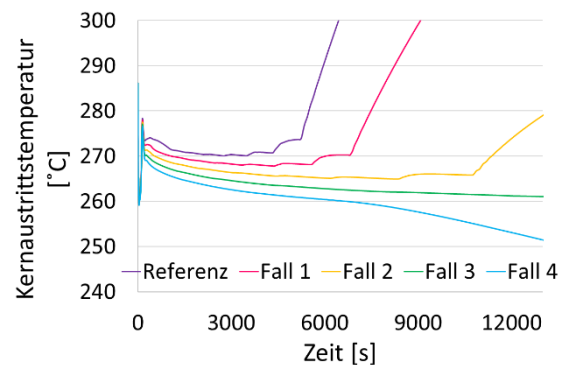


Abb. 5.28 Kernaustrittstemperatur

Abb. 5.28 zeigt die Kernaustrittstemperatur über die Zeit. Nach dem SCRAM steigt die Temperatur zunächst schnell an, um dann aufgrund des Puffereffekts des Dampferzeugers und des Einflusses der RRP-Schleifen auf ein bestimmtes Niveau zu fallen. Im Referenzfall beginnt die Temperatur zu steigen, wenn der Puffereffekt des Dampferzeugers abnimmt. Dies geschieht in weniger als einer Stunde. Mit der Erhöhung der Anzahl der RRP-Schleifen verlängert sich dieser Zeitraum. Es ist zu erkennen, dass für den in der

Abbildung dargestellten Zeitraum die Fälle 3 und 4 ausreichen, um die Abfuhr der Nachzerfallswärme zu gewährleisten.

Es ist jedoch wichtig zu bedenken, dass die Pools als Wärmesenken nur für eine bestimmte Dauer eine begrenzte Autonomie haben. Das Wasser in den Pools verdampft und die Wärmeabfuhrkapazität des Systems nimmt ab. Da keine weitere Wärme durch RRP-Schleifen abgeführt werden kann und die Nachwärme bestehen bleibt, steigen sowohl der Druck als auch die Temperatur auf der Primärseite wieder an.

Abb. 5.29 zeigt den Vergleich zwischen der Nachzerfallswärme und der durch die beiden RRP-Schleifen und die Pufferwirkung des SG abgeführten Leistung. In den ersten Stunden wird der Primärseite aufgrund der Pufferwirkung des SG eine erhebliche Wärmemenge entzogen. Danach entziehen die RRP-Schleifen der Primärseite weiterhin Energie. Wie erwartet, fällt die abgeführte Leistung zunächst in Fall 1 und dann in den Fällen 2 und 3 unter die Zerfallswärmekurve. Nur in Fall 4 wurde festgestellt, dass die Sicherheit der Anlage für mindestens 72 Stunden gewährleistet werden kann. Dies zeigt, dass das SBO-Szenario passiv (innerhalb des Behälters, der RRP-Schleifen und der Wärmesenken) nur mit vier RRP-Schleifen effektiv behandelt werden kann.

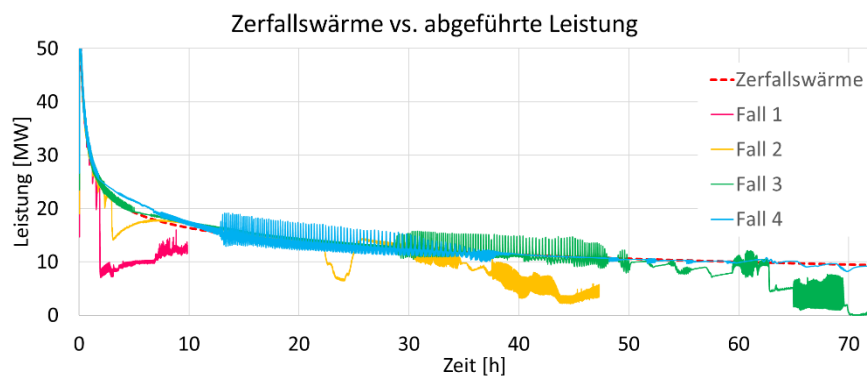


Abb. 5.29 Zerfallswärme vs. abgeführte Leistung

5.3.4 Schlussfolgerungen

In diesem Arbeitspaket wurde das passive Wärmeabfuhrsystem für den integrierten Druckwasserreaktor SCOR untersucht, bei dem Bajonett-Wärmetauscher verwendet werden. Die Analysen wurden mit der in AP1.4 entwickelten und erweiterten Version von AC²/ATHLET durchgeführt. Die Studie konzentriert sich speziell auf die RRP-Schleifen mit den Pools. Auf der Grundlage verfügbarer Daten aus der Literatur wurde ein allgemeiner Eingabedatensatz für die SCOR-Auslegung erstellt. Anschließend wurde eine

Steady-State-Analyse bei 100 % Kernleistung durchgeführt und die Ergebnisse mit veröffentlichten Designdaten verglichen, um den Eingabedatensatz zu verifizieren. Die Ergebnisse der AC²/ATHLET-Berechnung und die veröffentlichten Konstruktionsdaten stimmten gut überein. Im Anschluss an diese Schritte wurden die transienten Analysen in fünf verschiedenen Szenarien durchgeführt. Diese Analysen umfassten den Fall ohne Sicherheitssystem außer den Sicherheitsventilen und die Fälle mit einem, zwei, drei und vier aktiven RRP-Schleifen im Reaktor. Die Ergebnisse der transienten Analysen wurden im Detail untersucht und zeigen, dass die Beibehaltung von vier der sechzehn RRP-Schleifen ausreicht, um die Nachzerfallsleistung für mindestens 72 h effektiv zu kontrollieren, sogar während des SBO-Ereignisses. Darüber hinaus wurden Vergleiche zwischen den Ergebnissen des AC²/ATHLET-Codes und den veröffentlichten Ergebnissen des CATHARE-Codes /CHE 05/ für den Referenzfall durchgeführt, die eine gute qualitative Übereinstimmung der Simulationsmodelle zeigten.

5.4 Zeitlich unbegrenzte Nachwärmeabfuhr mittels Wärmerohren (IKE)

Zur Überprüfung der Anwendbarkeit von LTS-Bündeln für die unbegrenzte Abfuhr von Nachwärme wurde das Design des SMART-Reaktors als Einsatzszenario herangezogen. Aufgrund der entscheidenden Bedeutung der Höhenunterschiede innerhalb des passiven Nachwärmeabfuhrsystems (NWS) zur Gewährleistung der natürlichen Zirkulation und zur Bestimmung des Zweiphasenbetriebs der LTS-Bündel ist die Modellierung der meisten Komponenten des NWS erforderlich, um die Leistungsfähigkeit von AC²/ATHLET zu bewerten.

Im Rahmen der Entwicklung des SMART-Designs wurden auch mehrere Versuchsanlagen erstellt, um verschiedene Aspekte der Auslegung experimentell überprüfen zu können. Die Untersuchung des NWS von SMART erfolgt über die VISTA-ITL-Anlage /PAR 14/, die das Wärmeabfuhrsystems im Maßstab 1:2,77 repräsentiert. Die Daten dieser Anlage dienen der anfänglichen Validierung der AC²/ATHLET-Modelle, insbesondere um mehrere Komponenten des PRHS zu berücksichtigen. Daraufhin wurden generische Simulationen zum SMART-Design durchgeführt, beginnend mit den stationären Zuständen bis zur Simulation eines SBO-Szenarios. Anschließend wurden in einem Code-to-Code-Vergleich die Ergebnisse von AC²/ATHLET denen des Codes MARS-KS gegenübergestellt.

Bündel (LTS_V und LTS_K) wurde ebenfalls im Modell simuliert, wobei die Verdampfungszonen in den NKT_0 eintauchen und die Kondensationszonen Wärme an einen Luftkühlturm LKT_0 abgeben.

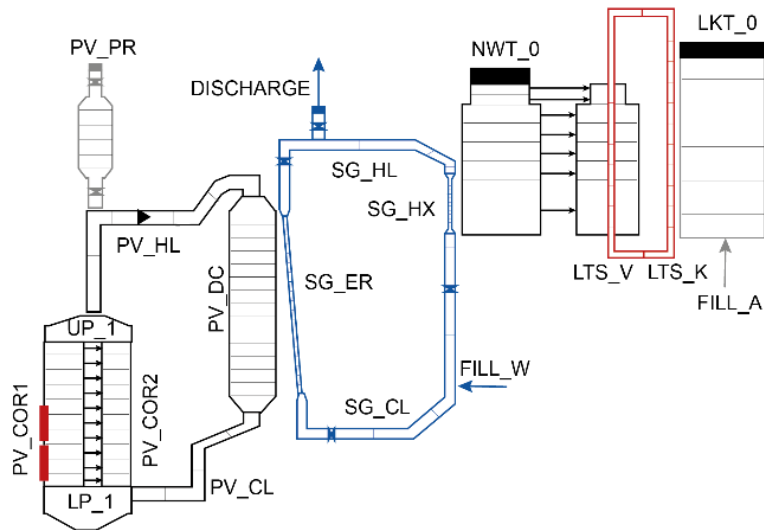


Abb. 5.31 AC²/ATHLET-Nodalisation. Angepasst von /MIN 14/

Die mit AC²/ATHLET berechneten stationären Zustände (sim) wurden mit den experimentellen Werten (exp) verglichen, die in Tab. 5.5 dargestellt sind. Ergebnisse für die wichtigsten Parameter des Primär- und Sekundärkreises werden für 100 % und 20 % der nominellen Wärmeleistung angegeben. Für die meisten Parameter wurde eine sehr gute Übereinstimmung mit den experimentellen Werten erzielt.

Tab. 5.5 Experimentelle und berechnete Ergebnisse für stationäre Zustände der VISTA-ITL-Anlage

*SG: Dampf- erzeuger	Primärkreis				Sekundärkreis			
	SG Ein- tritt T (°C)	SG Aus- tritt T (°C)	Druck Druck- halter (MPa)	Mas- sen- strom (kg/s)	SG Ein- tritt T (°C)	SG Aus- tritt T (°C)	Mas- sen- strom (kg/s)	SG Aus- tritts- druck (MPa)
100% exp	324	296	14.92	2.54	50	318	0.15	5.20
100% sim	326	299	14.91	2.52	50	320	0.13	5.21
20% exp.	314	309	15.0	2.70	50	314	0.039	5.01
20% sim.	312	308	14.99	2.61	50	313.5	0.033	5.01

Das SBO-Szenario wurde gemäß der experimentellen Abfolge von Ereignissen simuliert: Nach dem Ausfall der Primärkühlmittelpumpe wurde die Wärmezufuhr auf 5 % ihres ursprünglichen Werts reduziert, und das Ventil zum Nuklearwärmeabfuhrsystem öffnete sich, um den Sekundärdampf zum Dampferzeuger SG_HX umzuleiten. Anschließend erfolgte eine weitere Reduzierung der Wärmezufuhr auf 3 % und 1 % nach 780 bzw. 1.400 Sekunden. Abb. 5.32 veranschaulicht die zeitlichen Verläufe der experimentellen und simulierten Ergebnisse für die Einlasstemperatur des SG_HX (a) sowie die durchschnittliche Temperatur im Notkühltank (b). Die Analyse ergab eine umfassende Übereinstimmung zwischen den Datensätzen sowohl für die Einlasstemperatur des SG_HX als auch für die durchschnittliche Temperatur im NKT-Becken. Hervorzuheben ist, dass keine stationären Zustände für die Beckentemperatur erreicht wurden, da diese im Laufe der Zeit kontinuierlich anstieg und den empfohlenen Betriebswert von 70 °C überschreiten könnte.

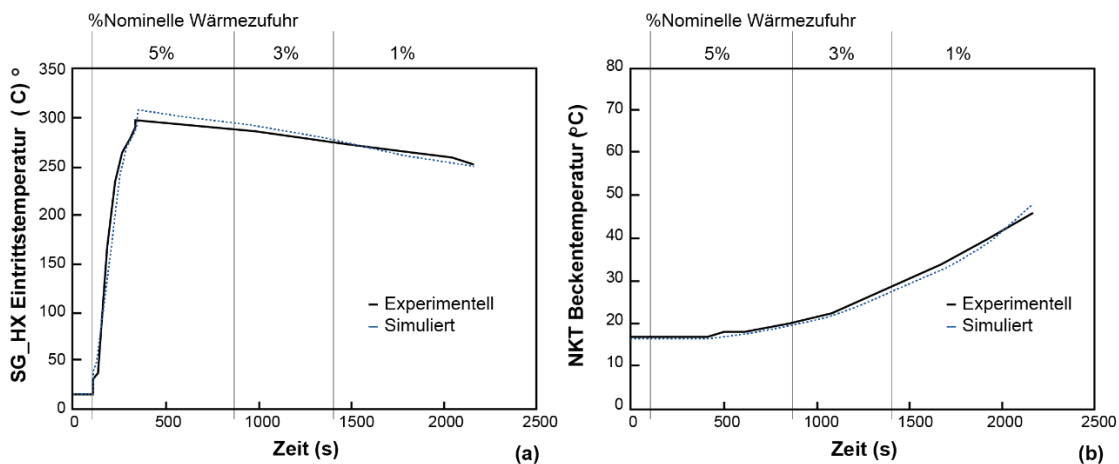


Abb. 5.32 SBO-Szenario für (a) SG_HX-Einlasstemperatur und (b) NKT-Durchschnittstemperatur

Um die zeitlich unbegrenzte Nachwärmeabfuhr mittels eines LTS-Bündels zu bewerten, wurde die Simulationszeit auf 4.500 s verlängert und ein Set von 10 LTS an das ECT und an einen Luftkühlturm als Wärmesenke angeschlossen. Abb. 5.33 zeigt die Ergebnisse der ECT-Durchschnittstemperatur für einen LTS-Füllungsgrad (FR) von 40 % (a) und 27 % (b). Die gepunkteten roten und blauen Linien zeigen die Beckentemperaturen mit bzw. ohne angeschlossenen LTS. Die graue durchgezogene Linie entspricht der Temperatur des Arbeitsmediums (Wasser, WF_T) innerhalb der LTS in ihrem Verdampfungsabschnitt. Es ist deutlich zu erkennen, dass der FR den LTS-Betriebsdruck beeinflusst und den zweiphasigen Sättigungszustand bestimmt.

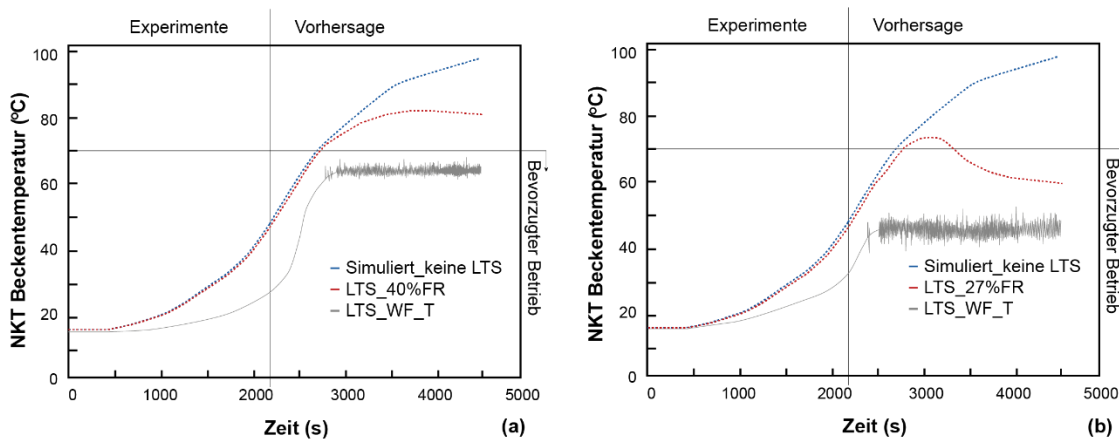


Abb. 5.33 SBO mit LTS bei (a) 40 % und (b) 27% Füllungsgrad

Bei einem FR von 40 % erreichten die LTS eine durchschnittliche Sättigungstemperatur von 64 °C, und sie waren in der Lage, den Temperaturanstieg des Beckens zu verlangsamen. Allerdings konnte die Beckentemperatur nicht unter 70 °C gehalten werden. Im Gegensatz dazu wurden mit einem FR von 27 % eine durchschnittliche Sättigungstemperatur von 47 °C erreicht. Außerdem konnte die Zeit minimiert werden, in der die Temperatur des Wasserinventars über 70 °C lag. Als Schlussfolgerung ergibt sich, dass die Integration von LTS-Bündeln, die mit geeigneten Füllraten betrieben werden, die Möglichkeit bieten könnte, eine langfristige Kühlung der Notkühlbehälter zu gewährleisten.

5.4.2 Simulation des SMART-Reaktors

Um ein umfassendes System zur unbegrenzten Nachwärmeabfuhr (PRHRS) unter Verwendung von LTS zu bewerten, wurde das SMART-Design als Anwendungsfall ausgewählt. Der SMART-Reaktor wurde in AC²/ATHLET modelliert und anschließend Rechnungen zu einem SBO-Szenario durchgeführt. Im Anschluss wurden die Ergebnisse zur Langzeitkühlung (über einen Zeitraum von 72 Stunden hinaus) in einem Code-to-Code-Vergleich denen des Codes MARS-KS gemäß der Arbeit von /BAE 22/ gegenübergestellt.

Zusätzlich wurde die Wärmeabfuhr aus den Notkühlbehältern (ECTs) mittels LTS-Bündel berücksichtigt, und ihre Wirksamkeit bei der Aufrechterhaltung des Wasserinventars der ECTs während der transienten Phase wurde bewertet. Bei geeigneter Auswahl der Füllraten und Geometrien konnten Ergebnisse erzielt werden, die zeigen, dass der Einsatz von LTS-Bündeln das Potenzial hat, den Wasserstand und die Temperatur innerhalb der empfohlenen betrieblichen Grenzen zu halten.

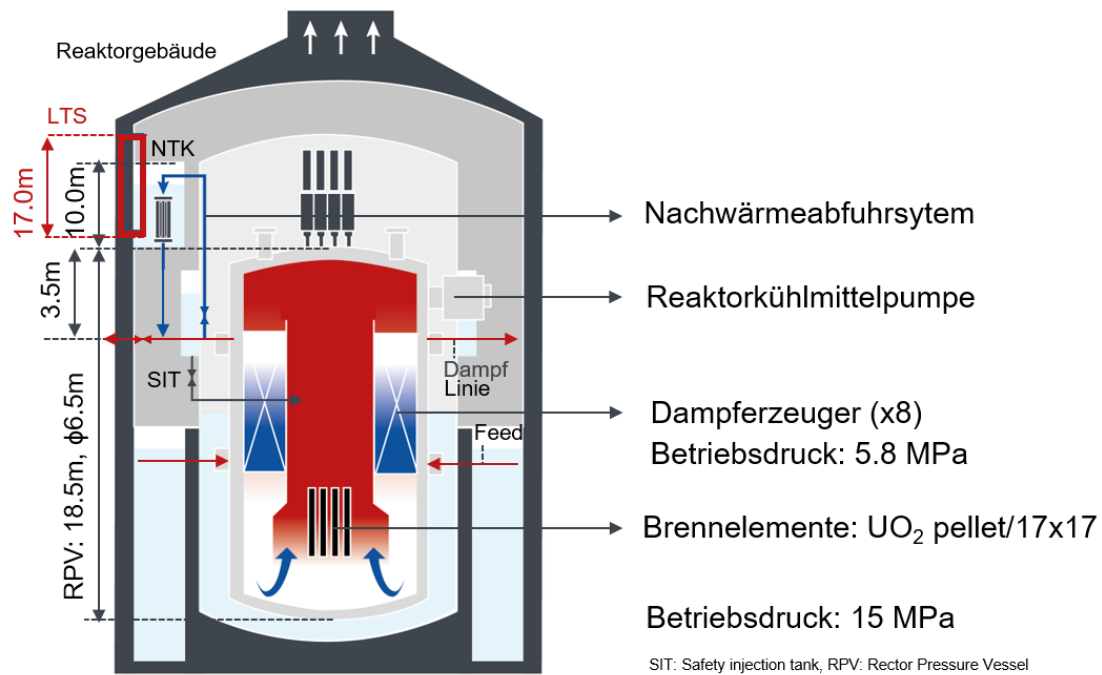


Abb. 5.34 Hauptkomponenten des SMART-Designs und wichtige Höhenunterschiede für das Passive Nachwärmeabfuhrsystem (PRHRS). Angepasst von /PAR 23/.

Abb. 5.34 zeigt die Hauptkomponenten des SMART-Designs zusammen mit den relevanten Höhenunterschieden bei der Modellierung seines PRHRS gemäß /PAR 23/. Dabei ist zu beachten, dass die Anordnung der Behälter in der Abbildung nicht notwendigerweise dem Originaldesign entspricht (siehe Abschnitt zum SMART in /IAE 22/). Abb. 5.35 zeigt die entsprechende AC^2 /ATHLET-Nodalisierung des betrachteten SMART Designs. Was das AC^2 /ATHLET-Modell betrifft, verfügt der Primärkreislauf des Reaktors über einen 2-Kanal-Kernansatz mit Querverbindungsobjekten (CCOs) und UO_2 -Pellets (17x17 Quadrat in 57 Brennelementen mit einer Gesamtleistung von 365 MW_{th}), einen Riser, einen Downcomer, einen integrierten Druckhalter sowie obere und untere Plenen. Der Druck im Primärsystem beträgt 15 MPa. Der Sekundärkreislauf besteht aus acht Dampfzeugern (SG, parallele Geometrien) die über Steigrohre an den Downcomer angeschlossen sind.

Das passive Nachwärmeabfuhrsystem ist an die Dampfleitung des Sekundärsystems angeschlossen, wobei das zugehörige Ventil im Normalbetrieb geschlossen bleibt. Das PRHRS besteht aus vier ECTs, die durch zwei parallele Kanäle mit Querverbindungen (CCOs) simuliert werden. Der vertikale Abstand zwischen der Dampfleitung und der Unterseite der ECTs beträgt 3,5 Meter. Zusätzlich wird ein passives

Sicherheitseinspeisensystem (Safety Injection Tank - SIT) als FILL-Objekt modelliert, um sämtliche am PRHRS beteiligten Systeme während eines SBO-Störfalls zu berücksichtigen. Eine vereinfachte Darstellung der simulierten Systeme ist in Tab. 5.6 aufgeführt. Für das ursprüngliche Referenzmodell und den Code-to-Code-Vergleich wurden zunächst keine Loop-Thermosiphon-Systeme (LTS) einbezogen.

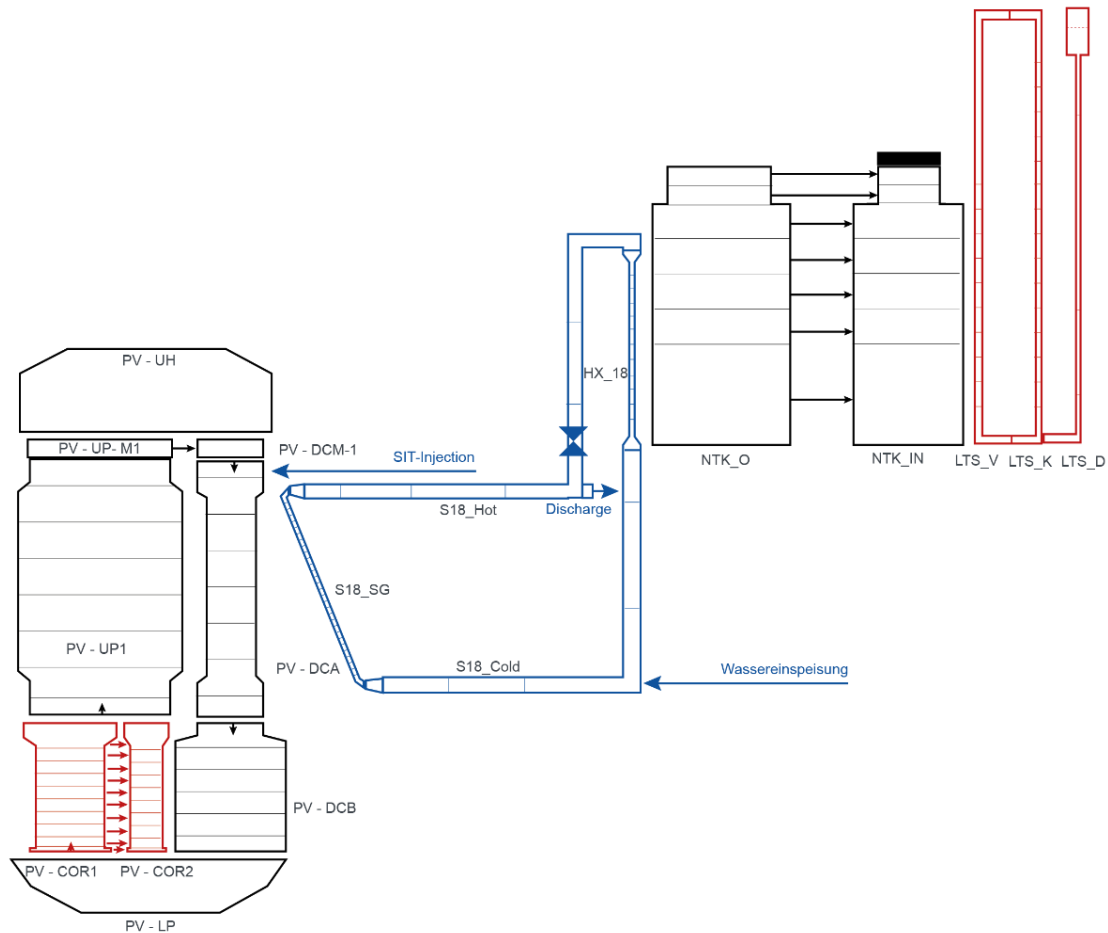


Abb. 5.35 AC²/ATHLET-Nodalisierung des SMART-Reaktors

Mit AC²/ATHLET wurde zunächst der stationäre Betriebszustand berechnet und im Anschluss mit in der Literatur veröffentlichten Design-Parametern sowie Ergebnissen einer Simulation mit dem Code MARS-KS verglichen. Ergebnisse zum berechneten stationären Zustand sind in Tab. 5.6 angegeben. Hier werden die wesentlichen Parameter der Primär- und Sekundärkreisläufe aufgeführt. Bei den meisten Parametern konnte eine generelle Übereinstimmung erzielt werden, lediglich beim Massenstrom im Primärkreislauf sowie bei den Druckverlusten in den Dampferzeugern traten geringfügige Abweichungen auf.

Tab. 5.6 Ergebnisse zum stationären Zustand im Primär- und Sekundärkreislauf des SMART-Reaktors

	Primärkreislauf			Sekundärkreislauf			
	Druck im Druckhalter (MPa)	Kern Massenstrom (kg/s)	Kern Ein-/Aus-tritt T (°C)	SG Eintritt T (°C)	Massen-durch-fluss (kg/s)	SG Eintritt Druck (MPa)	SG Druck-verlust (kPa)
Design-Werte	15	2090	295.7 / 323	200	160.8	5.2	170
Simulation ATHLET	14.98	2088	293.2 / 321	200	160.8	5.2	174.4
Simulation MARS-KS	15.03	2090.4	296 / -	200	160.8	5.2	171.6

Nach Erreichen des stationären Zustands wurde ein SBO-Szenario simuliert, wobei die von /BAE 22/ vorgeschlagene Abfolge der Ereignisse befolgt wurde. Diese ist in Tab. 5.7 angegeben.

Tab. 5.7 Abfolge der Ereignisse bei einem SBO

Zeit (s)	Ereignis	Setpoint/ Bemerkung	
0,0	Verlust der externen Stromversorgung	Auslöseereignis	
0,45	Reaktorauslösesignal	Niedrige Drehzahl der Reaktorkühlmittelpumpe (90 %) (1.)	
1,56	Turbinenstörung, Speisewasser des Dampferzeugers unterbrochen	1,1 s. Verzögerung (2.)	
2,07	Einbringung der Steuerstabbaugruppe	0,5 s. Verzögerung (3.)	
2,78	PRHRS-Betätigungsventile beginnen sich zu öffnen	Geringer Speisewasserdurchfluss (5,9 %) (4.)	
8.460 (2,35 h)	Die durchschnittliche Kerntemperatur erreicht den sicheren Abschaltzustand	215,6 °C	
14.200 (3,94 h)	SIT (Sicherheitseinspritzsystem) startet	Niedriger Druck des Druckhalters (5.)	
259.200 (72 h)	Die Analyse endet		

Abb. 5.36 zeigt die Ergebnisse für das SBO-Szenario für die Hauptkomponenten des Reaktors. Das Diagramm (a) zeigt den Verlauf der Kernausstemperatur während der transienten Phase. Gemäß des Sicherheitskonzepts des SMART-Reaktors erfordert eine sichere Abschaltung, dass die durchschnittliche Kernausstemperatur 215,6 °C erreicht. Dies sollte innerhalb von 36 Stunden nach der Auslösung des Störfalls allein unter Verwendung passiver Sicherheitssysteme erfolgen. Basierend auf den Rechenergebnissen von MARS-KS und AC²/ATHLET werden jedoch nur 2,35 bzw. 4,60 Stunden benötigt, um einen sicheren Abschaltzustand zu erreichen.

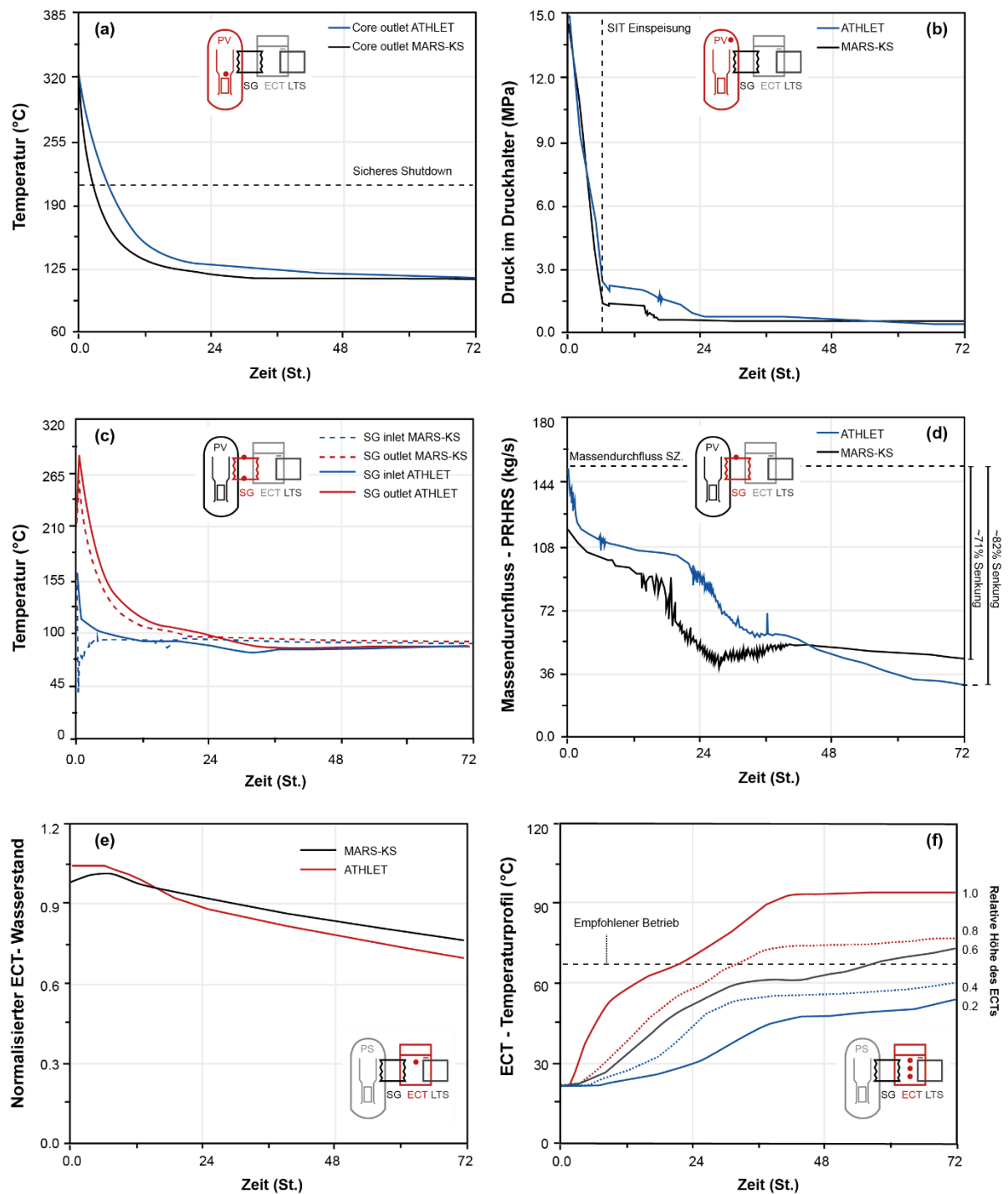


Abb. 5.36 Ergebnisse zum SBO in einem SMART-Reaktor über den Zeitraum von 72 Stunden: (a, b) Primärkreislauf, (c, d) Sekundärkreislauf, (e, f) Notkühltank - ECT

Das Diagramm (b) zeigt den zeitlichen Verlauf des Drucks im Druckhalters, der im Laufe der Zeit deutlich abnimmt. Es wurde eine qualitative Übereinstimmung zwischen den Codes MARS-KS und AC²/ATHLET beobachtet. Abbildung (c) veranschaulicht den Temperaturverlauf am Ein- und Austritt des Dampferzeugers. Auch hier ist eine

Übereinstimmung in den vorhergesagten Trends zwischen den Codes zu erkennen, insbesondere gegen Ende der transienten Phase.

Das Diagramm (d) zeigt den zeitlichen Verlauf des Massenstroms im Sekundärsystem, wobei auch der anfängliche Massenstrom im Normalbetrieb hervorgehoben ist. Am Ende der Analyse prognostizieren sowohl MARS-KS als auch AC²/ATHLET eine entsprechende Reduzierung von etwa 71 % bzw. 82 % des anfänglichen Massenstroms.

Das Diagramm (e) stellt den normalisierten Wasserstand in einem ECT dar. Es ist zu erkennen, dass der Wasserstand im Laufe der Zeit für beide Codevorhersagen stetig abnimmt. Abbildung (f) zeigt das Temperaturprofil bei verschiedenen Höhen in einem ECT über die Zeit. Die Temperatur in den oberen Flüssigkeitsschichten steigt allmählich an und pendelt sich schließlich bei etwa 93 °C ein, was über der empfohlenen Betriebstemperatur im Notfallbetrieb (70 °C) liegt. Diese Vorhersage dient als Grundlage für weitere Analysen unter Einbeziehung der LTS-Systeme.

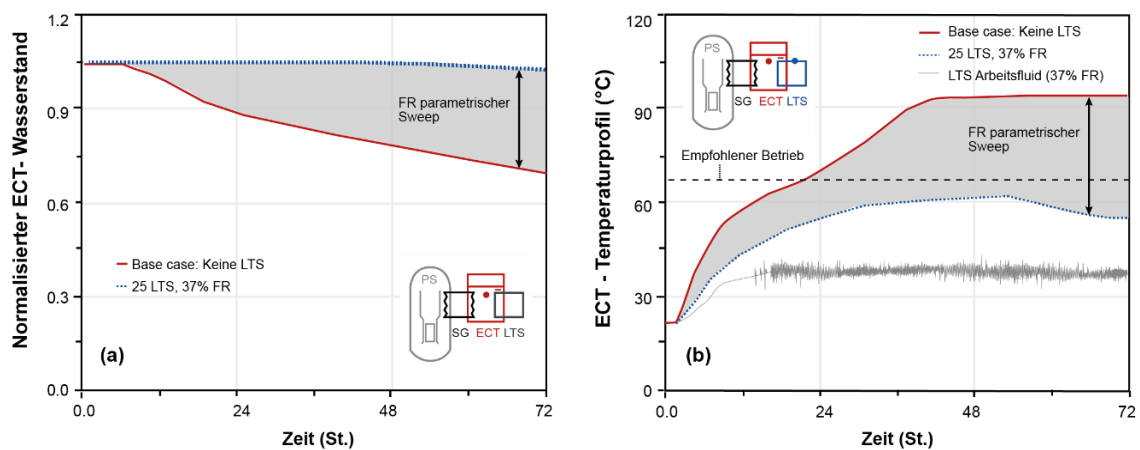


Abb. 5.37 Verlauf des SBO in einem ECT nach Umsetzung von LTS-Bündeln

Abschließend wurde die langfristige Nachwärmeabfuhr aus den ECTs mittels LTS-Bündeln an die Umgebung (25 °C, 1 bar) als ultimative Wärmesenke untersucht. Die von /FAG 16/ vorgeschlagenen Designrichtlinien wurden zur Schätzung der Rohrdurchmesser für die gegebene Wärmezufuhr und den vertikalen Wärmetransportabstand (ca. 17 m) befolgt. Gewählt wurden Bündel von 25 LTS mit einem Innendurchmesser von 1/8". Um den optimalen Füllungsgrad der Rohre zu bestimmen, wurde eine Parameterstudie durchgeführt. Abb. 5.37 zeigt die Ergebnisse für die Variation des Füllgrads zwischen 15 und 100 % des Gesamtvolumens.

Die rote Linie stellt den Basisfall dar, in dem keine LTS berücksichtigt sind, und der graue Bereich zeigt die Bandbreite der Ergebnisse der Parameterstudie. Ein Füllgrad von 37 % (blaue Linie) minimiert tendenziell den Verlust des Wasserinventars (Diagramm (a)) und würde gleichzeitig die Temperatur der oberen ECT-Schicht unter den empfohlenen Werten halten (Diagramm (b)). Die Temperatur des Arbeitsmediums eines LTS, der bei einem Füllgrad von 37 % betrieben wird, ist in Abbildung (b) dargestellt. In diesem Fall wird ein zweiphasiger Betrieb des LTS-Bündels beobachtet, da die Temperatur des Arbeitsmediums um die Sättigungstemperatur für den entsprechenden Betriebsdruck des Bündels (ca. 36 °C, 0,06 bar) schwankt. Für die meisten in der parametrischen Studie berücksichtigten Füllverhältnisse wurde dagegen kein Zweiphasenbetrieb erreicht.

Aus den Ergebnissen der Simulationen AC²/ATHLET kann schlussgefolgert werden, dass die Integration von LTS-Systemen im PRHRS des SMART-Reaktors das Potenzial hat, eine langfristige Kühlung der Notkühlbehälter sicherzustellen und gleichzeitig die empfohlene Betriebstemperatur beizubehalten, wenn die LTS-Systemen unter geeigneten Füllraten betrieben werden.

5.4.3 Zusammenfassung und Ausblick

Die Rechnungen zur VISTA-ITL-Anlage und zum SMART-Reaktor demonstrieren, dass AC²/ATHLET geeignet ist, stationäre und instationäre Zustände eines solchen Reaktor-Designs sowie der passiven Systeme zur Nachwärmeabfuhr bis zur Umgebungsluft als ultimative Wärmesenke zu simulieren. Anhand der VISTA-ITL-Anlage konnte mit AC²/ATHLET erfolgreich das Szenario eines Station Blackouts (SBO) nachgebildet werden, und die erzielten instationären Ergebnisse zeigten eine gute Übereinstimmung mit den experimentellen Messungen. In Bezug auf den SMART-Reaktor zeigten die Ergebnisse des AC²/ATHLET-Codes eine bemerkenswerte Übereinstimmung mit den Ergebnissen des MARS-KS-Codes auf, wodurch das Vertrauen in die Zuverlässigkeit der Simulation des Reaktorverhaltens bestärkt wird.

Die Untersuchungen zur langfristigen Nachwärmeabfuhr an die Umgebung als ultimative Wärmesenke durch Integration optimierter Loop-Thermosiphon-Bündel (LTS-Bündel) in das Passive Residual Heat Removal System (PRHRS) zeigen, dass diese Option eine äußerst effektive Maßnahme darstellt. Hierdurch reduziert sich nicht nur das Risiko einer Erschöpfung des Kühlmittels in den Notkühlbehältern, es wird auch eine kontinuierliche Betriebsfähigkeit der Notkühlbehälter bei Temperaturen unter 70 °C für einen Zeitraum von mehr als 72 Stunden gewährleistet.

Für die weitere Validierung von AC²/ATHLET hinsichtlich passiver Nachwärmeabfuhrsysteme bietet sich zukünftig Rechnungen zur SMART-ITL-Anlage an, die das PRHRS-Systems des SMART-Reaktors im Maßstab 1:1 nachbildet und den Vergleich mit experimentellen Daten ermöglicht. Weiterhin wäre eine Erweiterung des im Rahmen des vorliegenden Projekts erstellten AC²/ATHLET-Modells des SMART-Reaktors, das sowohl passive als auch aktive Sicherheitssysteme berücksichtigt, sinnvoll, um neben dem SBO weitere Störfallszenarien untersuchen zu können.

6 Lessons Learned

Corona-Pandemie

Das VASiL-Vorhaben fiel mitten in die Corona-Pandemie. Das Kick-Off-Meeting, bei dem sich das Konsortium kennenlernen sollte, musste virtuell stattfinden. Auch die ersten Projekttreffen waren nicht in Präsenz möglich. Der Austausch zwischen den Projektpartnern war dadurch weniger intensiv, als dies beispielsweise im EASY-Vorhaben (RS1535) der Fall war, in dem alle Treffen in Präsenz stattfinden konnten. Dennoch hat sich das Konsortium gut zusammengefunden. Dazu haben auch die monatlichen Telefonkonferenzen beigetragen, die zwar in erster Linie zur Absprache und zur Koordinierung des Vorhabens seitens der GRS organisiert wurden, aber eben auch (zumindest zu Beginn) dem Kennenlernen dienten.

Modellentwicklung

Für die Entwicklung thermohydraulischer Modelle für die kompakten Wärmeübertrager wurde PSS und IKE der AC²/ATHLET-Quellcode über einen externen GitLab-Server bereitgestellt. Dadurch war es möglich, einzelne Schritte in der Modellentwicklung zu versionieren und zum Abschluss der Implementierungen den Quellcode wieder auf den internen GRS-GitLab-Server zu übertragen, um die Modelle in AC²/ATHLET zu übernehmen. Um dies so effektiv wie möglich umzusetzen, hat sich während des Projektes herausgestellt, dass eine entsprechende Schulung zur Nutzung von GitLab einen signifikanten Mehrwert für die Implementierungsarbeiten darstellt. Entsprechend sollten in zukünftigen Projekten nicht nur der Zugang zum externen GitLab-Server bereitgestellt, sondern parallel auch eine kurze Schulung angeboten werden, um die Möglichkeiten der Software zu demonstrieren.

Weiterhin sollten während der Modellentwicklung im AC²/ATHLET-Quellcode wie auch bei der Datensatzerstellung häufiger Projekttreffen im kleinen Kreis mit erfahrenen AC²/ATHLET-Entwicklern und -Anwendern aus der GRS durchgeführt werden, um Modellierungsfehler frühzeitig zu beseitigen bzw. nicht erst aufkommen zu lassen.

Experimentelle Daten

Experimentelle Daten sind für die Codevalidierung essentiell. Adäquate Daten für den Wärmeübergang an hohen Containmentwänden konnten nicht identifiziert werden. Es

mussten daher experimentelle Untersuchungen herangezogen werden, in denen die geforderte Höhe der Wände nicht ausreichend war, und stattdessen mittels CFD-Simulationen die Geometrie hochskaliert werden. Dieser Ansatz führte zwar zu Modellen für den Wärmeübergang, die auch in AC²/ATHLET implementierbar waren, ersetzte jedoch nicht ein eigenes Experiment, da die CFD-Simulationen ihrerseits auch auf verschiedenen Modellen basieren, deren Unsicherheiten einen Einfluss auf die finalen Korrelationen hatten. Aus Sicht des Vorhabens sollten daher Experimente zum konvektiven Wärmeübergang an hohen Wänden durchgeführt werden, um zum einen die Ergebnisse der CFD-Rechnungen auf Plausibilität untersuchen zu können und zum anderen Strömungsregime besser unterscheiden zu können, anhand derer die vorhandenen Korrelationen gezielter ausgewählt werden können, und diese auch anhand der experimentellen Daten zu validieren.

Auch bei den Plattenwärmeübertragern konnten kaum experimentelle Anlagen und Daten identifiziert werden. Die Daten aus der Literatur für Wasser als Arbeitsmedium standen nur für einphasige Strömungen und Wärmeübergang zur Verfügung. Verdampfungsexperimente wurden mit Kältemitteln durchgeführt. Der Einsatz von RefProp als Plugin für AC²/ATHLET kann hier als äußerst wichtig angesehen werden, da nur so die Stoffwerte des Kältemittels berücksichtigt werden konnten. Anpassungen des Datensatzes für Nachrechnungen der Kältemittelversuche mit Wasser als Arbeitsmedium auf Basis dimensionsloser Kennzahlen scheiterten aufgrund der Komplexität, bei zweiphasigen Bedingungen die entsprechenden Stoffwerte von Wasser zu bestimmen.

7 Zusammenfassung

Im Rahmen des Vorhabens wurden für helikale Wärmeübertrager, Platten- und Bajonettwärmeübertrager sowie Loop-Heatpipes Korrelationen für den einphasigen und zweiphasigen Wärmeübergang und Druckverlust in AC²/ATHLET implementiert. Die Modelle wurden anhand experimenteller Daten validiert. Während der Implementierung der Korrelationen für Plattenwärmeübertrager wurde der AC²/ATHLET-Input um ein neues `PW_HTEXDEF` in der Definition von Wärmeübertragern im `CW_STEAMGEN` erweitert. Anwender können darüber die Art des Wärmeübertragers wählen und für die jeweiligen Korrelationen notwendige Parameter angeben. Die Entwicklung der helikalen Wärmeübertrager setzt ebenfalls auf diese Weiterentwicklung auf. Mithilfe der neuen Modelle ist AC²/ATHLET nun in der Lage, Wärmeübertrager dieser Bauarten besser zu simulieren. Validierungsrechnungen anhand von Experimenten zeigen grundsätzlich gute Übereinstimmungen hinsichtlich des Wärmeübergangs und Druckverlusts, wobei einige Abweichungen Gegenstand weiterer Untersuchungen sein sollten. Beispielsweise zeigen die Nachrechnungen von Experimenten der OSU-MASLWR-Anlage zwar plausible Ergebnisse hinsichtlich des Druckverlusts, qualitative Abweichungen sind jedoch trotzdem vorhanden. Weiterhin konnten für die Plattenwärmeübertrager bisher keine Experimente zur Kondensation identifiziert werden, sodass das implementierte Modell hierfür nicht validiert werden konnte. Die Modelle für Platten- und helikale Wärmeübertrager werden in der kommenden AC²/ATHLET-Release-Version 3.4 implementiert sein. Die Modelle für die Bajonettwärmeübertrager und Loop-Heatpipes werden für die darauffolgenden AC²/ATHLET-Versionen erwartet.

Schon in AC²/ATHLET 3.3.1 ist das verbesserte Verdunstungsmodell für große Wasser-pools vorhanden. Die Verdunstungsrate wird nach dem Modell von Shah berechnet, die Grashof-Zahl anhand der Mischungseigenschaften. Verdunstungsprozesse können unter Berücksichtigung der Partialdrücke an Pooloberflächen nun realistischer simuliert werden als bisher. Die bisherige Modellierung führte zu einer Überschätzung des Verdunstungsmassenstroms, was zwar konservativ sein kann, für Best-Estimate-Analysen jedoch ungeeignet ist.

Weiterhin wurde ein Modell für den konvektiven Wärmeübergang an hohen Containmentwänden erstellt. Mangels experimenteller Daten wurden CFD-Modelle eines Experiments mit kleiner Wandhöhe in OpenFOAM und CFX erstellt und diese dann unter Berücksichtigung der Breite und Länge in der Höhe skaliert. Die daraus hervorgegangenen Wärmeübergangskorrelationen wurden dann in AC²/ATHLET implementiert und auf

Basis der CFD-Ergebnisse verifiziert. Im Vergleich zur McAdams-Korrelation führen die neuen Korrelationen zunächst zu etwas kleineren Wärmeübergangskoeffizienten bei gleichen thermodynamischen Bedingungen. In Experimenten wie der THAI-Anlage ist der konvektive Wärmeübergang begrenzend für den Wärmedurchgang, da hier die Wanddicke klein ist. Größere Wanddicken, wie sie beispielsweise in realen SMR-Anlagen vorkommen, verschieben den begrenzenden Faktor jedoch auf die Wand selbst, sodass Unterschiede zwischen AC²/ATHLET-Standardkorrelationen und neuer Korrelation vernachlässigbar sind. Die neuen Korrelationen wurden daher nicht in AC²/ATHLET übernommen, stehen aber als Plugin (mhtcext) weiterhin zur Verfügung.

Unterdruckzustände in Containments wurden hinsichtlich ihrer Simulierbarkeit mit AC²/ATHLET ebenfalls untersucht. Mittels eines generischen und an NuScale angelehnten sehr groben Modells des RDB und Containments wurde ein Leck simuliert. Druckab- und Druckaufbau im RDB bzw. Containment wurden plausibel wiedergegeben. Die Berechnungen waren stabil und wurden in angemessener Zeit durchgeführt.

Abschließend wurden die zuvor erstellten Modelle mittels generischer Analysen ausgewählter SMR-Konzepte geprüft (NuScale, NUWARD, SCOR und SMART). Es wurden grundsätzlich plausible Ergebnisse erzielt, die auch im Vergleich zu öffentlich verfügbaren Informationen gute Übereinstimmungen zeigen. Einzelne Probleme mit den erstellten Modellen, beispielsweise der Zweikanalnodalisierung im NuScale-Fall, müssen dennoch weiter untersucht werden. Da Nachrechnungen von Störfällen realer Anlagen nicht möglich sind, sollten weitere Plausibilisierungen durch Code-zu-Code-Benchmarks beispielsweise im Rahmen von EU-Vorhaben durchgeführt werden.

Weiterführende Arbeiten sollten daher die folgenden Punkte beinhalten:

- Identifizierung weiterer experimenteller Daten, hauptsächlich für den zweiphasigen Wärmeübergang in Plattenwärmeübertragern und dem konvektiven Wärmeübergang an hohen Wänden
- Überprüfung der Mehrkanalnodalisierung im Fall eines integralen DWR
- Durchführung von Code-zu-Code-Benchmarks anhand von Simulationen der Störfallszenarien in VASiL oder weiterer Szenarien, beispielsweise im Rahmen von EU-Vorhaben zur weiteren Absicherung und Plausibilisierung der Ergebnisse
- Simulation von Unfällen in SMR, inklusive Erweiterung von AC² hinsichtlich relevanter Phänomene (Unfälle wurden in VASiL nicht betrachtet)

Abbildungsverzeichnis

Abb. 4.1	Schematische Darstellung der Experimentanlage (links) /MOD 03/ sowie die entsprechende Modellierung in AC ² /ATHLET (rechts).....	18
Abb. 4.2	Austrittstemperatur des HCSG.....	19
Abb. 4.3	Wärmeübergangskoeffizient (HTC) am Austritt des HCSG	20
Abb. 4.4	SWAMUP-II-Testanlage nach /CHE 18/.....	22
Abb. 4.5	Massentransferraten durch Phasenübergang bei verschiedenen Konfigurationen an der Rohrrinnenfläche.....	23
Abb. 4.6	Absoluter Dampfphasenanteil beim Austritt aus der Helix (vor Eintritt in den geraden Rohrteil) der Simulationen 1 bis 3.....	24
Abb. 4.7	Dampfanteil innerhalb der Helix der drei Experimentkonfigurationen	25
Abb. 4.8	Wandtemperatur der Helix der drei Experimentkonfigurationen	26
Abb. 4.9	ANSYS Fluent- und AC ² /ATHLET-Simulationsergebnisse von Konfiguration 1 im Vergleich zu den Experimentdaten der SWAMUP-II-Anlage	27
Abb. 4.10	AC ² /ATHLET-Nodalisierung des Johannesburg-Experiments	32
Abb. 4.11	Ergebnisse Simulationen Johannesburg-Experiment aus /HUA 10/	34
Abb. 4.12	Schematische Darstellung eines Bajonettwärmeübertragers	35
Abb. 4.13	PROPHET-Versuchsanlage und AC ² /ATHLET-Modell.....	39
Abb. 4.14	BHX-Austrittstemperatur T2.....	40
Abb. 4.15	Kaltstrang-Eintrittstemperatur T3	40
Abb. 4.16	Kaltstrang-Austrittstemperatur T4	41
Abb. 4.17	BHX-Eintrittstemperatur T5.....	41
Abb. 4.18	Inversionskammertemperatur T1	41
Abb. 4.19	Inversionskammerdruck P1	41
Abb. 4.20	Massendurchsatz.....	42
Abb. 4.21	Versuchsanlage und AC ² /ATHLET-Modell.....	45
Abb. 4.22	Ergebnisse für den Druckverlust mit ATHLET-Standardmodell.....	46
Abb. 4.23	Ergebnisse für den Druckverlust mit Chisholm-Modell	47

Abb. 4.24	Vergleich des mittleren absoluten Fehlers für den Druckverlust.....	47
Abb. 4.25	Chisholm- vs. Tran-Korrelation	48
Abb. 4.26	Differenzdruck	49
Abb. 4.27	Temperatur.....	50
Abb. 4.28	X10-LTS-Versuchsanlage.....	57
Abb. 4.29	AC ² /ATHLET-Nodalisierung der X10-LTS-Versuchsanlage	58
Abb. 4.30	Zusammenfassung der Validierungsergebnisse für den X10 LTS: (a) Arbeitspunkt 1, (b) Arbeitspunkt 2, (c) Arbeitspunkt 3, (d) Arbeitspunkt 4.....	60
Abb. 4.31	Geometrie des experimentellen Aufbaus von Giel & Schmidt /YAN 22a/	63
Abb. 4.32	Simulationsergebnisse für die gemittelte Geschwindigkeit /YAN 22a/	65
Abb. 4.33	Vergleich homogenes und optimiertes Netz und Experiment bzgl. a) der Temperatur- und b) der gemittelten Geschwindigkeitsverläufe entlang der vertikalen Symmetrieachse	67
Abb. 4.34	Vergleich der totalen kinetischen Energie der 2D- und 3D-Simulationsergebnisse mit SAS-Turbulenzmodell.....	67
Abb. 4.35	Ergebnisse zur totalen TKE überlagert mit dem gemittelten Geschwindigkeitsfeld der Simulation mit 15 m hoher Geometrie.....	68
Abb. 4.36	Aufbau des Versuchstandes nach Caudwell, Flór & Negretti (vgl. /CAU 16/).....	69
Abb. 4.37	Temperaturprofile in der Behältermitte über die Höhe des Experiments, 2D- und 3D-SAS-Simulationen zu verschiedenen Zeitpunkten.....	70
Abb. 4.38	Experimentelle Anordnung (links nach /GIE 86/) und AC ² /ATHLET Nodalisierung (rechts).....	73
Abb. 4.39	H = 0,384 m, neun Nodes.....	74
Abb. 4.40	H = 15 m, 29 Nodes.....	75
Abb. 4.41	AC ² /ATHLET-Nodalisierung PAD-Behälter und Containmentsimulator	77
Abb. 4.42	Druck im Containmentsimulator	78
Abb. 4.43	Temperaturen im Pool zu verschiedenen Zeitpunkten der Simulation.....	79

Abb. 4.44	Wärmeübergang an der Containmentinnenseite zu verschiedenen Zeitpunkten der Simulation	79
Abb. 4.45	Wärmeübergang an der Containmentaußenseite zu verschiedenen Zeitpunkten der Simulation	80
Abb. 4.46	Stofftransport zwischen zwei Medien	81
Abb. 4.47	Analytisch berechnete Verdampfungsrate als Funktion der Dampfpartialdruckdifferenz Boelter-Experiment /LEE 20/	84
Abb. 4.48	Analytisch berechnete Verdampfungsrate als Funktion der Dampfpartialdruckdifferenz Sharpley-Experiment /LEE 20/.....	85
Abb. 4.49	AC ² /ATHLET-Nodalisierung des Boelter-Experiments	86
Abb. 4.50	Vergleich der von Hand und mit ATHLET berechneten Verdunstungsraten	87
Abb. 4.51	TFO-Aufbau des NuScale-Reactors.....	89
Abb. 4.52	AC ² /ATHLET-Simulationsergebnisse. Basisfall /GUO 21/	90
Abb. 4.53	AC ² /ATHLET-Simulationsergebnisse. Variation der Leckparameter /GUO 21/	91
Abb. 5.1	Schematische Darstellung des ECCS.....	94
Abb. 5.2	Schematische Darstellung des DHRS.....	95
Abb. 5.3	AC ² /ATHLET-Modellierung eines iDWR am Beispiel des ECCS-Störfalls	96
Abb. 5.4	AC ² /ATHLET-Modellierung des DHRS-Wärmetauschers und der zugehörigen Rohrleitungen.....	97
Abb. 5.5	Modifizierte AC ² /ATHLET-Modellierung eines integralen Druckwasserreaktors am Beispiel des ECCS-Störfalls	98
Abb. 5.6	Druckverlauf im Containment (CONT) und Reaktordruckbehälter (RDB)	99
Abb. 5.7	Temperatur am Kerneintritt und -austritt	100
Abb. 5.8	Wasserstände im Containment (CONT) und Reaktordruckbehälter (RDB)	101
Abb. 5.9	Benötigte Simulationszeit (CPU).....	102
Abb. 5.10	Temperaturen am Kerneintritt und -austritt.....	103

Abb. 5.11	Druck im Reaktordruckbehälter.....	104
Abb. 5.12	Benötigte Simulationszeit (CPU).....	104
Abb. 5.13	Nodalisierung eines SCSG-Kreislaufs und der angebundenen Tankkanäle	106
Abb. 5.14	Verlauf der Kern- und Kondensatortemperaturen über die ersten 10.000 Sekunden.....	107
Abb. 5.15	Verlauf der Temperatur am Kondensatorauslass und Temperaturverteilung im Tank bei 10.000 s	107
Abb. 5.16	Kerntemperatur und Kondensatorauslasstemperatur im Tank über 3 Tage	108
Abb. 5.17	Druckverlauf im dampfgefüllten Plattenwärmetauscher (links) und Massenstrom zwischen Kondensator und ursprünglich dampfgefüllten Plattenwärmetauscher (rechts)	109
Abb. 5.18	Druckverlauf für den wassergefüllten Plattenwärmeübertrager (links) und Massenstrom vom Kondensator zum wassergefüllten Plattenwärmeübertrager (rechts)	109
Abb. 5.19	Modell des SMART: (a) RRP's mit dem Reaktor - nur RRP-Pool; (b) Schnitt A-A: Blick auf die Bajonettrohre im Fallrohr; (c) Querschnitt eines Moduls im Fallrohr.....	111
Abb. 5.20	Nodalisierung des SCOR-Modells in AC ² /ATHLET	112
Abb. 5.21	Veranschaulichung der Ereignisse im Inneren des Kompartiments (a) vor und (b) unmittelbar nach dem SBO.....	114
Abb. 5.22	Veränderung der wichtigsten Parameter während der Analyse im stationären Zustand	115
Abb. 5.23	Kurve der Nachzerfallswärme	117
Abb. 5.24	Sekundäre Wassermasse(a) Primärkühlmittel Druck (b) Primäre Kühlmittelmenge ohne Druckhalter (c)	118
Abb. 5.25	Primärer Kühlmitteldruck.....	119
Abb. 5.26	Sekundäre Wassermasse.....	119
Abb. 5.27	Primäre Wassermasse.....	119
Abb. 5.28	Kernaustrittstemperatur	119
Abb. 5.29	Zerfallswärme vs. abgeführte Leistung	120

Abb. 5.30	Darstellung der VISTA-ITL-Anlage.....	122
Abb. 5.31	AC ² /ATHLET-Nodalisierung. Angepasst von /MIN 14/	123
Abb. 5.32	SBO-Szenario für (a) SG_HX-Einlasstemperatur und (b) NKT-Durchschnittstemperatur.....	124
Abb. 5.33	SBO mit LTS bei (a) 40 % und (b) 27% Füllungsgrad	125
Abb. 5.34	Hauptkomponenten des SMART-Designs und wichtige Höhenunterschiede für das Passive Nachwärmeabfuhrsystem (PRHRS). Angepasst von /PAR 23/	126
Abb. 5.35	AC ² /ATHLET-Nodalisierung des SMART-Reaktors.....	127
Abb. 5.36	Ergebnisse zum SBO in einem SMART-Reaktor über den Zeitraum von 72 Stunden: (a, b) Primärkreislauf, (c, d) Sekundärkreislauf, (e, f) Notkühltank - ECT	130
Abb. 5.37	Verlauf des SBO in einem ECT nach Umsetzung von LTS-Bündeln.....	131

Tabellenverzeichnis

Tab. 4.1	Auswahllogik der Parameter zur Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten nach Žukauskas /ŽUK 72/, /HUM 17/.....	14
Tab. 4.2	Geometrieparameter aus /HUA 10/.....	33
Tab. 4.3	Randbedingungen	43
Tab. 4.4	Betriebspunkte für Validierungszwecke	58
Tab. 4.5	Nu-Zahl-Korrelationen aus der Literatur.....	63
Tab. 4.6	Anfangs- und Randbedingungen	77
Tab. 4.7	Atomares Diffusionsvolumen v aus /FUL 66/	83
Tab. 4.8	Parameter des NuScale-Reaktors /IAEA 13/.....	88
Tab. 5.1	Randbedingungen zu Beginn des ECCS-Störfalls /CAM 19/.....	94
Tab. 5.2	Randbedingungen zu Beginn des DHRS-Störfalls /CAM 19/	95
Tab. 5.3	Systemparameter im stabilen Zustand vor SBO.....	106
Tab. 5.4	Vergleich der Ergebnisse für Normalbetrieb mit den Entwurfswerten.....	115
Tab. 5.5	Experimentelle und berechnete Ergebnisse für stationäre Zustände der VISTA-ITL-Anlage	123
Tab. 5.6	Ergebnisse zum stationären Zustand im Primär- und Sekundärsystem des SMART-Reaktors.....	128
Tab. 5.7	Abfolge der Ereignisse bei einem SBO.....	129

Literaturverzeichnis

- /AMI 14/ Amicis, J. de, et al.: Experimental and Numerical Study of the Laminar Flow in Helically Coiled Pipes. Progress in Nuclear Energy, Nr. 76, S. 206–215, 2014.
- /AQU 08/ Aquaro, D., Donati, F., Pieve M.: Numerical and Analytical Analyses of a High Temperature Heat Exchanger. In: ASME: ASME 8th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis. S. 361–369, 2008.
- /AUS 22a/ Austregesilo, H., Lee, J., Schöffel, P., Skorek, T., von der Cron, D., Weyermann, F., Wong, K. W.: ATHLET 3.3.1 Models and Methods, GRS-P-1/Vol. 4 Rev. 7. Hrsg.: Gesellschaft für Anlagen- und Reaktorsicherheit (GRS) gGmbH, Oktober 2022.
- /AUS 22b/ Austregesilo, H., Schöffel, P., von der Cron, D., Weyermann, F., Wielenberg, A., Wong, K. W.: ATHLET 3.3.1 User's Manual, GRS-P-1/Vol. 1 Rev. 10. Hrsg.: Gesellschaft für Anlagen- und Reaktorsicherheit (GRS) gGmbH, Oktober 2022.
- /BAE 11/ Baehr, H. D., Stephan, K.: Heat and mass transfer. Springer-Verlag: Berlin, Heidelberg, 2011.
- /BAE 20/ Bae, K. H., Kim, H. C., Chang, M. H., Sim, S. K.: Indefinite sustainability of passive residual heat removal system of small modular reactor using dry air cooling tower. Nuclear Engineering and Technology, Bd. 52, Nr. 5, S. 964–974, 2020.
- /BAE 22/ Bae, S. H., Kim, Y. S., Hoang, N. H., Sim, S. K.: Long term cooling safe shutdown performance analysis for SMART with passive safety system using MARS-KS. Nuclear Engineering and Design, Nr. 386, S. 111572, 2022.
- /BAS 85/ Bassiouny, M. K.: Fortschrittsberichte VDI, Experimentelle und theoretische Untersuchungen über Mengenstromverteilung, Druckverlust und Wärmeübergang in Plattenwärmetauschern. VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (GVC), Reihe 6: Energietechnik/Wärmetechnik, Bd. 181, ISBN 3-18-148106-8, VDI-Verlag GmbH: Düsseldorf, 1985.

- /BER 17/ Bersano, A., de Salve, M., Bertani, C., Falcone, N., Panella, B.: Modelling and Experiments of a Passive Decay Heat Removal System for Advanced Nuclear Reactors. In: ASME (Hrsg.): International Conference on Nuclear Engineering, ICONE 25. Shanghai Convention Center, Shanghai, China, 2. - 6. Juli 2017, 2017.
- /BOE 46/ Boelter, L. M. K., Gordon, H. S., Griffin, J. R.: Free Evaporation into Air of Water from a Free Horizontal Quiet Surface. *Industrial & Engineering Chemistry*, Bd. 38, Nr. 6, S. 596–600, 1946.
- /BOW 09/ Bower, S. M., Saylor, J. R.: A Study of the Sherwood-Rayleigh Relation for Water Undergoing Natural Convection-driven Evaporation. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Bd. 52, S. 3055–3063, 2009.
- /BUC 15/ Buchholz, S., Krüssenberg, A., Schaffrath, A., Zipper, R.: Studie zur Sicherheit und zu internationalen Entwicklungen von Small Modular Reactors (SMR), Abschlussbericht. Gesellschaft für Anlagen- und Reaktorsicherheit (GRS) gGmbH (GRS), GRS-376, DOI 10.2314/GBV:883073838, Gesellschaft für Anlagen- und Reaktorsicherheit (GRS) gGmbH: Köln, Mai 2015.
- /BUC 21/ Buchholz, S.: Implementierung, Verifizierung und Validierung von Modellen für den Druckverlust und Wärmeübergang in Plattenwärmeübertragern. Gesellschaft für Anlagen- und Reaktorsicherheit (GRS) gGmbH (GRS), Technische Notiz, TN-BUS-21/02: Garching, Juni 2021.
- /BUC 22a/ Buchholz, S., Cevikalp U. S., Ricon-Soto N. F., Krieger, J.: Recent improvements of ATHLET models for passive safety features of LW-SMR. In: International Atomic Energy Agency (IAEA): TIC2022. Wien, 18. - 21. Oktober 2022, 2022.
- /BUC 22b/ Buchholz, S.: DEVELOPMENT AND VALIDATION OF ATHLET FOR COMPACT PLATE HEAT EXCHANGER. In: American Nuclear Society (ANS), SCK-CEN (Hrsg.): 19th International Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal Hydraulics. NURETH 19, virtual, 6. - 11. März 2022, Bd. 34060, 2022.

- /BUC 22c/ Buchholz, S., Cevikalp Usta, S., Ricon-Soto N. F., Krieger, J.: Recent Improvements of ATHLET Models for Passive Safety Features in LW-SMRs. In: International Atomic Energy Agency (IAEA) (Hrsg.): International Conference on Topical Issues in Nuclear Installation Safety: Strengthening Safety of Evolutionary and Innovative Reactor Designs. TIC-2022, Vienna, 18. - 21. Oktober 2022, Oktober 2022.
- /BUC 22d/ Buchholz, S.: ATHLET-Modellierung der Wärmeübertragung an der Wandaußenseite, Entwurf. Hrsg.: Gesellschaft für Anlagen- und Reaktorsicherheit (GRS) gGmbH, Technische Notiz, TN-BUS-22/01, Dezember 2022.
- /BUC 22e/ Buchholz, S., Lee, J.: VASiL – A joint project to cover innovative concepts to remove residual heat in LW-SMR in simulations using AC2. In: KernD, KTG, INFORUM (Hrsg.): Kerntechnik 2022. Kerntechnik, Hyperion Hotel Leipzig, 21. - 22. Juni 2022, 2022.
- /CAM 19/ Campbell, S., Esmaili, H., Schaperow, J.: Independent MELCOR Confirmatory Analysis for NuScale Small Modular Reactor, RES/FSCB 2019-1. Hrsg.: US NRC, 2019.
- /CAR 15a/ Caramello, M., Gregorini M., de Salve, M., Bertani, C., Alemberti, A., Panella, B.: Thermohydraulische Analyse des Alfred-Bajonettrohr-Dampferzeugers. In: ICAPP 2015. 2015.
- /CAR 15b/ Carelli, M. D.: Integral pressurized-water reactors (iPWRs) for producing nuclear energy: a new paradigm. In: Handbook of Small Modular Nuclear Reactors. S. 61–75, ISBN 9780857098511, DOI 10.1533/9780857098535.1.61, Elsevier, 2015.
- /CAS 22/ Castelliti, D., Hamidouche, T., Lorusso, P., Tarantino, M.: H2020 MYRTE CIRCE-HERO experimental campaign: post-test activity and code validation. In: NURETH 19, The 19th International Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal Hydraulics (NURETH-19). 2022.

- /CAU 16/ Caudwell, T., Flór, J.-B., Negretti, M. E.: Convection at an isothermal wall in an enclosure and establishment of stratification. *Journal of Fluid Mechanics*, Bd. 799, S. 448–475, DOI 10.1017/jfm.2016.360, 2016.
- /CEN 06/ Cengel, Y., Cimbala, J. M.: *Fluid mechanics: fundamentals and applications*. 2006.
- /CEV 22a/ Cevikalp Usta, S., Buck, M., Starflinger, J.: Capability of the ATHLET-Code to simulate Bayonet Heat Exchanger in a Natural Circulation Test Facility. In: American Nuclear Society (ANS), SCK-CEN (Hrsg.): 19th International Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal Hydraulics. NURETH 19, virtual, 6. - 11. März 2022, 2022.
- /CEV 22b/ Cevikalp U. S., Ricon-Soto N. F.: Implementation and validation of heat transfer and pressure loss models in ATHLET to simulate Bayonet heat exchangers and Loop Thermosyphons, Milestone Report VASiL, M3. IKE, Oktober 2022.
- /CEV 22c/ Cevikalp U. S., Buck, M., Starflinger, J.: Evaluation and enhancement of the ATHLET-code for bayonet heat exchangers in two-phase flow. In: FISA 2022. Lyon, Frankreich, 2022.
- /CEV 22d/ Cevikalp U. S., Buck, M., Starflinger, J.: Validation of ATHLET for bayonet heat exchangers with natural convection heat transfer. In: Kerntechnik 2022. Leipzig, 2022.
- /CHE 05/ Chenaud, M. S., Gautier, G. M.: Steady state and accident analysis of SCOR (simple compact reactor) with the CATHARE code. In: NURETH 11. Avignon, Frankreich, 2. - 6. Oktober 2005, 2005.
- /CHE 18/ Chen, S., Hu, Z., Xiao, Y., Gu, H.: Experimental investigation of subcooled flow boiling heat transfer in helical coils. *Nuclear Engineering and Design*, Bd. 327, S. 187–197, DOI 10.1016/j.nucengdes.2017.12.014, 2018.
- /CHI 73/ Chisholm, D.: Pressure Gradients Due to Friction During the Flow of Evaporating Two-Phase Mixtures in Smooth Tubes and Channels. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Nr. 16, S. 347–358, 1973.

- /CHU 75/ Churchill, S. W., Chu, H. H.: Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a vertical plate. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Bd. 18, Nr. 11, S. 1323–1329, DOI 10.1016/0017-9310(75)90243-4, 1975.
- /DEA 28/ Dean, W. R.: LXXII. The stream-line motion of fluid in a curved pipe (Second paper). *The London, Edinburgh, and Dublin Philosophical Magazine and Journal of Science*, Bd. 5, Nr. 30, S. 673–695, DOI 10.1080/14786440408564513, 1928.
- /DEU 90/ Deutsches Institut für Normung e.V. (DIN): Berechnung der Nachzerfallsleistung der Kernbrennstoffe von Leichtwasserreaktoren, DIN 25463. Berlin, 1990.
- /EDF 22/ EDF: EDF announces that its Small Modular Reactor NUWARD™ will be the case study for a European early joint regulatory review led by the French nuclear Safety Authority with the participation of the Czech and Finnish safety authorities., Press release Date: June 2nd, 2022. Erreichbar unter https://www.edf.fr/sites/groupe/files/eypressack/3119/PR_EDF1.pdf, abgerufen am 5. September 2022.
- /FAG 16/ Faghri, A.: *Heat Pipe Science and Technology*. 1013 S., ISBN 978-0-9842760-1-1, Global Digital Press: Columbia, Mo., 2016.
- /FIS 50/ Fishenden, M., Saunders, O. A.: *An Introduction to Heat Transfer*. Oxford: New York, 1950.
- /FRE 20/ Freitag, M., Kühnel, A., Schmidt, E.: Technische Beschreibung der THAI+-Versuchsanlage, Fachbericht. Hrsg.: Becker Technologies GmbH, Dezember 2020.
- /FRI 79/ Friedel, L.: Improved friction pressure drop correlations for horizontal and vertical two phase pipe flow. In: *European Two-Phase Flow Group: European Two-Phase Flow Group Meeting*. Ispra, 5. - 8. Juni 1979, 1979.

- /FUJ 70/ Fujii, T., Uehara, H.: Laminar natural-convective heat transfer from the outer surface of a vertical cylinder. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Nr. 13, S. 607–615, 1970.
- /FUJ 72/ Fujii, T., Imura, H.: Natural-convection heat transfer from a plate with arbitrary inclination. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Bd. 15, Nr. 4, S. 755–767, DOI 10.1016/0017-9310(72)90118-4, 1972.
- /FUL 66/ Fuller, E. N., Schettler, P. D., Giddings, J. C.: A New Method for Prediction of Binary Gas-phase Diffusion Coefficients. *Industrial & Engineering Chemistry*, Bd. 58, Nr. 5, 1966.
- /GIE 86/ Giel, P. W., Schmidt, F. W.: An Experimental Study of High Rayleigh Number Natural Convection in an Enclosure. In: Tien, C. L., van Carey, P., Ferrell, J. K. (Hrsg.): *Heat transfer, 1986, Proceedings of the Eighth International Heat Transfer Conference, San Francisco, California, USA. IHTC, International Heat Transfer Conference 8, San Francisco, USA, 17. - 22. August 1986*, Nr. 1, S. 1459–1464, ISBN 0-89116-559-2, DOI 10.1615/IHTC8.2980, Hemisphere Pub. Corp: Washington, DC, 1986.
- /GUO 21/ Guo, L.: Simulation of low-pressure conditions in the containment. Gesellschaft für Anlagen- und Reaktorsicherheit (GRS) gGmbH (GRS), Technische Notiz, TN-GUO-21/01: Garching, 2021.
- /HOL 76/ Holman, J. P.: *Heat transfer*. 4. Aufl., 530 S., ISBN 0070295980, McGraw-Hill: New York, 1976.
- /HOL 08/ Holman, J. P.: *Heat Transfer*. 10. Aufl., ISBN 978-0-07-352936-3, McGraw-Hill, 2008.
- /HUA 10/ Huang, J.: Performance Analysis of Plate heat Exchangers used as Refrigerant Evaporators. University of the Witwatersrand: Johannesburg, August 2010.

- /HUB 18/ Huber, M., Harvey, A., Lemmon, E., Hardin, G., Bell, I., McLinden, M.: NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties Database (REFPROP) Version 10 - SRD 23. DOI 10.18434/T4/1502528, National Institute of Standards and Technology, 2018.
- /HUG 15/ Hugo, B. R.: Modeling Evaporation from Spent Nuclear Fuel Storage Pools: a Diffusion Approach. Ph. D dissertation, Washington State University, Dezember 2015.
- /HUM 17/ Humphries, L.: MELCOR Code Development Status, EMUG 2017. Hrsg.: Sandia National Laboratories (SNL), 2017.
- /HUM 18/ Humphries, L.: MELCOR Code Development Status, EMUG 2018, SAND2018-4219 C. Hrsg.: Sandia National Laboratories (SNL), 2018.
- /IAE 22/ IAEA: Advances in Small Modular Reactor Technology Developments, A Supplement to: IAEA Advanced Reactors Information System (ARIS), 2022 Edition. 2022.
- /IAEA 06/ International Atomic Energy Agency (IAEA): Status of Innovative Small and Medium Sized Reactor Designs, IAEA TECDOC No. 1485. IAEA: Wien, 2006.
- /IAEA 13/ International Atomic Energy Agency (IAEA): NuScale Power Modular and Scalable Reactor. ARIS Status Reports, 12 S., erreichbar unter <https://aris.iaea.org/PDF/NuScale.pdf>, abgerufen am 7. September 2020.
- /IAEA 14/ International Atomic Energy Agency (IAEA): Evaluation of Advanced Thermohydraulic System Codes for Design and Safety Analysis of Integral Type Reactors. IAEA-TECDOC-, Bd. 1733, ISBN 978-92-0-100314-0, INTL ATOMIC ENERGY AGENCY: [Place of publication not identified], 2014.
- /IAEA 16a/ International Atomic Energy Agency (IAEA): Advances in Small Modular Reactor Technology Developments. A Supplement to: IAEA Advanced Reactors Information System (ARIS) 2016 edition. ARIS Status Reports, 400 S., 2016.

- /IAEA 16b/ International Atomic Energy Agency (IAEA): Design of Electrical Power Systems for Nuclear Power Plants, Specific Safety Guide. IAEA Safety Standards Series, SSG-34, 144 S., ISBN 978-92-0-109314-1, IAEA: Vienna, 2016.
- /IDE 07/ Idel'čik, I. E.: Handbuch des hydraulischen Widerstands. 2007.
- /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.
- /ISA 77/ Isachenko, V. P., Osipova, V. A., Sukomel, A. S.: Heat transfer, 2nd edn. MIR Publishers: Moskau, 1977.
- /ITO 59/ Ito, H.: Friction Factors for Turbulent Flow. Journal of Basic Engineering, S. 123–132, 1959.
- /KAY 96/ Kayansayan N.: Thermal design method of bayonet-tube evaporators and condensers. International Journal of Refrigeration, Nr. 19, S. 197–207, 1996.
- /KOZ 70/ Kozeki, M., Nariari, H., Furukawa, T., Kuroso, K.: A Study of Helically Coiled Tube Once-Through Steam Generator. In: JSME (Hrsg.): JSME. Bd. 13, Nr. 66, S. 1485–1494, 1970.
- /KRI 22a/ Krieger, J., Bratfisch, C., Koch, M. K.: Simulation der OSU-MASLWR Versuchsanlage mit dem Systemcode AC². ATW, International Journal for Nuclear Power, Bd. 67, Nr. 5, S. 67–71, 2022.
- /KRI 22b/ Krieger, J., Bratfisch, C., Koch, M. K.: Simulation of Heat Transfer in Helically Coiled Heat Exchangers with the System Code AC²-ATHLET. In: American Nuclear Society (ANS), SCK-CEN (Hrsg.): 19th International Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal Hydraulics. NURETH 19, virtual, 6. - 11. März 2022, S. 35351, 2022.

- /KRI 22c/ Krieger, J., Bratfisch, C., Koch, M. K.: Simulation der OSU-MASLWR Versuchsanlage mit dem Systemcode AC². In: KernD, KTG, INFORUM (Hrsg.): Kerntechnik 2022. Kerntechnik, Hyperion Hotel Leipzig, 21. - 22. Juni 2022, 2022.
- /KRI 23a/ Krieger, J., Fuchs, P., Koch, M. K.: Technischer Fachbericht zum Verbundvorhaben BMUV 1501607B (VASiL), im internen Review. 2023.
- /KRI 23b/ Krieger, J., Fuchs, P., Koch, M. K.: ATHLET Implementierung eines Modells zur Simulation von helikalen Wärmeübertragern, Technische Notiz, in Vorbereitung. 2023.
- /KRI 23c/ Krieger, J., Bratfisch, C., Koch, M. K.: Simulation of the Experiment OSU-002 regarding the Behavior of a Helically Coiled Steam Generator Using AC²-ATHLET. In: Proceedings. ICONE30, Kyoto, Japan, 21. - 26. Mai 2023, 2023.
- /KRÜ 18/ Krüssenberg, A., Weyermann, F., Wielenberg, A., Schaffrath, A., Graß, C., Kulenovic, R., Starflinger, J.: Experimental and Numerical Study on Two-Phase Closed Thermosiphons related to Passive Spent Fuel Pool Cooling. In: Chinese Nuclear Society (CNS), State Power Investment Corporation Limited (SPIC) (Hrsg.): NUTHOS-12, 12th International Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal-Hydraulics, Operation and Safety. Qingdao, China, 14. - 18. Oktober 2018, 2018.
- /KRÜ 19/ Krüssenberg, A., Sarkadi, P., Weyermann, F. C.: Passive Lagerbeckenkühlung durch Wärmerohre - Verbesserung und Validierung numerischer Modelle. Gesellschaft für Anlagen- und Reaktorsicherheit, GRS-, Bd. 564, 103 S., ISBN 978-3-947685-49-3, Gesellschaft für Anlagen- und Reaktorsicherheit gGmbH: Köln, Garching b. München, Berlin, Braunschweig, September 2019.
- /LAI 17/ Lai, J. K., Merzari, E., et al.: Large Eddy Simulation Of A Flow Inside A Helical Coil Steam Generator Test Section. In: ASME: ASME 2017 Fluids Engineering Division Summer Meeting. Waikoloa, 2017.

- /LEE 12/ Lee, Y. G.: Development of TAPINS Code for Thermalhydraulic Analysis of Integral Pressurized Water Reactor, REX-10. Seoul National University, 2012.
- /LEE 13/ Lee, Y. G., Kim, J. W., Park, G. C.: Development of a thermal–hydraulic system code, TAPINS, for 10MW regional energy reactor. Nuclear Engineering and Design, Nr. 249, S. 364–378, 2013.
- /LEE 20/ Lee, J., Buchholz, S., Schöffel, P. J., Wielenberg, A.: Implementation of a New Evaporation in ATHLET. Gesellschaft für Anlagen- und Reaktorsicherheit (GRS) gGmbH (GRS), Technical Note, TN-LEE-20/04: Garching, Dezember 2020.
- /MAR 96/ Martin, H.: A theoretical approach to predict the performance of chevron-type plate heat exchangers. Chemical Engineering and Processing, Nr. 35, S. 301–310, 1996.
- /MAS 16/ Mascari, F., Rosa, F. de, Woods, B. G., Welter, K., Vella, G., D’Auria, F.: International Agreement Report - Analysis of the OSU-MASLWR 001 and 002 Tests by Using the TRACE Code. Hrsg.: US NRC, NUREG/IA-, Bd. 0466, 117 S., erreichbar unter <https://www.nrc.gov/reading-rm/doc-collections/nuregs/agreement/ia0466/index.html>, abgerufen am 27. September 2019.
- /MCA 54/ McAdams, W. H.: Heat transmission. McGraw-Hill series in chemical engineering, McGraw-Hill, 1954.
- /MIN 14/ Min, B. Y., Park, H. S., Shin, Y. C., Yi, S. J.: Experimental verification on the integrity and performance of the passive residual heat removal system for a SMART design with VISTA-ITL. Annals of Nuclear Energy, Nr. 71, S. 118–124, 2014.
- /MOD 03/ Modri, S. M., Fisher, J. E., Weaver, K. D., Reyes, J. N., Jr., Groome, J. T., Babka, P., Carlson, T. M.: Multi-Application Small Light Water Reactor Final Report, INEEL/EXT-04-01626. Idaho National Engineering and Environmental Laboratory (INL), Bechtel BWXT Idaho, LLC: Idaho Falls, 2003.

- /MOL 22/ Molinari, M., Narcisi, V., Ciurluini, C., Giannetti, F.: Transient analysis of OSU-MASLWR with RELAP5. *Journal of Physics: Conference Series*, Bd. 2177, Nr. 1, S. 12018, DOI 10.1088/1742-6596/2177/1/012018, 2022.
- /MOR 67/ Mori, Y., Nakayama, W.: Study on Forced Convective Heat Transfer in Curved Pipes (2nd Report, Turbulent Region). *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Nr. 10, S. 37–59, 1967.
- /MÜL 94/ Müller, C. W.: Fast and accurate water and steam properties programs for two-phase flow calculations. *Nuclear Engineering and Design*, Bd. 149, Nr. 1-3, S. 449–458, DOI 10.1016/0029-5493(94)90310-7, 1994.
- /NAN 81/ Nansteel, M. W., Greif, R.: Natural Convection in Undivided and Partially Divided Rectangular Enclosures. *Journal of Heat Transfer*, Bd. 103, Nr. 4, S. 623–629, DOI 10.1115/1.3244518, 1981.
- /NAR 82/ Nariai, H., Kobayashi, M., Matsuoka, T.: Friction Pressure Drop and Heat Transfer Coefficient of Two-Phase Flow in Helically Coiled Tube Once-Through Steam Generator for Integrated Type Marine Water Reactor. *Journal of Nuclear Science and Technology*, Bd. 19, Nr. 11, S. 936–947, DOI 10.1080/18811248.1982.9734239, 1982.
- /NOU 23/ Nouidir, H.: Simulation und Analyse des Blasensiedens in helikalen Wärmetauschern mit OpenFOAM, PSS-M-18, in Vorbereitung. 2023.
- /NUS 20/ NuScale Power, L.L.C. (NuScale): NuScale Standard Plant, Design Certification Application, Chapter Nineteen, Probabilistic Risk Assessment and Severe Accident Evaluation, Part 2 - Tier 2, Revision 5. In: NuScale Power, L.L.C. (NuScale): Nuscale Final Safety Analysis Report. 5. Aufl., Juli 2020.
- /PAR 14/ Park, H. S., Min, B. Y., Jung, Y. G., Shin, Y. C., Ko, Y. J., Yi, S.: Design of the VISTA-ITL Test Facility for an Integral Type Reactor of SMART and a Post-Test Simulation of a SBLOCA Test, ID 840109. *Science and Technology of Nuclear Installations*, 2014.
- /PAR 17/ Partmann, P.: Sicherheit von Brennelementlagerbecken, Bericht TU Dresden. Professur für Wasserstoff- und Kernenergietechnik, 2017.

- /PAR 23/ Park, R. J., Son, D., Kim, S. H., Kang, H. S., Park, C. H.: CINEMA-SMART development and its application to SBLOCA analysis for Korean small integral reactor. *Annals of Nuclear Energy*, Nr. 181, 2023.
- /PAS 19/ PASTELS Consortium: PAssive Systems: Simulation der Thermohydraulik mit experimentellen Studien, Projektvorschlag. 2019.
- /PHI 12/ Phillips, J., Hauser, H., Estrada, H.: Identifying and bounding uncertainties in nuclear reactor thermal power calculations. In: ANS: ICAPP 2012. Chicago, Illinois, USA, 24. - 28. Juni 2012, S. 1763–1770, 2012.
- /REY 12/ Reyes, J. N.: NuScale Plant Safety in Response to Extreme Events. *Nuclear Technology*, Bd. 178, Nr. 2, S. 153–163, DOI 10.13182/NT12-A13556, 2012.
- /ROH 31/ Rohwer, C.: Evaporation from free water surfaces. United States Department of Agriculture (USDA), TECHNICAL BULLETIN NO. 271: Washington, DC, Dezember 1931.
- /SHA 38/ Sharpley, B. F., Boelter, L. M. K.: Evaporation of Water into Quiet Air from a One-Foot Diameter Surface. *Industrial & Engineering Chemistry*, Bd. 30, Nr. 10, S. 1125, 1938.
- /SHA 08/ Shah, M. M.: Analytical Formulas for Calculating Water Evaporation from Pools. *ASHRAE Transactions*, Bd. 114, Nr. 2, 2008.
- /SHA 17/ Shah, M. M.: New correlation for heat transfer during subcooled boiling in plain channels and annuli. *International Journal of Thermal Sciences*, Bd. 112, S. 358–370, DOI 10.1016/j.ijthermalsci.2016.10.016, 2017.
- /SHA 18/ Shah, M. M.: Improved Model for Calculation of Evaporation from Water Pools. *Sci. & Tech. for the Built Environment*, Bd. 24, Nr. 10, S. 1064–1074, 2018.

- /SON 21/ Sonntag, D., Koch, M. K.: Modellierung der Wärmeübertragung an der Außenseite von SMR-Containmentwänden – CFD-Analysen zur Naturkonvektion bei sehr hohen Rayleigh-Zahlen an vertikalen Flächen, Technischer Fachbericht zum Verbundvorhaben BMUV 1501607B(VASiL), PSS-TR-17. 2021.
- /SON 22a/ Sonntag, D., Bratfisch, C., Koch, M. K.: Development of a heat transfer correlation for high Rayleigh-number free convection at vertical, heated SMR containment surfaces in water filled pools. In: American Nuclear Society (ANS), SCK-CEN (Hrsg.): 19th International Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal Hydraulics. NURETH 19, virtual, 6. - 11. März 2022, Bd. 35358, 2022.
- /SON 22b/ Sonntag, D., Koch, M. K., Bratfisch, C.: Analyses of Natural Convection Heat Transfer and the Resulting Thermal Stratification Inside Water-Filled Vessels using the CFD-Code OpenFOAM. In: NUTHOS-13. 5. - 10. September 2022, 2022.
- /SOU 95/ Souza, A. L., Pimenta, M. M.: Prediction of pressure drop during horizontal twophase flow of pure and mixed refrigerants. In: ASME Conf. FED-210. S. 161–171, 1995.
- /SPA 58/ Sparrow, E. M., Siegel, R.: Laminar tube flow with arbitrary internal heat sources and wall heat transfer. Nuclear Science and Engineering, Bd. 4, Nr. 2, S. 239–254, DOI 10.13182/NSE58-A15365, 1958.
- /SWA 20/ Swart, R., Dobson, R. T.: Thermal-hydraulic simulation and evaluation of a natural circulation thermosyphon loop for a reactor cavity cooling system of a high-temperature reactor. Nuclear Engineering and Technology, Bd. 52, Nr. 2, S. 271–278, DOI 10.1016/j.net.2019.07.031, 2020.
- /TRA 00/ Tran, T., Chyu M., Wambsganss, M., France, D.: Two-phase pressure drop of refrigerants during flow boiling in small channels: an experimental investigation and correlation development. International Journal of Multiphase Flow, Nr. 26, S. 1739–1754, 2000.

- /TRE 17/ Trela, M., Kwidzinski, R., Lackowski, M.: Generalization of Martinelli-Nelson method of pressure drop calculation in two-phase flows. E3S Web of Conferences, Bd. 13, S. 2006, DOI 10.1051/e3sconf/20171302006, 2017.
- /VDI 13/ Verein Deutscher Ingenieure (VDI), VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (GVC): VDI-Wärmeatlas, Mit 320 Tabellen. VDI-Buch, 11. Aufl., 1760 S., ISBN 978-3-642-19981-3, DOI 10.1007/978-3-642-19981-3, Springer Vieweg: Berlin, 2013.
- /VIE 00/ Vietinghoff, H.: Die Verdunstung freier Oberflächen – Grundlagen, Einflussfaktoren und Methoden der Ermittlung, Ufo Naturwissenschaft, Band 201. 2000.
- /WAC 22a/ Wack, J.: Implementierung, Verifizierung und Validierung von Modellen für den Druckverlust und Wärmeübergang in Plattenwärmeübertragern bei einphasigen und zweiphasigen Strömungen. Gesellschaft für Anlagen- und Reaktorsicherheit (GRS) gGmbH, Technische Notiz, TN-WAC-22/01: Garching, Juli 2022.
- /WAC 22b/ Wack, J.: Implementierung und Verifikation der Methodik zum Einlesen der Eingabeparameter für kompakte Plattenwärmeübertrager. Gesellschaft für Anlagen- und Reaktorsicherheit (GRS) gGmbH, Technische Notiz, TN-WAC-22/02: Garching, November 2022.
- /WAN 00/ Wang, L., Christensen, R., Sunden, B.: An experimental investigation of steam condensation in plate heat exchangers. Int. J. Heat Exchangers, Nr. 1, S. 125–150, 2000.
- /WAN 20/ Wang, J., Li, X., Allison, C., Hohorst, J. (Hrsg.): Nuclear power plant design and analysis codes, Development, validation, and application. Woodhead Publishing series in energy, 1 volume, ISBN 9780128181904, Woodhead Publishing: Oxford, 2020.
- /WIL 21/ Williams, E.: Test Facility Ushers in Small Modular Reactor Revolution, DOE's Nuclear Energy University Program. 2021.

- /WNN 22/ World Nuclear News (WNN): NuScale, KGHM agree to deploy SMRs in Poland. Stand vom 14. Februar 2022, erreichbar unter <https://www.world-nuclear-news.org/Articles/NuScale,-KGHM-agree-to-deploy-SMRs-in-Poland>, abgerufen am 5.9.22.
- /XIA 18a/ Xiao, Y., Hu, Z., Chen, S., Gu, H.: Experimental investigation and prediction of post-dryout heat transfer for steam-water flow in helical coils. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Bd. 127, S. 515–525, DOI 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.07.026, 2018.
- /XIA 18b/ Xiao, Y., Hu, Z., Chen, S., Gu, H.: Experimental investigation of boiling heat transfer in helically coiled tubes at high pressure. *Annals of Nuclear Energy*, Bd. 113, S. 409–419, DOI 10.1016/j.anucene.2017.11.052, 2018.
- /XIA 18c/ Xiao, Y., Hu, Z., Chen, S., Gu, H.: Experimental study on dryout characteristics of steam-water flow in vertical helical coils with small coil diameters. *Nuclear Engineering and Design*, Bd. 335, S. 303–313, DOI 10.1016/j.nucengdes.2018.06.001, 2018.
- /XIO 15/ Xiong, Z., Ye, C., Wang, M., Gu, H.: Experimental study on the sub-atmospheric loop heat pipe passive cooling system for spent fuel pool. *Progress in Nuclear Energy*, Nr. 79, S. 40–47, 2015.
- /XU 12/ Xu, Y., Fang, X., Su, X., Zhou, Z., Chen, W.: Evaluation of frictional pressure drop correlations for two-phase flow in pipes. *Nuclear Engineering and Design*, Nr. 253, S. 86–97, 2012.
- /YAN 17/ Yang, Z., Meng, Z., Yan C., Chen, K.: Heat transfer and flow characteristics of a cooling thimble in a molten salt reactor residual heat removal system. *Nuclear Engineering and Technology*, Nr. 49, S. 1617–1628, 2017.
- /YAN 22a/ Yang, Z.: Numerische Simulation der Wärmeübertragung bei natürlicher Konvektion bei hohen Rayleigh-Zahlen, Technische Notiz VASiL, ENTWURF. Gesellschaft für Anlagen- und Reaktorsicherheit (GRS) gGmbH (GRS): Garching b. München, November 2022.

- /YAN 22b/ Yang, Z., Sonntag, D., Brattfisch, C., Koch, M. K.: CFD Simulations on an Up-Scaled Experiment and Determination of the Heat Transfer Coefficient for High Rayleigh-Number Natural Convection in Water. In: Kerntechnische Gesellschaft e.V. (KTG) (Hrsg.): Kerntechnik 2022. Leipzig, 21. - 22. Juni 2022, 2022.
- /YIY 99/ Yi-Yie, Y., Hsiang-Chao, L., Tsing-Fa, L.: Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134a in a plate heat exchanger. International Journal of Heat and Mass Transfer, Volume 42 Issue 6, S. 993–1006, 1999.
- /ŽUK 72/ Žukauskas, A.: Heat Transfer from Tubes in Crossflow. In: Advances in Heat Transfer Volume 8. Advances in Heat Transfer, Nr. 8, S. 93–160, ISBN 9780120200085, DOI 10.1016/S0065-2717(08)70038-8, Elsevier, 1972.

**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 978-3-910548-35-0