



Universität Stuttgart
Institut für Kernenergetik
und Energiesysteme

Experimentelle Untersuchung von geschlossenen Zwei-Phasen- Thermosiphons zur passiven Kühlung von Nasslagerbecken

Claudia Katharina Graß



Universität Stuttgart
Institut für Kernenergetik
und Energiesysteme

Experimentelle Untersuchung von geschlossenen Zwei-Phasen- Thermosiphons zur passiven Kühlung von Nasslagerbecken

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

vorgelegt von
M.Eng. Claudia Katharina Graß
geboren in Würzburg

Hauptberichter:
Prof. Dr.-Ing. Jörg Starflinger
Mitberichter:
apl. Prof. Dr.-Ing. habil. Klaus Spindler

Tag der Einreichung:
18.01.2021
Tag der mündlichen Prüfung:
18.06.2021

ISSN 0173-6892

Kurzzusammenfassung

Die vorliegende Forschungsarbeit befasst sich mit der experimentellen Untersuchung von geschlossenen Zweiphasen-Thermosiphons zur passiven Kühlung von Nasslagerbecken. Im Falle eines Störfalls mit Ausfall des aktiven Kühlkreislaufs kann ein passives Wärmeabfuhrsystem auf der Basis von Wärmerohren eine angemessene Kühlung des Nasslagers abgebrannter Brennelemente aufrechterhalten und somit erheblich zur Sicherheit der kerntechnischen Anlage beitragen. Wärmerohre und Thermosiphons haben aufgrund ihrer hohen Wärmetransportfähigkeit durch Übertragung von Latentwärme und den einfachen Aufbau ein großes Potenzial, als Grundkomponenten die Anforderungen einer zuverlässigen und unabhängigen passiven Wärmeabfuhrvorrichtung zu erfüllen.

Die experimentellen Untersuchungen der Betriebscharakteristik von geschlossenen Zweiphasen-Thermosiphons in anwendungsorientierten Dimensionen und thermisch relevanten Randbedingungen liefern mit einer umfassenden Datenbasis den Grundstein für die zur Überprüfung und Weiterentwicklung passiver Kühlsysteme. Die experimentellen Ergebnisse dienen dabei zur Verifizierung und Validierung der neuen Modelle.

Die experimentellen Untersuchungen wurden in zwei Stufen durchgeführt. Für die Untersuchung der verschiedenen Versuchsparameter und zur Abbildung anwendungsorientierter thermischer Randbedingungen wurden drei neue Versuchsstände aufgebaut. In der ersten Stufe wurden 10 m lange Thermosiphons unter idealisierten Versuchsbedingungen im Laborversuchsstand vermessen. Hierbei wurde der Einfluss des Rohrdurchmessers anhand von drei Durchmessern (20, 32 und 45,1 mm), die Wärmesenken-Temperatur (10, 20 und 30 °C) und der Füllgrad an Wärmeträgerfluid im Thermosiphon (50%, 70% und 100%) für ein festgelegtes Heizleistungsspektrum zwischen 500 W und 4000 W untersucht. Parallel wurden in einem Siederversuchsstand Untersuchungen bezüglich Rohrwandüberhitzung für verschiedene Oberflächenmodifikationen (u. a. sandgestrahlt, chem. beschichtet) in 1 m Versuchsrohren vermessen. Hierbei wurden ebenfalls unterschiedliche Wärmeträgerfluide (Alkohol, Wasser und Kältemittel) als Arbeitsmedium betrachtet.

Die Erkenntnisse aus den Labor- und Siederversuchen flossen in die zweite Untersuchungsstufe ein. In dieser wurden im ATHOS-Versuchsstand der Wärmetransport von Thermosiphon-Rohrbündeln unter anwendungsorientierten Randbedingungen vermessen. Hierfür wurde ein 3x3 Rohrbündel in einem Wassertank konvektiv auf die Betriebstemperaturen 45 °C, 60 °C und 80 °C (nach KTA 3303) beheizt und über einen Kaminaufbau konvektiv mit Umgebungsluft

gekühlt. Ergänzend wurde in einem zweiten mobilen Wassertank vier weitere Thermosiphons installiert. Die Rohre des 2x2 Rohrbündels sind an den Zonenübergängen jeweils gekrümmt und verfügen über unterschiedliche Neigung der adiabaten Zone.

In Langzeitversuchen konnte ein zuverlässiger, konstanter Betrieb des Thermosiphon-Rohrbündels mit kontinuierlicher Wärmeabfuhr an die Umgebung (Atmosphäre) nachgewiesen werden.

Abstract

Within the framework of the reactor safety research the presented research work deals with the experimental investigation on passive heat removal from spent fuel pools by heat pipes resp. two-phase closed thermosiphons. In case of a station blackout with loss of active cooling modes, a passive heat removal system based on two-phase closed thermosiphons can maintain an adequate spent fuel pool cooling and hence can significantly contribute to the safety of the nuclear plant. Because of their high heat transport capability by latent heat transfer and their simple design, two-phase closed thermosiphons have a great potential to satisfy as basic components the demands of a reliable and independent passive heat removal system.

The experimental investigations of the operating characteristics of thermosiphons in application-oriented dimensions and at the thermally relevant heat transfer conditions provide a comprehensive database for dimensioning and evaluating heat pipe cooling systems in nuclear applications and further development of new passive cooling systems. The experimental database serves in verification and validation of new models.

The experimental investigations were carried out in two stages. For the investigation of the different test parameters and to meet the different experimental boundary conditions, three new test stands (laboratory setup, boiling setup, ATHOS facility) were established. Within the first stage, the operational characteristics of 10 m long thermosiphons are basically examined in the laboratory setup under defined boundary conditions, varying systematically pipe diameters (20 mm, 32 mm, and 45.1 mm), filling ratios (100%, 70%, 50%), heat sink temperatures (10 °C, 20 °C, 30 °C) and heat flow rates (500 W-4000 W) in the test campaigns. Contemporaneous investigations were carried out in the boiling setup regarding wall overheating with various surface modifications of the pipe wall (e. g. sandblasted, chemically coated) and using different heat transfer fluids (alcohol, water and refrigerant) as thermosiphon working fluid. The results from the laboratory experiments were incorporated into the second stage of the investigation. In the ATHOS facility, the heat transfer of thermosiphon bundles was measured under application-oriented boundary conditions. For this purpose, 3x3 tubes bundle was convectively heated in a water tank to the operating temperatures 45 °C, 60 °C and 80 °C (according to KTA 3303) and convectively cooled by the environmental air flow in a chimney.

Based on long-term experiments, a reliable, constant operational behavior of the thermosiphon bundle with a continuous heat transfer to the ambient air could be determined.

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis	IX
Tabellenverzeichnis.....	XIII
Nomenklatur.....	XV
Abkürzungsverzeichnis	XVII
1 Einleitung.....	1
1.1 Hintergrund.....	1
1.2 Stand von Wissenschaft und Technik.....	2
1.2.1 Wärmerohr – Prinzip und Anwendung	2
1.2.2 Wärmeabfuhr aus Nasslagerbecken	4
1.2.3 Untersuchungen zur Anwendung von Wärmerohren in Nasslagern.....	5
1.2.4 Bisherige Arbeiten.....	9
1.3 Ziel der Arbeit	10
2 Beschreibung der Versuchsanlagen	13
2.1 Laborversuchsstand	13
2.1.1 Befüllvorgang und Inbetriebnahme.....	15
2.2 Siederversuchsstand	15
2.3 ATHOS – Atmospheric THERmosiphon coOling System	16
2.4 Messtechnik	20
2.4.1 Elektrische Beheizungstechnik	21
2.4.2 Temperaturmesstechnik	21
2.4.3 Druckmesstechnik	22
2.4.4 Strömungsmesstechnik.....	22
3 Versuchsparameter und -durchführung	25
3.1 Versuchsparameter	25
3.1.1 Rohrdurchmesser.....	25
3.1.2 Wärmeträger.....	26
3.1.3 Füllgrad	29
3.1.4 Wärmesenke –Temperatur	30
3.2 Versuchsdurchführung.....	31
3.2.1 Leistungsgesteuerte Betriebsfahrweise	31
3.2.2 Temperaturgesteuerte Betriebsfahrweise	31

3.3	Versuchsübersicht.....	33
4	Ergebnisse.....	37
4.1	Experimente Laborversuchsstand.....	37
4.1.1	Betriebscharakteristik.....	37
4.1.2	Energiebilanz und Fehlerband.....	43
4.1.3	Wärmesenken-Temperatur.....	45
4.1.4	Rohrdurchmesser.....	48
4.1.5	Füllgrad.....	52
4.1.6	Rohrkrümmung.....	57
4.1.7	Temperaturgesteuerte Betriebsfahrweise.....	59
4.2	Experimente Siederversuchsstand.....	67
4.2.1	Variation der Oberflächenbeschaffenheit.....	68
4.2.2	Variation des Wärmeträgerfluids.....	74
4.3	Frequenzanalyse und Parameterwechselwirkung.....	83
4.4	Experimenteller, effektiver Wärmetransportkoeffizienten.....	88
4.5	Experimente ATHOS.....	90
4.5.1	Normaler Betrieb bei 45 °C.....	90
4.5.2	Abnormaler Betrieb bei 60 °C.....	93
4.5.3	Störfallbetrieb bei 80 °C.....	95
4.5.4	Zwei-Tank-Betrieb.....	100
4.5.5	Atmosphärische Wärmesenke.....	103
5	Zusammenfassung.....	107
6	Literaturverzeichnis.....	115
A	Leistungsgrenzen von Zwei-Phasen-Thermosiphons.....	119
B	Kalibrierung der Beiheizung.....	123
C	Messunsicherheiten und Fehlerrechnung.....	124
D	Technische Zeichnungen.....	126

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1.1: Schema des Funktionsprinzips von Thermosiphon und Wärmerohr [9]	3
Abbildung 1.2: Schematische Draufsicht auf das Nasslager Gösgen [15].....	5
Abbildung 1.3: Halbschnitt eines schematischen Design-Entwurfs eines Wärmerohr-gekühlten Nasslagers [31].....	9
Abbildung 2.1: Schema eines Thermosiphon-Testrohrs im Laborversuchsstand (links) und Foto der oberen Hälfte des Thermosiphon- Versuchsstands (rechts)	14
Abbildung 2.2: Foto vom Versuchsaufbau des Siedeveruchsstands (links) und Schema eines Testrohrs (rechts) mit Temperaturmessinstrumentierung im Bereich der Verdampferzone	16
Abbildung 2.3: Schema Design-Entwurf des ATHOS-Versuchsstands	17
Abbildung 2.4: Halbschnitt durch ATHOS-Versuchsstand mit geraden und gekrümmten Rohren und farblich gekennzeichnete Heiz-/adiabate/Kühlzone eines Thermosiphons (links) und Foto des geraden Rohrbündels im Kamin (rechts)	19
Abbildung 2.5: ATHOS-Kaminaufbau geschlossen von außen (links), der Höhe nach geöffnet (mitte) und mit Rohrbündel im Inneren (rechts)	20
Abbildung 3.1: Merit-Zahl potenzieller Wärmeträgerfluide.....	28
Abbildung 3.2: Schema der untersuchten Versuchsparameter im Laborversuchsstand	33
Abbildung 4.1: TS-Temperaturen über Messzeit (Ausschnitt) von einer Labormessung des 1,5"-Testrohrs mit 100% Füllgrad bei 20 °C Kühler-temperatur und 1400 W Heizleistung [W1.5L1_20_1400]	38
Abbildung 4.2: Korrespondierende Drücke in Verdampfer und Kondensator über Messzeit (Ausschnitt) von einer Labormessung des 1,5"-Testrohr mit 100% Füllgrad bei 20 °C Kühler-temperatur und 1400 W Heizleistung [W1.5L1_20_1400]	39
Abbildung 4.3: p,T-Diagramm der Satttdampf- kurve für Wasser mit experimentellen Druck- und Temperaturmesswerten im Verdampfer und Kondensator von einer Labormessung des 1,5"-Testrohr mit 100% Füllgrad bei 20 °C Kühler-temperatur und 1400 W Heizleistung [W1.5L1_20_1400]	40
Abbildung 4.4: TS-Temperaturen über Messzeit (Ausschnitt) von einer Labormessung des 1,5"-Testrohr mit 100% Füllgrad bei 20 °C Kühler-temperatur und 2000 W Heizleistung [W1.5L1_20_2000]	41
Abbildung 4.5: p,T-Diagramm der Satttdampf- kurve für Wasser mit experimentellen Druck- und Temperaturmesswerten im Verdampfer und Kondensator von einer Labormessung des 1,5"-Versuchsrohr mit 100% Füllgrad bei 20 °C Kühler-temperatur und 2000 W Heizleistung [W1.5L1_20_2000]	43
Abbildung 4.6: Kalorimetrisch bestimmter abgeführter Wärmestrom für verschiedene Heizleistungen in der Versuchsreihe mit Wärmeträgerfluid Wasser im 1,5"-Versuchsrohr mit 100% Füllgrad (L1) bei 10 °C, 20 °C und 30 °C Kühler-temperatur	44

Abbildung 4.7: : Mittlere Siedetemperaturen im Verdampfer in Abhängigkeit von der elektrischen Heizleistung für Kühlereintrittstemperaturen 10°C, 20°C und 30°C im 1,5“-Versuchsrohr mit Füllgrad 100%	46
Abbildung 4.8: Temperaturdifferenz in Abhängigkeit von der elektrischen Heizleistung für Kühlereintrittstemperaturen 10°C, 20°C und 30°C im 1,5“-Versuchsrohr mit 100% Füllgrad	47
Abbildung 4.9: Siedetemperatur im Verdampfer über Wärmestromdichte am Verdampfer für Thermosiphon-Versuchsrohre mit $d_i=20$ mm, 32 mm und 45,1 mm bei 20°C Kühlereintrittstemperatur mit 70% Füllgrad	48
Abbildung 4.10: TS-Temperaturen über Messzeit (Ausschnitt) von einer Labormessung des 1"-Versuchsrohrs mit 70% Füllgrad bei 10 °C Kühler-temperatur und 2400 W Heizleistung [W1L2_10_2400].....	51
Abbildung 4.11: Vergleich der Verdampfer-temperaturen in Abhängigkeit von der elektrischen Heizleistung für verschiedene Füllgrade im 1,5“-Thermosiphon bei 20°C Kühlereintrittstemperatur	52
Abbildung 4.12: Mittlere Außenwandtemperaturen entlang der Verdampferzone im untersuchten Heizleistungsbereich im 1,5“-Thermosiphon für Füllgrad 100%, 70% und 50% (von oben nach unten) bei einer Kühlereintrittstemperatur von 20 °C.....	54
Abbildung 4.13: Vergleich der Verdampfer-temperaturen in Abhängigkeit von der elektrischen Heizleistung für verschiedene Füllgrade im 2“-Thermosiphon bei 20°C Kühlereintrittstemperatur	56
Abbildung 4.14: Verdampfer-temperaturen in einem vertikalen, geradem TS und in einem einfach gekrümmtes TS mit vertikalem Verdampfer und fast horizontalem Kondensator bzw. fast horizontalem Verdampfer und vertikalen Kondensator über die Heizleistung, mit jeweils $d_i=32$ mm, 70% Füllgrad und 20 °C Kühlereintrittstemperatur.....	57
Abbildung 4.15: Mittlere Wandtemperatur der Verdampferzone und Druck am Verdampferende in Abhängigkeit der Heizleistung der gekrümmten Thermosiphons mit $d_i = 32$ mm und jeweils vertikalem und horizontalem Verdampfer bei 100% Füllgrad und 20 C Kühler-temperatur	59
Abbildung 4.16: Temperaturmessergebnis des temperaturgesteuerten Experiments bei 60 °C Beheizungs-temperatur und 30 C bis 0 C Kühler-temperatur-Rampe für 1,5“-Thermosiphonversuchsrohr mit 70% Füllgrad	60
Abbildung 4.17: Temperaturmessergebnis des temperaturgesteuerten Experiments bei 45 °C Beheizungs-temperatur und 0 C bis 30 C Kühler-temperatur-Rampe für 1,5“-Thermosiphonversuchsrohr mit 100% Füllgrad und kalorimetrisch abgeführter Kühlleistung	61
Abbildung 4.18: Abgeführte Wärmeleistung in Abhängigkeit der Temperaturdifferenz für Beheizungs-temperaturen 45 °C, 55 °C und 60 °C und Kühler-temperaturen 0 °C, 10 C, 20 °C und 30 °C im 1,5“-Thermosiphon mit 100% Füllgrad ..	63
Abbildung 4.19: Abgeführte Wärmeleistung in Abhängigkeit von der Temperaturdifferenz für die Füllgrade 30%, 50%, 70%, 100% und 120% im 1,5“-Thermosiphon bei 60 °C Beheizungs-temperatur	64

Abbildung 4.20: Temperatur in mittlerer Höhe der adiabaten Zone (5000mm) in Abhängigkeit von der Temperaturdifferenz für die Füllgrade 30%, 50%, 70%, 100% und 120% bei 60 °C Beheizungstemperatur im 1,5"-Thermosiphon	66
Abbildung 4.21: Temperatur- und Heizleistungsverlauf von Referenz-Versuchsrohr mit $d_i = 20$ mm und Wärmeträgerfluid Wasser	68
Abbildung 4.22: Temperaturdifferenzen für oberflächenmodifizierte Thermosiphon-Versuchsrohre mit $d_i = 20$ mm und Wärmeträgerfluid Wasser	70
Abbildung 4.23: Temperaturdifferenzen für oberflächenmodifizierte Thermosiphon-Versuchsrohre mit $d_i = 45,1$ mm und Wärmeträgerfluid Wasser	72
Abbildung 4.24: Temperaturdifferenz zwischen Außenwand und Wärmeträgerfluid in halber Verdampferhöhe (110 mm) in Abhängigkeit von der Wärmestromdichte für die Referenzrohre mit $d_i = 20$ mm (oben) und $d_i = 45,1$ mm (unten) mit unterschiedlichen Wärmeträgern	75
Abbildung 4.25: Siedetemperaturen in 110 mm Verdampferhöhe in Abhängigkeit von der Wärmestromdichte für die Referenzrohre mit $d_i = 20$ mm (oben) und $d_i = 45,1$ mm (unten) mit unterschiedlichen Wärmeträgern	77
Abbildung 4.26: Temperaturverteilung über die Höhe im Thermosiphon mit $d_i = 20$ mm (oben) und $d_i = 45,1$ mm (unten) mit den Wärmeträgern Wasser, novoc TM 5110 und Methanol in Abhängigkeit der angelegten Wärmestromdichte	79
Abbildung 4.27: Einzeltemperaturdifferenzen in [K] für Wasser, novoc TM 5110 und Methanol als Arbeitsmedium im 2"-Versuchsrohr bei etwa 11 kW m ⁻² Wärmestromdichte mit 20 °C Kühlmitteltemperatur	80
Abbildung 4.28: Thermosiphon-Temperaturen über Messzeit-Ausschnitt von Labormessungen im 1,5"-Thermosiphon ($d_i = 32$ mm) mit 100% Füllgrad Wasser (oben) und Methanol (unten) bei 20 °C Kühlertemperatur und 1000 W Heizleistung	81
Abbildung 4.29: Temperaturfluktuationen der Siedetemperatur im Verdampfer verschiedener Wärmeträger, Rohrdurchmesser und Füllgrade in Abhängigkeit der Wärmestromdichte	83
Abbildung 4.30: Zeitabhängige Temperaturmessung und entsprechendes Frequenzspektrum für Experimente im 1,5"-Thermosiphon mit 100% Füllgrad und bei 10 °C Kühlereintrittstemperatur	85
Abbildung 4.31: Frequenzspektrum der pulsierenden Siedetemperatur in unterschiedlichen Rohrdurchmessern bei unterschiedlichen Wärmestromdichten, 20 °C Kühlertemperatur und 70% Füllgrad	87
Abbildung 4.32: Thermische Widerstandswerte für ausgewählte Rohrdurchmesser, Füllgrade und Wärmeträger bei 20 °C Kühlertemperatur	89
Abbildung 4.33: Temperaturen entlang des TS-Rohrs #2 exemplarisch für das Bündel über eine Messdauer von 36 h bei 45 °C Wassertanktemperatur	91
Abbildung 4.34: 1-h-gemittelte Heizleistung bei konstant 45 °C Wassertanktemperatur in Abhängigkeit der Lufttemperatur im unteren Kaminbereich	92

Abbildung 4.35: Temperaturen entlang eines TS-Rohrs exemplarisch für das Bündel und 1-std-Mittel der Heizleistung über die Dauer bei 60 °C Tanktemperatur	94
Abbildung 4.36: 1-h-gemittelte Heizleistung bei konstant 60 °C Wassertanktemperatur in Abhängigkeit der Lufttemperatur im unteren Kaminbereich.....	95
Abbildung 4.37: Temperaturen entlang eines TS-Rohrs exemplarisch für das Bündel und 1-std-Mittel der Heizleistung über die Dauer bei 80 °C Tanktemperatur	96
Abbildung 4.38: 1-h-gemittelte Heizleistung bei konstant 80 °C Wassertanktemperatur in Abhängigkeit der Lufttemperatur im unteren Kaminbereich.....	97
Abbildung 4.39: Temperaturverteilung im Wassertank bei 80 °C Randbedingung über Versuchsdauer (links) und schematische Grafik des Wassertanks mit Position der Temperaturmessstellen (rechts)	98
Abbildung 4.40: Foto vom ATHOS-Versuchsstand mit den zwei Wassertanks und Rohrbündeln.....	100
Abbildung 4.41: Temperaturen unterschiedlich geneigter Thermosiphons in unterschiedlichen Höhen bei 80 °C Wassertanktemperatur.....	101
Abbildung 4.42: Temperaturen entlang je eines TS-Rohrs exemplarisch für die Bündel in je einem Wassertank und 1-std-Mittel der Heizleistung über die Dauer bei 60 °C Wassertanktemperaturen.....	102
Abbildung 4.43: Foto im unteren Ende des Kaminaufbaus mit 3x3 Thermosiphon-Rohrbündel und Lufteinlass durch Lüftungsgitter und Ventilatoren	104
Abbildung 4.44: Heizleistung in Wassertank 1 in Abhängigkeit von der Lufttemperatur im Turm bei unterschiedlichen Strömungsgeschwindigkeiten	105
Abbildung A.1: Faktor f1 in Abhängigkeit der Bond-Nummer	121
Abbildung A.2: Bond-Nummer in Abhängigkeit von Faktor f2 und Neigungswinkel.....	121
Abbildung B.1: Kalibrierkurve aus Oszilloskopmessung der Phasenanschnittsteuerung im Laborversuchsstand.....	123
Abbildung B.2: Kalibrierungs-Kennlinie der Eurotherm Leistungssteller in ATHOS	123
Abbildung D.1: Technische Zeichnung mit Messstellen Laborversuchsrohr di=20 mm....	127
Abbildung D.2: Technische Zeichnung mit Messstellen Laborversuchsrohr di=32mm.....	127
Abbildung D.3: Technische Zeichnung mit Messstellen Laborversuchsrohr di=45,1 mm	128
Abbildung D.4: Technische Zeichnung gekrümmtes Thermosiphon Laborrohr di=32 mm	129
Abbildung D.5: Technische Zeichnung ATHOS-Versuchsstand mit Kaminaufbau	130
Abbildung D.6: Technische Zeichnung ATHOS-Versuchsstand gekrümmtes Rohrbündel	131

Tabellenverzeichnis

Tabelle 3-1: Liste untersuchter Rohrkonfigurationen mit Innendurchmesser, Wandstärke und Rohrlänge zu Innendurchmesser Verhältnis	26
Tabelle 3-2: Liste untersuchter Wärmeträgermedien und ihrer thermodynamischen Stoffeigenschaften	27
Tabelle 3-3: Einwaagen in [g] an Wasser für Versuchsreihen unterschiedlicher Rohrdurchmesser und Füllgrade	29
Tabelle 3-4: Versuchsübersicht mit Versuchsbezeichnung im Laborversuchsstand	34
Tabelle 3-5: Versuchsübersicht mit Versuchsbezeichnung im Siedeversuchsstand [X = durchgeführte Versuche; - = nicht durchgeführte Versuche]	35
Tabelle 4-1: Vergleich der Betriebstemperaturen des 1,5“-Versuchsrohrs mit 100% Füllgrad bei 20 °C Kühler Temperatur und 1400 W bzw. 2000 W Heizleistung	42
Tabelle 4-2: Vergleich der Betriebsdrücke des 1,5“-Versuchsrohrs mit 100% Füllgrad bei 20 °C Kühler Temperatur und 1400 W bzw. 2000 W Heizleistung	42
Tabelle 4-3: Spezifische Stoffwerte des verwendeten Kühlmittels	44
Tabelle 4-4: Mittlere abgeführte Wärmeleistung bei maximaler Temperaturdifferenz von 60 K für die untersuchten Füllgrade 30%, 50%, 70% und 100% bei 60 °C Heiztemperatur.....	65
Tabelle 4-5: Oberflächenrauheit der verschiedenen untersichten Rohrvarianten	69
Tabelle 4-6: Temperaturdifferenzen in mittlere Verdampferhöhe (110 mm) für oberflächenmodifizierte Versuchsrohre (Referenz, Pb27 und SAM) mit 20 mm und 45 mm Innendurchmesser bei ähnlicher Wärmestromdichte	73
Tabelle 4-7: Soll-Einwaagen der untersuchten Wärmeträgerfluide für 100% Füllgrad im Siedeversuchsstand	74
Tabelle 4-8: Übersicht durchschnittlich abgeführter Leistung für die Betriebstemperaturen 45 °C, 60 °C und 80 °C mit vorherrschende Lufttemperatur während der Untersuchung	97
Tabelle 4-9: Ergebnisauszug aus ATHOS-Untersuchungen bei unterschiedlich ausgeprägter Luftströmung im Kamin, mit 60 °C Wassertanktemperatur, exemplarisch für 15 °C Umgebungstemperatur	106
Tabelle C-1: Tabelle der verwendeten Messgeräte	124
Tabelle C-2: Tabelle der verwendeten Messgeräte	124

Nomenklatur

Lateinische Buchstaben

A	[m ²]	Fläche
c _p	[kJ kg ⁻¹ K ⁻¹]	spezifische Wärmekapazität
d	[m]	Durchmesser
g	[m s ⁻²]	Erdbeschleunigung g=9,81 m s ⁻²
Δh _v h _{fg}	[kJ kg ⁻¹]	spezifische Verdampfungsenthalpie
k	[W m ⁻¹ K ⁻¹]	Wärmeleitfähigkeit von Materialien
M _{HP}	[W m ⁻²]	Merit-Zahl für Wärmerohre
M _{TS}	[kg K ^{-0,75} s ^{-2,5}]	Merit-Zahl für Thermosiphons
Nu	[-]	Nusselt-Zahl, dimensionslose Kennzahl
p	[Pa]	Druck
P	[W]	Leistung
Pr	[-]	Prandtl-Zahl, dimensionslose Kennzahl
q	[W m ⁻²]	Wärmestromdichte
Q	[W]	Wärmestrom
r	[m]	Radius
R	[Ω]	Widerstand
Ra	[-]	Rayleigh-Zahl, dimensionslose Kennzahl
t	[s]	Zeit
T	[°C]	Temperatur
V	[m ³]	Volumen
w	[m s ⁻¹]	Geschwindigkeit

Griechische Buchstaben

α	[m ² s ⁻¹]	Temperaturleitfähigkeit
β	[K ⁻¹]	Thermischer Ausdehnungskoeffizient
Δ	[-]	Differenz
η	[kg m ⁻¹ s ⁻¹]	dynamische Viskosität
λ	[W m ⁻¹ K ⁻¹]	Wärmeleitfähigkeit von Stoffen
ν	[m ² s ⁻¹]	kinematische Viskosität

Nomenklatur

π	[-]	Kreiszahl; Konstante (3,141)
ρ	[kg m ⁻³]	Dichte
σ	[kg s ⁻²]	Oberflächenspannung
ϑ	[°C]	Temperatur
ψ	[-]	Vermischungskoeffizient

Indizes

a	außen
ad	der adiabaten Zone zugehörig
b	<i>boiling</i> , bezogen auf Siedepunkt
c	<i>critical</i> , bezogen auf kritischen Punkt
cond	der Kondensations-Zone zugehörig (<i>condenser section</i>)
evap	der Verdampfer-Zone zugehörig (<i>evaporation section</i>)
hp	bzgl Wärmerohr (<i>heat pipe</i>)
i	innen
i.T.	im Rohr (<i>in tube</i>)
l	auf Flüssig-Phase bezogen (<i>liquid</i>)
m	<i>melting</i> , bezogen auf Schmelzpunkt
sat	Im Sättigungszustand (<i>saturation</i>)
th	thermisch
TS	bzgl Thermosiphon
v	auf Dampf-Phase bezogen (<i>vapor</i>)

Abkürzungsverzeichnis

Al ₂ O ₃	Aluminiumoxid (Korund)
ATHLET	<i>Analysis of Thermal Hydraulics of Leaks and Transients</i>
ATHOS	<i>Atmospheric Thermosiphon Cooling System</i>
BMWi	Bundesministerium für Wirtschaft und Energie
DWR	Druckwasserreaktor
FR	Füllgrad (<i>filling ratio</i>)
GRS	Gesellschaft für Anlagen- und Reaktorsicherheit
IAEA	<i>International Atomic Energy Agency</i>
IKE	Institut für Kernenergetik und Energiesysteme der Universität Stuttgart
KTA	Kerntechnischer Ausschuss
LOCA	<i>Loss of Coolant Accident</i>
RELAP	<i>Reactor Excursion and Leak Analysis Program</i>
SAM	<i>Self-assembled Monolayer (coating)</i>
SBO	Stromausfall (<i>Station Black Out</i>)
TS	Thermosiphon

1 Einleitung

1.1 Hintergrund

Der weltweite Energiebedarf ist im Zeitalter von Technisierung, Digitalisierung und Automatisierung ein fundamentaler industrieller und gesellschaftlicher Baustein, der stetig zunimmt. Hinsichtlich einer sicheren und grundlastfähigen Energieversorgung ist die Kernenergie als nachhaltige, CO₂-freie Form der Energiegewinnung unabhängig von fossilen Brennstoffen global weiterhin im Ausbau. Dennoch wurde in Deutschland aufgrund von Sicherheitsbedenken nach der Reaktorkatastrophe von Fukushima-Daiichi, Japan 2011 der Ausstieg aus der Kernenergie politisch beschlossen. Ein durch ein Erdbeben ausgelöster Tsunami zerstörte die meerseitigen Kühlwasserpumpen und überflutete große Teile der Notstromaggregate, was den Ausfall der Stromversorgung und in der Folge keine ausreichende Kühlung und Abfuhr der Nachzerfallswärme aus Reaktor und Abklingbecken gewährleistete. In Folge von ausgefallenen Notkühlsystemen und durch die Naturkatastrophe zerstörte Infrastruktur konnte eine ausreichende Kühlung nicht wieder rechtzeitig hergestellt werden und es kam zur Kernschmelze.

Das Regelwerk für Sicherheitsanforderungen an Kernkraftwerke [1] vom Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und nukleare Sicherheit (BMU) sieht für alle Sicherheitsebenen im Reaktorbetrieb, vom Normalbetrieb bis zum schweren Störfall, die Erfüllung der drei Schutzziele: Kontrolle der Reaktivität, Kühlung der Brennelemente und Einschluss der radioaktiven Stoffe zu gewährleisten. Die Kühlung der Brennelemente bedeutet hierbei ein ausreichendes Vorhandensein von Kühlmitteln und Wärmesenken, sowie eine sichere Wärmeabfuhr aus Reaktor und Lagerbecken zu der jeweiligen Wärmesenke.

In diesem Zusammenhang ist die Frage nach sicheren Nachwärmeabfuhrkonzepten in der letzten Dekade – vor allem aber nach der Reaktorkatastrophe in Fukushima-Daiichi - stark in den Fokus der Reaktorsicherheitsforschung gerückt. Die Zwischenlagerung und Kühlung von Brennelementen erfolgt in Abklingbecken, die an einen aktiven Kühlkreislauf angeschlossen sind. Bei Eintreten eines Störfalls mit Totalausfall der Stromversorgung (*station blackout*) kann das aktive Kühlsystem durch eine Notstromversorgung über Dieselgeneratoren vorübergehend

den Betrieb aufrechterhalten. Diese Systeme sind wartungsaufwendig und kostenintensiv. Insbesondere vor dem Hintergrund des Ausstiegs aus der Kernenergie in Deutschland muss über langfristige, ökonomische und in erster Instanz sichere Lösungen für die Nachwärmeabfuhr nachgedacht werden.

Passive Systeme rücken daher zunehmend in den Fokus. Die Funktionsweise passiver Systeme basiert auf physikalischen Gesetzmäßigkeiten und Naturgesetzen wie Gravitation, Auftrieb, Naturkonvektion, Verdampfung und Kondensation. Diese Funktionsprinzipien sind unabhängig von Energieversorgung, Benutzerbedienung oder regelungstechnischer Ansteuerung. Daher wird passiven Systemen eine niedrigere Ausfallwahrscheinlichkeit zugesprochen und passive Systeme der IAEA Kategorie [2] A und B benötigen nur eine n+1 Redundanz, was eine erhebliche Erleichterung in den Betriebskosten und Vorteile für einen Langzeitbetrieb bedeutet.

Wärmerohre sind als passive und effiziente Wärmeübertrager in vielen Bereichen von Industrie und Forschung seit Jahrzehnten etabliert und ihre Anwendungsmöglichkeiten werden fortlaufend untersucht und erweitert. Die Einsatzeignung von Wärmerohren im kerntechnischen Kontext wird ebenfalls zunehmend erforscht und diskutiert. Die Implementierung neuer thermohydraulischer Komponenten in kerntechnischen Anlagen wird jedoch zunächst durch Reaktorsicherheitscodes simuliert, ausgelegt und dimensioniert. Simulationen und Berechnungen der komplexen, zweiphasigen Wärmeübertragung durch Wärmerohre oder Thermosiphons bedarf der entsprechenden validierten Modellierung mit experimenteller Datenbasis.

1.2 Stand von Wissenschaft und Technik

1.2.1 Wärmerohr – Prinzip und Anwendung

Ein Wärmerohr ist ein geschlossenes Behältnis mit einer Innenstruktur, das mit einem Wärmeträgerfluid gefüllt ist. Durch Verdampfung und Kondensation des Arbeitsmediums im Inneren wird Latentwärme aufgenommen und abgegeben. Der Dampf strömt durch Auftrieb und Temperatur- und Druckdifferenz zur Kühlseite und basierend auf der Kapillardruck-erzeugenden Innenstruktur, wird das Kondensat unabhängig von der Schwerkraft in den Verdampfungsbereich zurücktransportiert. Der Wärmetransport im Wärmerohr erfolgt demnach rein passiv aufgrund einer Temperaturdifferenz zwischen Wärmequelle und Wärmesenke. Die einfachste Bauform des Wärmerohrs ist das geschlossene Zweiphasen-

Thermosiphon, das keine Innenstruktur besitzt, sodass der Kondensatrücktransport ausschließlich schwerkraftunterstützt erfolgen muss. Wärmetechnisch betrachtet kann das Wärmerohr oder Thermosiphon vereinfacht als geringer Wärmeleitwiderstand in einem wärmeübertragenden System behandelt werden, der schon bei kleinen Temperaturdifferenzen eine effiziente und kostengünstige Wärmeübertragung ermöglicht.

Die grundlegenden Funktionsprinzipien und einige Anwendungsbeispiele sind von Reay [3] und Faghri [4] umfangreich dargestellt und durch zahlreiche Forschungsstudien weiter entwickelt und vorangetrieben worden[5–8]. In Abbildung 1.1 ist das Funktionsprinzip von Wärmerohr (Heat Pipe) und Thermosiphon schematisch skizziert.

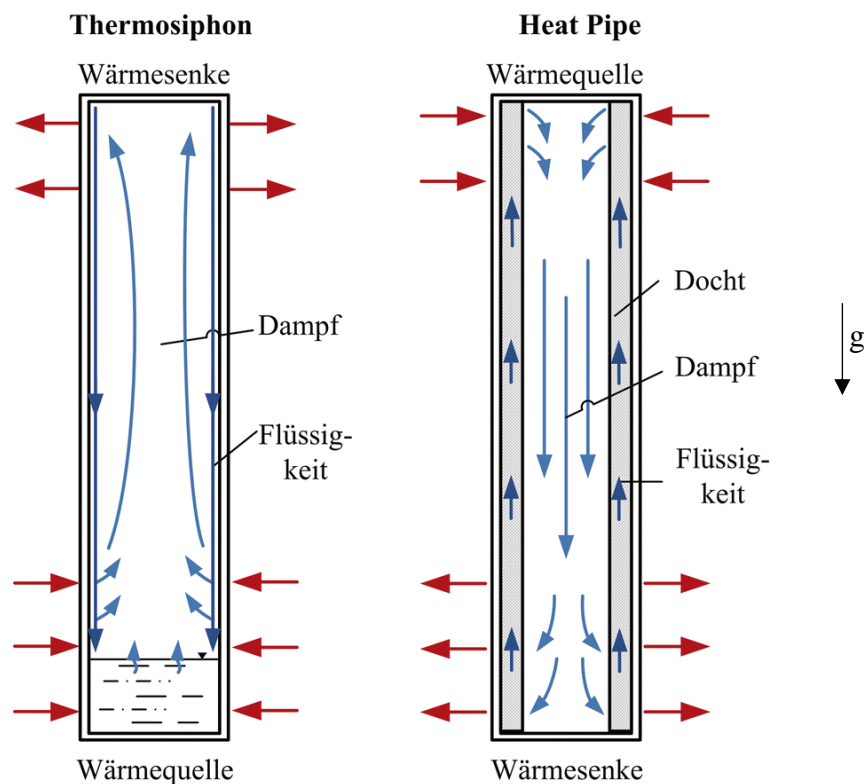


Abbildung 1.1: Schema des Funktionsprinzips von Thermosiphon und Wärmerohr [9]

Seit der ersten kommerziellen Nutzung von Wärmerohren in der Raumfahrt in den 1960ern Jahren haben sich die Einsatzgebiete zunehmend erweitert. Heutzutage werden Wärmerohre beispielsweise überwiegend zur Prozessorkühlung in elektronischen Bauteilen verwendet. Vor allem in immer kleiner werdenden elektronischen Bauteilgruppen mit geringer Platzverfügbarkeit und hohen Wärmestromdichten ist eine ausreichende Wärmeabfuhr ohne die Verwendung von flachen Kupferwärmerohren nicht mehr realisierbar [10].

Im zunehmend relevanten Energie-Sektor der regenerativen Energien, wie zum Beispiel der Geothermie und der Solarenergie werden Thermosiphons standardmäßig eingesetzt. Hierzu werden ebenfalls viele Forschungsarbeiten vorangetrieben. Nach Kalogirou [11] können 70% des Jahresverbrauchs an Warmwasser für eine Einfamilien-Haushalt durch ein Thermosiphon-Solarthermie-System bereitgestellt werden. Rassamakin et al. [12] untersucht die Verwendung von Wärmerohren aus Aluminium in Solarkollektoren und Adams et al. [13] hebt die Effizienz von Thermosiphon-Pumpen in der Geothermie hervor.

Wärmerohre unterliegen basierend auf ihren Auslegungsparametern, wie z. B. Durchmesser, Länge, Füllgrad und Wärmeträgerfluid, operativen Leistungsgrenzen. Numerische Modelle zur Auslegung und Berechnung der thermischen Leistungskapazität von Wärmerohren benötigen u. a. empirische Koeffizienten, die für entsprechende Gültigkeitsbereiche experimentell abgesicherte und die spezifische Anwendungsgeometrien angepasst werden müssen. Aus diesem Grund ist es für neue Anwendungsgebiete und Designgeometrien, wie hier für eine passive Nasslagerbeckenkühlung, zwingend erforderlich vorab experimentelle Untersuchungen bzgl. des Betriebsverhaltens und der Leistungsgrenzen durchzuführen. In Anhang A sind die bekannten Leistungsgrenzen für geschlossene Zwei-Phasen Thermosiphons mit entsprechenden empirischen Korrelationen ausgeführt.

1.2.2 Wärmeabfuhr aus Nasslagerbecken

Die Brennelementlagerbeckenkühlung erfolgt in Form eines aktiven Nachkühlsystems und eines redundanten Notkühlsystems, welche beide durch wartungsbedürftige, aktive Pumpenkreisläufe gespeist werden.

Aktuell werden von den Anlagenherstellern (wie z.B. framatome GmbH) Systeme zur Lagerbeckenkühlung angeboten, bei denen die Wärme aus dem Lagerbecken bzw. dem Nasslager mittels eines im Lagerbecken angeordneten Wärmeübertragers an einen im naturumlaufbetriebenen Kühlkreislauf abgeführt wird (einphasige, sensible Wärmeübertragung mit Wasser), der wiederum die Wärme über einen weiteren Kühler an die Umgebungsluft (ultimative Wärmesenke) abgibt [14]. Ein Beispiel eines derartig realisierten Wärmeabfuhrsystems ist das Nasslager Gösgen (Abbildung 1.2). Mit diesem passiven Wärmeabfuhrsystem aus acht Einhänge-Wärmeübertragern wird über 1 MW Wärme aus dem Nasslagerbecken an die Atmosphäre abgeführt. Das Nasslager besteht aus dem 17m x 35,5m Lagergebäude mit Nasslagerbecken und zwei angebauten Trockenkühltürmen. Das Zwischenkühlmittel in den

Wärmeübertragern, eine Mischung aus Deionat mit Frostschutz, führt über die acht symmetrisch aufgebauten unabhängigen Stränge, jeweils vier Stränge je Kühlturm, die Wärme im Naturumlauf an die Umgebung ab. Nach Anlagenherstellerangaben ist aufgrund der Niederdruckauslegung und der mehrsträngigen und passiven Funktionsweise des Beckenkühlsystems von einem Ausfall nicht auszugehen [15].

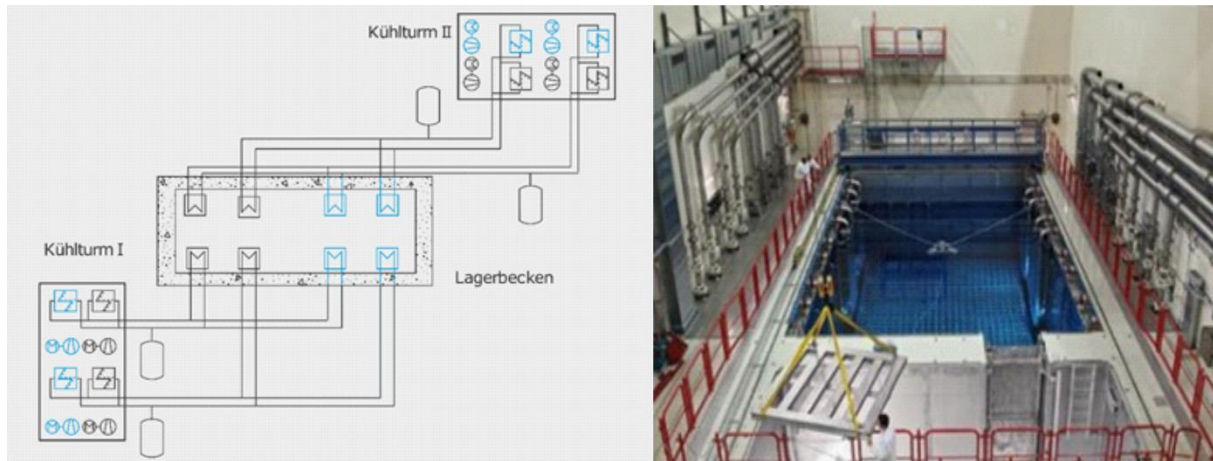


Abbildung 1.2: Schema und Foto des Nasslagers in Gösgen [15]

Zur Steigerung der Wärmeübertragungseffizienz kann ein Wärmeträgerfluid mit einem Siedepunkt deutlich kleiner als dem von Wasser verwendet werden. Durch den hierbei auftretenden Phasenwechsel (Übertragung von Latentwärme durch Verdampfung im Wärmeübertrager im Brennelementlagerbecken bzw. Kondensation des Dampfs in dem luftgekühlten Wärmeübertrager) stellt sich eine zweiphasige Naturkonvektion ein, die die Effizienz des Nachwärmeabfuhrsystems im Vergleich zu einphasigen konvektiven Wärmeübertragung (in Form von sensibler Wärme) um Größenordnungen erhöhen kann. Fuchs et al. [16] zeigen die Steigerung der Wärmetransportkapazität mit dem Wechsel von einem einphasigen zu einem zweiphasigen System.

1.2.3 Untersuchungen zur Anwendung von Wärmerohren in Nasslagern

Derzeit sind noch keine Wärmerohr- oder Thermosiphon-Kühlsysteme tatsächlich in kerntechnischen Anlagen implementiert und umgesetzt. Die Forschungsvorhaben, vor allem hinsichtlich einer passiven Nasslagerbeckenkühlung durch überwiegend Loop-Wärmerohre nehmen dennoch stark zu.

Mochizuki et al. [17] führten eine Untersuchung anhand von SWR 4 in Fukushima durch. Ausgangssituation ist ein Nasslagerbecken mit 3,6 MW Beladung bei 30 °C und einer Umgebungstemperatur von 30 °C. Das Design-Wärmerohr ist aus Edelstahl hat 30 mm Innendurchmesser mit einem 6 m langen, horizontalen Verdampfer. Als Arbeitsmedium wird Ammoniak eingesetzt. Von vier Designvorschlägen wird aus ökonomischen Gründen eine Anzahl von 1662 Wärmerohren, mit denen sich nach 2000 Stunden eine stationäre Nasslagertemperatur von 50 °C einstellt, empfohlen.

Es gibt vielversprechende Ansätze von experimentellen und numerischen Untersuchungen zur passiven Kühlung von Nasslagern durch Loop-Wärmerohre im China. In einer numerischen Design-Studie wurde ein passives Kühlsystem aus Loop-Wärmerohren in der Geometrie des CAP1400 DWR Nasslagerbeckens mit 16 MW Beladung von Ye et al. [18] simuliert. Mit 1594 Loops, mit 100 mm Rohrdurchmesser bei 7700 mm Verdampferlänge und gefüllt mit einem Ammoniak-Wasser-Gemisch erreichte das Nasslager eine maximale Wassertemperatur von 85 °C. In der Fortsetzung wurden von Xiong et al. [19, 20] experimentelle Studien zu diesem Ansatz durchgeführt. Ein Loop-Wärmerohr, in welchem der Dampfstrom vom Kondensatstrom getrennt im Kreis geführt wird, wurde unter Nasslager-Randbedingungen untersucht. Der aufgebaute Teststand hebt sich vor allem durch die Dimension des Verdampfers mit 65 mm Durchmesser bei 5,5 mm Wandstärke und einer Länge 8,3 m von bisherigen experimentellen Untersuchungen ab. Über eine 1 m lange adiabate Zone wird der Dampf auf 2 m in 25 mm Durchmesser kondensiert und über einen Fallrohr (Downcomer) zurückgeführt. Mit dem Kältemittel R134a als Arbeitsmedium konnte bei 90 °C Wassertemperatur und 30 °C Lufttemperatur mit 2,5 m/s Strömungsgeschwindigkeit eine Leistung bis zu 16,8 kW durch den Loop abgeführt werden. Es wurden Wärmedurchgangskoeffizienten bis zu 414 W/(m²K) auf der Verdampferseite und bis zu 172 W/(m²K) für den Kondensator erreicht. Die Wassertemperatur und die Strömungsgeschwindigkeit der Luft wurden als sensitive Parameter identifiziert. Der Einfluss der Strömungsgeschwindigkeit des Wassers kann dagegen vernachlässigt werden. Des Weiteren wurden Versuche mit Wasser als Wärmeträger durchgeführt. Jedoch wurde aufgrund der Dimension des Verdampfers ein überwiegend instationäres Verhalten festgestellt. Das Betriebsverhalten wurde in Abhängigkeit von der Wassertemperatur, der Luft-Strömungsgeschwindigkeit und des Füllgrads untersucht. Bei 90°C Wassertemperatur und 30 °C Lufttemperatur mit Strömungsgeschwindigkeiten ähnlich natürlicher Konvektion, konnten durchschnittlich 10,5 kW durch das Loop-Wärmerohr abgeführt werden.

Lai et al. [21] untersuchen verschiedene Ausbaustufen und Berippung der Kondensationsseite zur Unterstützung der luftseitigen, natürlichen Konvektion. In dem untersuchten Aufbau handelt es sich ebenfalls um einen Loop mit einem Steigrohr (Riser) für die Dampfströmung und einem Fallrohr (Downcomer) für das Kondensat. Die Verdampfungs- und Kondensationszone sind in mehrere Einzelrohre aufgegliedert und der Abstand zwischen den Rohren in den Versuchen variiert. Bei 80 °C Wassertemperatur und 30 °C Lufttemperatur sollen 16 MW aus einem Nasslager an die Umgebung abgeführt werden. In dieser Studie wird die Effizienz des Wärmetransports mit den wirtschaftlichen Anschaffungskosten gegenübergestellt. Die Abfuhr der 16 MW wurde am ökonomischsten für eine versetzte Rohranordnung mit 0,3 m mittlerer Rohrabstand und 0,03 m Rippenhöhe erreicht. Das Wärmerohrbündel wurde in diesem Untersuchungsfall quer durch die Luft mit 1,5 m/s angeströmt.

In einer weiteren numerischen Studie simulierten Fu et al. [22] ebenfalls ein 16 MW beladenes DWR-Nasslagerbecken, das mittels Wärmerohr-Loop passiv gekühlt wird. Die Strömungs- und Wärmeübertragungseigenschaften des TS-Loops wurden mit RELAP5 berechnet, während die natürliche Konvektion im Nasslagerbecken mit ANSYS FLUENT abgebildet wurden. Die numerischen Ergebnisse werden mit den Experimenten von Xiong et al. [19, 20] validiert. Die mittels RELAP simulierten Wärmedurchgangskoeffizienten, sowie Temperaturen und Drücke im TS-Loops zeigten eine sehr gute Übereinstimmung mit den experimentellen Datensätzen. Ein optimaler Füllgrad wurde zwischen 30% und 80% ermittelt. Die Berechnungen ergeben eine stationäre Nasslagertemperatur von 81 °C mit 1528 Ammoniak-gefüllten Loops. Die Wärmeübertragung vom TS-Loop an die Umgebungsluft ist der limitierende Faktor in diesem Wärmeabfuhrsystem.

Eine weitere numerische Untersuchung wurde durch Kusama et al. [23] durchgeführt. Es wurden die Betriebsdynamik und die thermische Leistungskapazität in Form des Wärmedurchgangskoeffizienten eines vertikalen Wärmerohrs in der Nasslagerkühlung berechnet. Versuchsvariablen sind der Füllgrad, die Heizrate und Strömungsgeschwindigkeit auf der Kühlerseite. Parallel wird das Wärmerohr in RELAP5/MOD3.2 simuliert und mit den Ergebnissen validiert. Es wird ein thermischer Widerstand von $0,016 \pm 0,0006$ K/W bei einem optimalen Füllgrad von 80% ermittelt. Aus den Ergebnissen wird die Eignung von geschlossenen Zwei-Phasen Thermosiphons als passives Sicherheits-Kühlsystem in nuklearen Bereichen befürwortet.

Huang und Ma [24] haben einerseits ein SBO (*station blackout*), den vollständigen Ausfall der Stromversorgung, und andererseits ein LOCA (*loss of coolant accident*)-Szenario, in dem zudem das Kühlmittel verdampft bzw. nicht mehr zur Verfügung steht, für die passive Kühlung eines Nasslagers mit Loop-Thermosiphon simuliert. Das Nasslagerbecken wurde durch MELCOR und der Thermosiphon-Loop durch RELAP5 simuliert. Das RELAP5 Modell für den Thermosiphon-Loop wurde mit experimentellen Daten validiert. Im SBO Eintritt zeigte das gekoppelte System eine funktionierende Wärmeabfuhr. Da der passive Loop nicht auf aktive Stromversorgung angewiesen ist, wurde die Wärme weiterhin durch Naturkonvektion und den Zwei-Phasen-Umlauf abtransportiert. Im LOCA Fall ist die Wärmeabfuhr durch den TS-Loop zunächst ohne Beckenwasser verringert, steigt jedoch aufgrund der Konvektion durch den heißen Dampf aus dem Nasslagerbecken wieder an. Auch wenn die Wärmeübertragung durch den Wasserdampf, anstelle des Poolwassers, wesentlich geringer ist, reicht es in den Untersuchungen, um die Temperatur zu stabilisieren und die mechanische Integrität der Brennstäbe zu erhalten. Diese Ergebnisse zeigen, dass ein passives Thermosiphon Kühlsystem demnach nicht nur im Fall eines Stromausfalls (SBO), sondern sogar bei Verlust des Kühlmittels im Nasslagerbecken (LOCA) trotzdem weiterhin dazu im Stande ist die Wärme abzuführen.

Kuang et al. [25] haben ein konzertiertes Modell zur Simulation eines Loop-Wärmerohrs mit großem Rohrdurchmesser und langen Verbindungsstücken bei niedrigen Temperaturdifferenzen entwickelt. Wasser, R134a und Ammoniak wurden als Wärmeträger simuliert. Vor allem mit Wasser führte der Druckverlust in den langen Rohren zum Einbruch der übertragenen Wärmeleistung. Mit Ammoniak und R134a ist der Einfluss der Wärmetransportlänge nur begrenzt, daher sind diese als Wärmeträgerfluide gegenüber Wasser hinsichtlich langer Rohrleitungen zu bevorzugen. Eine Modifizierung durch ein eingebautes Rohr im Verdampfer des Loops [26] führt zu bis zu 28% Steigerung der Wärmeübertragungskapazität und gleichermaßen eine Verringerung des thermischen Widerstands um 1,6 K/kW auf 5,2 K/kW. Es wurden unterschiedliche Füllgrade, Wärmerohrlängen und Heizraten simuliert, der sich einstellende Wärmeübertragungskoeffizient war dabei stark von der Wärmestromdichte abhängig.

Auf nationaler Ebene wurden von Unger et al. [27] eine numerische Optimierung des Wärmetransports auf der Luftseite an einem berippten Wärmerohrbündel durchgeführt. Der Wärmetransport vom Thermosiphon an die Luft limitiert, eine Vergrößerung durch Rippen auf den Kondensationszone führt zu einer Steigerung der abgeführten Wärme. Mit einer Anpassung

der Kühlturm Geometrie, sowie einem optimierten Rippen-Design mit 1,5 mm Breite und 17 mm Höhe bei 3 mm Rippenabstand wurde die Wärmedurchgangsleistung um 28,7% verbessert bei einer festen Temperaturdifferenz von 40 K.

1.2.4 Bisherige Arbeiten

Das IKE verfügt über langjährige Erfahrung bei Auslegung und Bau von Wärmerohren. Grundlegende Forschungsarbeiten wurden durch Groll et al. [28] und Brost [29, 30] bezüglich der experimentellen Untersuchung von Wärmerohren und deren Auslegung veröffentlicht.

In Kooperation mit dem Anlagenbauer AREVA wurde im Vorfeld eine theoretische Studie zur Anwendbarkeit von Wärmerohren zur passiven Kühlbarkeit von Nasslagerbecken durchgeführt. Die Machbarkeitsstudie wurde basierend auf dem Nasslager Gösgen designt und ausgelegt. Dabei konnte aufgezeigt werden, dass eine grundsätzliche Kühlung durch Wärmerohre möglich ist. Der Querschnitt durch ein Nasslagerbecken und -gebäude mit möglichem Design-Entwurf einer passiven Wärmerohrkühlung ist in Abbildung 1.3 dargestellt.

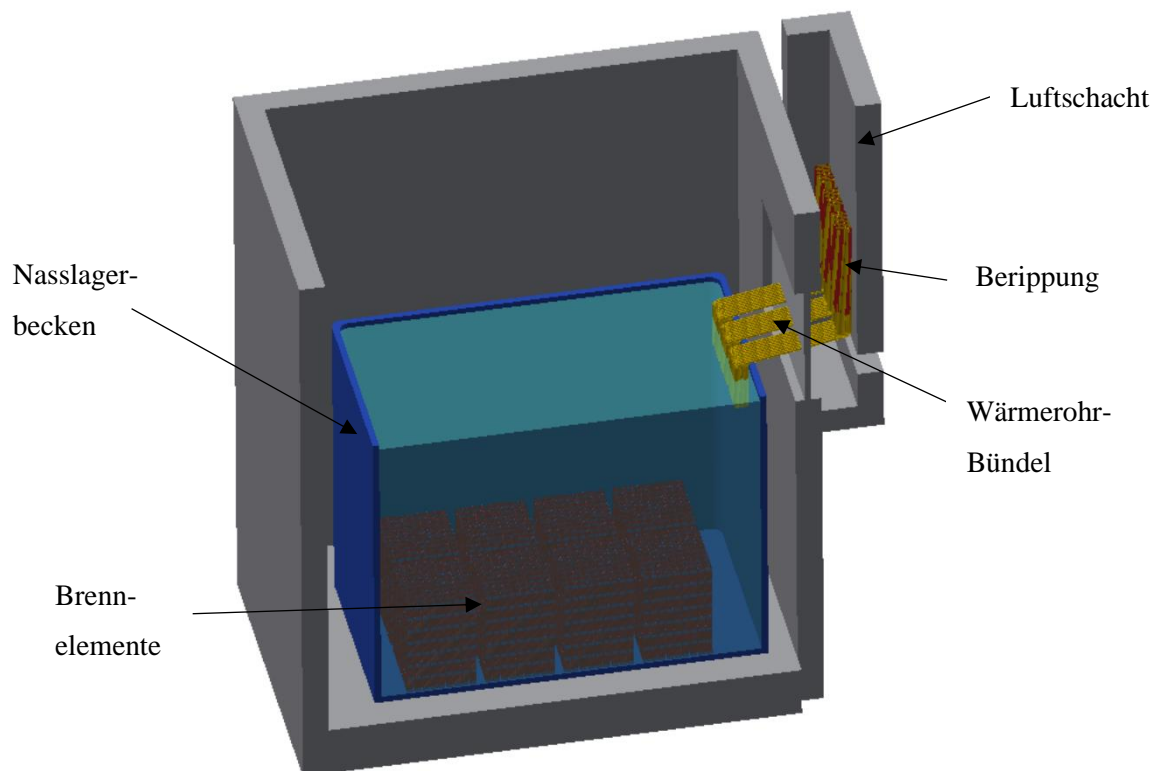


Abbildung 1.3: Halbschnitt eines schematischen Design-Entwurfs eines mit Wärmerohren-gekühlten Nasslagerbeckens [31]

Aus dieser Machbarkeitsstudie ergab sich eine Mindestrohrlänge von 10 m mit langer adiabaten Zone. Der Wärmeübergangskoeffizient von der Kondensations-Zone an die Umgebungsluft ist um den Faktor 10 niedrigerer gegenüber dem Nasslagerbecken, daher limitiert die Wärmeabfuhr an die Umgebung (Atmosphäre) die Leistungskapazität des Kühlsystems. Die Leistungskapazität bezeichnet hierbei die maximal abführbare Wärme durch das Thermosiphon-Kühlsystem und kann für thermische definierte Randbedingungen mit dem Wärmedurchgangskoeffizient gleichgesetzt werden. Die wärmeübertragende Rohroberfläche in der Kondensations-Zone sollte durch Oberflächenvergrößerung in Form von Berippung für den Einsatz optimiert werden. Designbedingt kann aufgrund der Gravitations-Rückführung des Kondensats auf Innenstrukturen, welche zusätzliche Druckverluste erzeugen, in den Rohren verzichtet werden. Das Wandmaterial muss verträglich mit dem Arbeitsmedium im Inneren und dem Nasslagerbecken sein, sowie die Verträglichkeit des Arbeitsmediums mit dem Wasser des Lagerbeckens sollte erfüllt sein. Aufgrund der normalen Betriebstemperatur ($\leq 45\text{ °C}$) des Nasslagerbeckens sollten niedrig siedende Flüssigkeiten wie z.B. Alkohole und Kältemittel in Erwägung gezogen werden. Der Wärmetransport im Inneren des Wärmerohrs ist vorrangig durch das Eintreten von Filmsieden im Verdampfer oder Tröpfchenmitriss (Entrainment) in der adiabaten Zone limitiert. Vor allem Temperaturen, wie im normalen Betrieb bei maximal 45 °C Beckentemperatur und hohe Lufttemperaturen, die in der Folge zu kleinen Temperaturdifferenzen führen, sind als konservativ einzustufen. Die Betriebstemperaturen für Nasslagerbecken sind im Regelwerk des Kerntechnischen Ausschusses KTA3303 [32] festgehalten.

1.3 Ziel der Arbeit

Das übergeordnete Ziel dieser Arbeit ist das grundlegende Betriebsverhalten und die Funktionalität langer, geschlossener Zweiphasen-Thermosiphons experimentell zu untersuchen, sowie ein thermodynamisches Verständnis für die Vorgänge bei der Übertragung von latenter Wärme durch diese zu erlangen. Allem voran wird in einer experimentellen Machbarkeitsstudie, die grundlegende Funktionalität sowie eine Charakterisierung des Wärmeübertragungsverhaltens von Anwendungs-dimensionierten, langen Thermosiphons unter idealisierten thermischen und realitätsnahen atmosphärischen Randbedingungen untersucht. In Versuchskampagnen soll dabei die grundlegende Einsetzeignung von

Thermosiphons in einem passiven Kühlsystem zur Nachwärmeabfuhr aus Brennelement-lagerbecken und Nasslagern experimentell bestätigt werden und sensitive Versuchsparameter identifiziert werden. Zusätzlich wird durch die experimentellen Untersuchungen eine Datenbasis generiert, die künftiger Modellvalidierung zur Verfügung steht. Das Versuchsvorhaben ist in zwei Phasen mit untergeordneten Zielen untergliedert.

In der ersten Untersuchungsstufe werden Thermosiphons als Einzelrohre unter idealisierten und vordefinierten Randbedingungen in zwei Laborversuchsständen vermessen. In umfassenden Sensitivitätsstudien werden zahlreiche Einflussvariablen vermessen und bewertet. Die Versuchsrohre werden dabei unter verschiedenen Gesichtspunkten in zwei übergeordneten Betriebsfahrweise betrieben. In einem leistungsgesteuerten Betrieb werden die Thermosiphons über einen definierten Heizleistungsbereich betrieben und bezüglich thermischer Wärmeübertragungs-Leistungsgrenzen getestet, sowie das Betriebsverhalten in Form von sich einstellender Betriebstemperaturen und -drücke in Abhängigkeit verschiedener Randparameter vermessen. Ein untersuchter Randparameter ist der Thermosiphon-Rohrdurchmesser. Es werden die Innendurchmesser $d_i = 20\text{mm}$, $d_i = 32\text{ mm}$ und $d_i = 45,1\text{ mm}$ hinsichtlich maximaler Wärmestromdichten bei niedrigem Betriebstemperaturniveau und treibender Temperaturdifferenz untersucht. In Kombination mit dem Durchmesser sollen ebenfalls verschiedene Füllvolumina der beheizten Zone in Form des Füllgrads untersucht werden.

Parallel wird in dem zweiten, kleiner dimensionierten Siederversuchsstand der Einfluss von Wandüberhitzung am Thermosiphon und eine potenzielle Optimierung durch unterschiedliche Oberflächenbearbeitungen, wie z.B. Erhöhung der Rauheit durch Sandstrahlen oder chemische Beschichtung, untersucht. Zusätzlich sollen das Betriebsverhalten und die Siedetemperaturen unterschiedliche Wärmeträgerfluide wie Wasser, Ethanol, Methanol und Kühlmittel in Kombination mit den Oberflächenmodifikationen in Versuchen mit elektrischen Heizrampen gefahren werden.

Als Zwischenschritt sollen konvektiv beheizte Thermosiphon-Einzelrohr-Versuche im Labor durchgeführt werden, in denen die übertragene Wärmeleistung aus einer zwangskonvektive Wasserbeheizung mit definierten Temperaturen kalorimetrisch bestimmt und ausgewertet wird. Aus den Erkenntnissen der Einzelrohr-Versuchsreihen und der Parameterstudien im Laborversuchsstand soll eine fundierte Auswahl für die Konfiguration in der zweite experimentelle Phase gewählt werden.

Im zweiten experimentellen Versuchsstadium werden die Thermosiphon-Rohrbündel unter realitätsnahen Betriebsbedingungen in einem Versuchsstand, der anwendungsorientierte Wärmeübertragungsbedingungen hinsichtlich einer Nasslagerbeckenkühlung zur Verfügung stellt, untersucht. Die Wärmequelle soll konvektiv durch ein beheiztes Wasservolumen und die Wärmesenke in Form der Umgebungsluft genutzt werden. Es bestehen keine idealisierten Randbedingungen in diesem Versuchsaufbau und die Rohre werden rein thermisch durch beheizte Wassertanks als Wärmequelle angefahren und über die atmosphärischen Umgebungsbedingungen passiv geregelt. Hierbei wird vor allem das Langzeitbetriebsverhalten unter transienten, anwendungsorientierten Randbedingungen ausgewertet.

Die experimentellen Untersuchungen werden über die unmittelbaren Ergebnisse hinaus in Form einer experimentellen Datenbasis als Grundlage zur Validierung und Verifizierung numerischer Modelle zur Auslegung von passiven Nasslager-Kühlsystemen durch geschlossene Zwei-Phasen Thermosiphons dienen.

2 Beschreibung der Versuchsanlagen

Die Untersuchung des Wärmetransports durch Thermosiphons wird entsprechend der zu untersuchenden Versuchparameter an drei verschiedenen Testständen durchgeführt. Im ersten Schritt werden Laborversuche bezüglich unterschiedlicher Einflussparameter unter definierten thermischen Randbedingungen an Einzelrohren durchgeführt. In der zweiten Versuchsstufe werden Thermosiphon-Rohrbündel in einem Teststand unter realen, atmosphärischen Umgebungsbedingungen vermessen. Alle Teststände wurden im Rahmen dieser Arbeit neu aufgebaut.

2.1 Laborversuchsstand

In einem Laborversuchsstand werden die grundlegenden Messungen von Thermosiphon-Einzelrohren von 10 m Länge durchgeführt. Die Versuchsrohre sind aus nahtlos gezogenem V2A-Edelstahl (1.4301) und bestehen aus zwei Teilstücken, welche durch eine gerade Verschraubung miteinander verbunden sind. An den Rohrenden sind Verschlusskappen angeschweißt, welche mit ¼“ Röhren zur Messinstrumentierung versehen sind. Der Versuchsaufbau ist in Abbildung 2.1 schematisch dargestellt.

Die Zonenverteilung (Heizzone | adiabate Zone | Kühlzone) ist für alle untersuchten Testrohr-Konfigurationen in diesem Teststand identisch. Die 1 m lange Verdampferzone ist für den elektrisch beheizten Betrieb mit 0,1 mm dünner Kupferfolie für eine gleichmäßige Wärmeverteilung ummantelt und mit jeweils vier Heizwendeln versehen. Die Heizwendel werden von Wechselspannungs-Leistungstristoren über eine Phasenanschnittsteuerung geregelt und stellen eine Leistung von 1,5 kW je Wendel zur Verfügung. Die Verdampfer- und Kondensatorzone sind durch eine 8,4 m lange adiabate Zone verbunden, entlang derer die Rohrwandaußentemperatur in äquidistanten Abständen gemessen wird.

Die Kondensationszone am oberen Thermosiphon-Rohrende ist 0,6 m lang und wird durch einen Doppelrohr-Wärmeübertrager gekühlt. Der geschlossene Kreislauf des Kühlmittels durch den Ringspalt des Doppelrohrs wird für die kalorimetrische Auswertung der durch den Thermosiphon abgeführten Wärme genutzt. Mittels wassergekühlter Prozessthermostate wird

das Kühlmittel, Wasser oder ein Glykol-Wasser-Gemisch, auf die Versuchstemperatur eingestellt und durch den Kreislauf gefördert. In den 3 mm Ringspalt des Doppelrohrs ist ein Edelstahl-Drahtwendel mit 20 Windungen für eine längere Fließstrecke eingearbeitet. Der Massenstrom des Kühlmediums wird mit einem Regelventil manuell eingestellt und mittels eines Durchflusssensors überwacht und dokumentiert.

Die Versuchsrohre sind über ihre vollständige Länge mit 19 mm Kautschuk-Dämmung und im Bereich der elektrischen Heizer zusätzlich mit 50 mm Keramikwolle gegen die Umgebung wärmegeämmt.

Im Falle des temperaturgesteuerten Versuchsbetriebs erfolgt die Wärmezufuhr analog zur Kondensationszone durch einen Doppelrohr-Wärmeübertrager, der an einen Heizkreislauf angeschlossen ist.

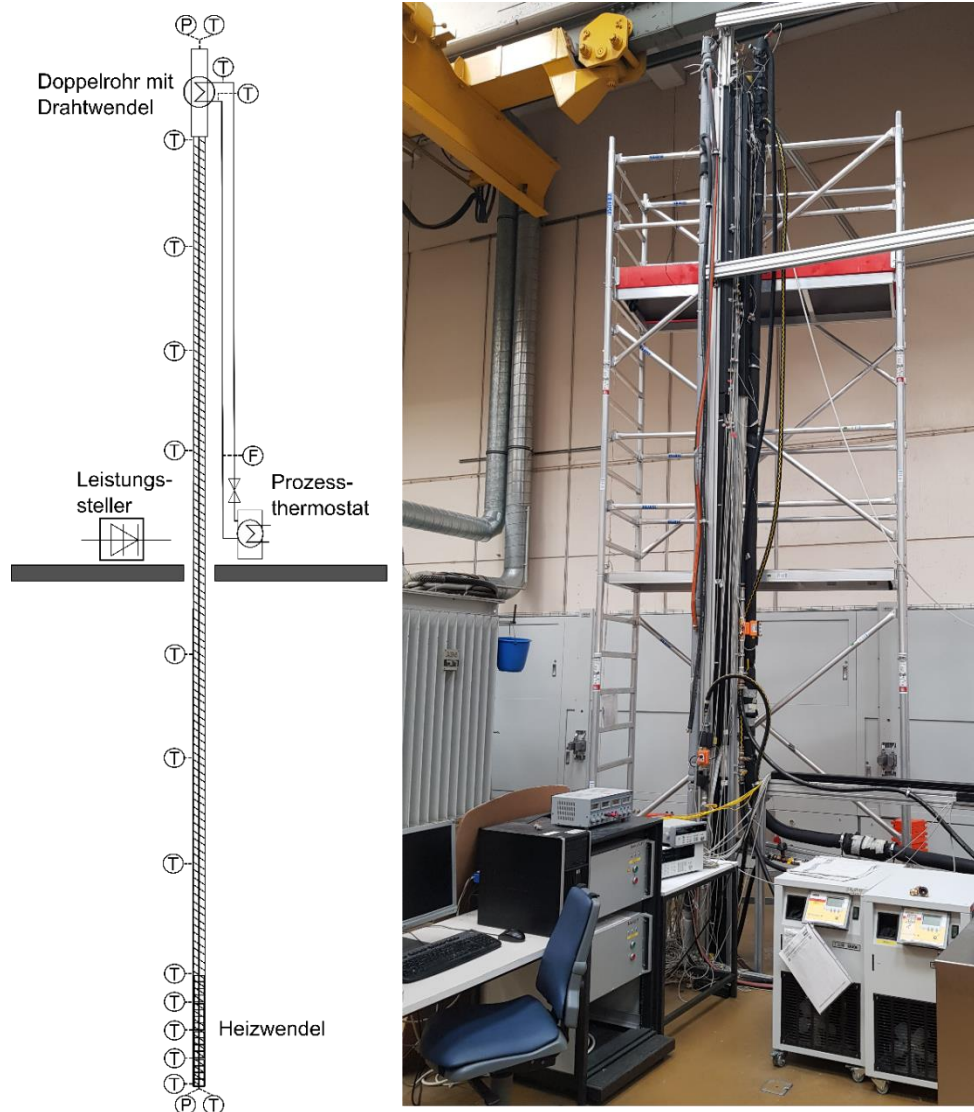


Abbildung 2.1: Schema eines Thermosiphon-Testrohrs im Laborversuchsstand (links) und Foto der oberen Hälfte des Thermosiphon- Versuchsstands (rechts)

2.1.1 Befüllvorgang und Inbetriebnahme

Für den Befüllvorgang wird der Thermosiphon mit einer Vakuumpumpe evakuiert und nach erfolgreicher Dichtigkeitsprüfung über einen Edelstahltrichter am unteren Rohrende mit der jeweiligen Einwaage an Wärmeträger befüllt. Das Versuchsrohr wird in der ersten Inbetriebnahme hochgeheizt bis der Druck im Kondensator den Umgebungsdruck erreicht bzw. überschritten hat. Das Ventil am Kondensator-Rohrende wird sukzessive geöffnet, bis Dampf ausströmt. Dieser Vorgang ist für den effizienten Betrieb des Thermosiphons und zum Ausschluss von nicht-kondensierbaren Gasen im Rohr, die ggf. die Wärmeübertragung in der Kondensationszone beeinträchtigen, essenziell und sollte nach wenigen Betriebsstunden wiederholt werden. Diese Prozedur wurde für alle Versuchsrohre durchgeführt.

2.2 Siedeversuchsstand

In einem zweiten, separaten Laborteststand werden 1 m lange Thermosiphons mit Innendurchmesser 20 mm und 45,1 mm hinsichtlich weiterer Versuchsparameter experimentell untersucht. Im Zuge der Einzelrohrversuche mit 10 m langen Thermosiphons im Laborversuchsstand wurde in den Experimenten mit direkter elektrischer Beheizung eine signifikante Wandüberhitzung im Bereich der Verdampferzone festgestellt. Während der axiale Wärmetransport zwischen Verdampfer und Kondensator im Thermosiphon schon bei geringen Temperaturgradienten funktioniert, ist der radiale Wärmetransport von der Wärmequelle in den Thermosiphon und aus dem Thermosiphon zur Wärmesenke mit vergleichsweise größeren Temperaturdifferenzen verbunden. Unter anwendungsbezogenen Gesichtspunkten mit vorliegenden geringen Temperaturdifferenzen zwischen Wärmequelle und –senke, muss das verfügbare Temperaturintervall optimal genutzt werden. Die Optimierung der Rohrrinnenwand mit verschiedenen Oberflächenmodifikationen, soll zu einer spezifisch geringeren Temperaturdifferenz verhelfen und wird in dem kleinmaßstäblichen Siedeversuchsstand vermessen. Des Weiteren wird der Einsatz unterschiedlicher Wärmeträger vorrangig in diesem Teststand untersucht. Abbildung 2.2 zeigt ein Foto des Versuchsaufbaus und die technische Zeichnung eines Versuchsrohrs.

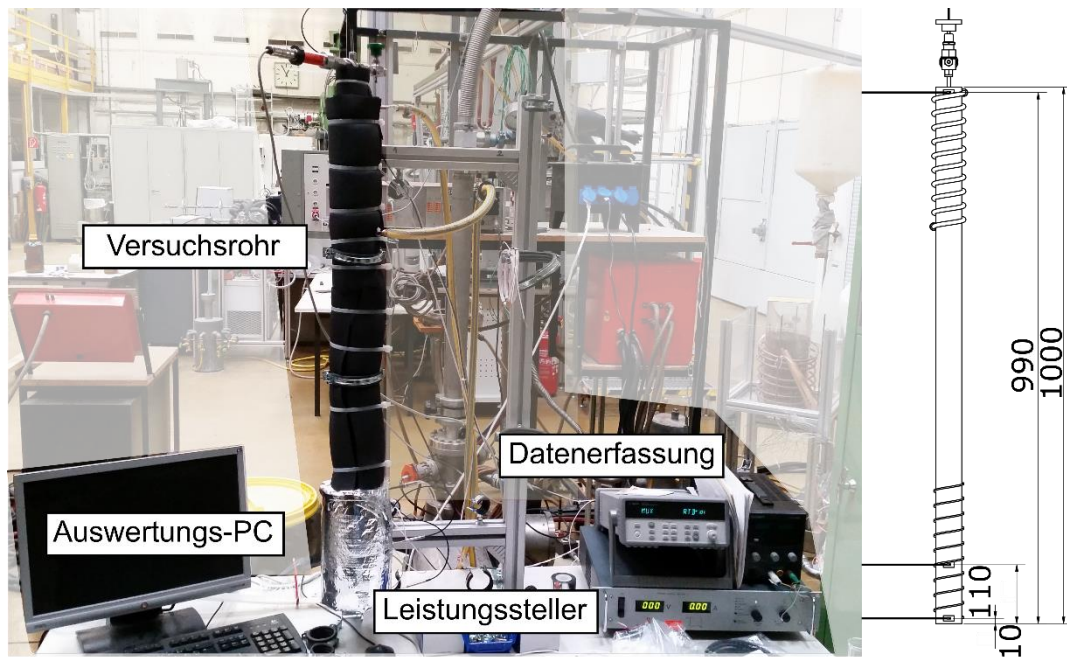


Abbildung 2.2: Foto vom Versuchsaufbau des Siedeveruchsstands (links) und Schema eines Testrohrs (rechts) mit Temperaturmessinstrumentierung im Bereich der Verdampferzone

Die 1 m langen Versuchsrohre sind mit je einer gewendelten Heizpatrone, die 250 mm Rohrlänge beheizt, versehen. Im Bereich der Verdampferzone wird die Temperatur auf zwei Höhen im Rohrrinneren und auf der Wandaußenseite gemessen. Die Heizpatrone wird mit einem Gleichstrom-Leistungssteller versorgt und die elektrische Heizleistung als das Produkt aus angelegter Spannung und Strom ausgewertet. Ein Drucktransmitter am oberen Rohrende gibt während der Versuchsdurchführung Aufschluss über den vorherrschenden Dampfdruck. Auf 10 mm, 110 mm und 990 mm Höhe vom Rohrboden wird die Außenwandtemperatur und Wärmeträgertemperatur im Inneren des Rohrs gemessen und insbesondere im Bereich der Verdampferzone deren Temperaturdifferenz betrachtet und ausgewertet. Die Kühlseite ist an einen 250 mm langen Doppelrohr-Wärmeübertrager, der mit Kühlwasser aus dem Laborgebäudekühlwassernetz gespeist wird, angeschlossen. In diesem Fall wird keine kalorimetrische Auswertung der übertragenen Wärmeleistung vorgenommen.

2.3 ATHOS – Atmospheric Thermosiphon coOling System

In einem weiteren Versuchsstand wird der Betrieb und die Funktionsweise langer Thermosiphon-Rohrbündel unter atmosphärischen Wärmeübertragungsbedingungen der Wärmesenke untersucht. Angelehnt an ein reales Nasslager erfolgt die Wärmezufuhr an die Versuchsrohre indirekt durch ein Wasserbad (elektrisch beheizte Wassertanks). Als ultimative Wärmesenke dient die Umgebungsluft, die durch einen 8 m hohen Kaminaufbau strömt. Die Versuchsräumlichkeiten mit den Wassertanks befinden sich unterirdisch in einem separaten

Gebäude (ehemals Neutronenbunker, Universität Stuttgart). Abbildung 2.3 zeigt einen schematischen Design-Entwurf des „*Atmospheric THERmosiphon cOoling System*“-Versuchsstands (ATHOS).

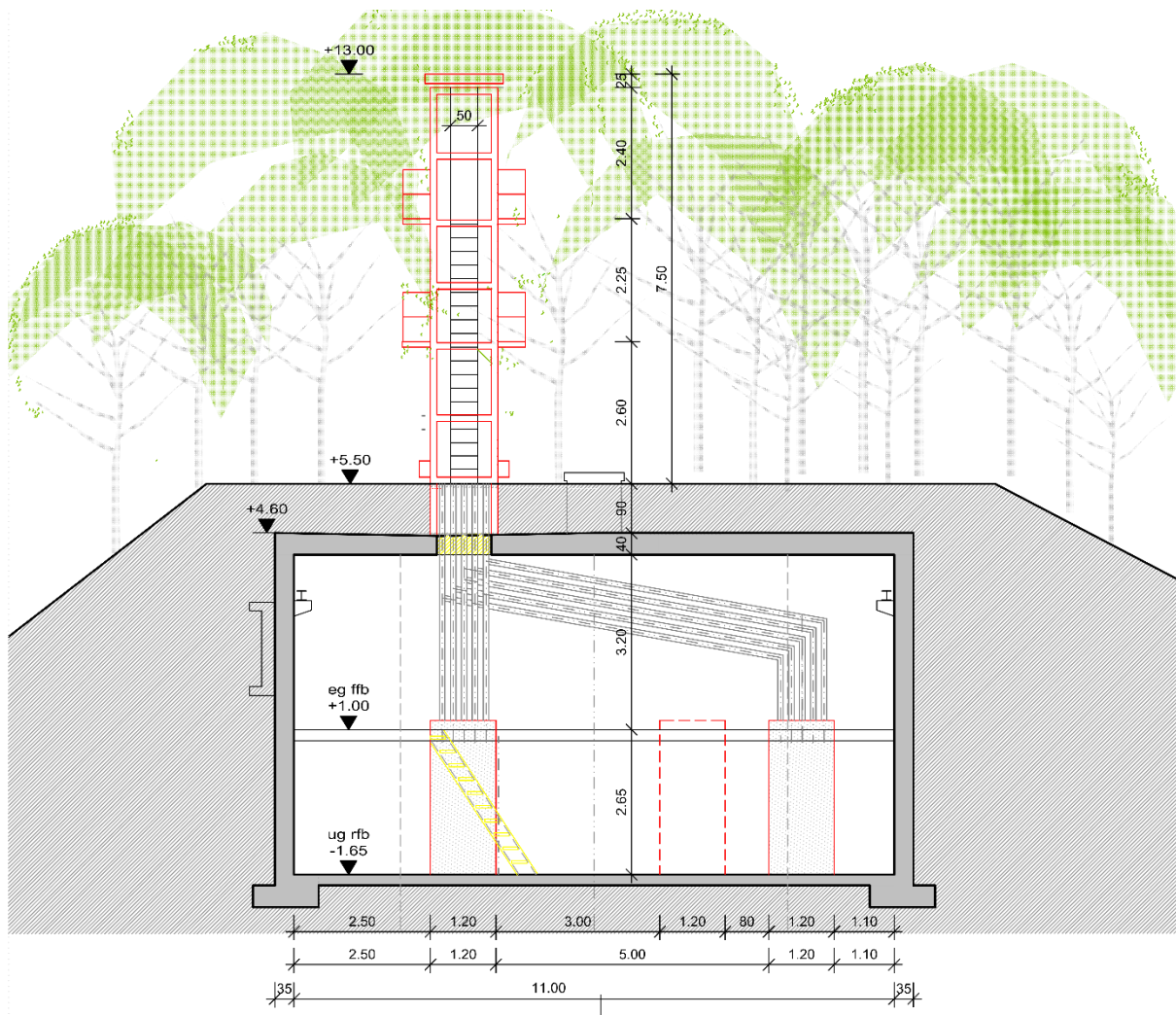


Abbildung 2.3: Schema Design-Entwurf des ATHOS-Versuchsstands

Zwei Wassertanks mit 1 x 1 m quadratische Grundfläche und 3 m Höhe werden über jeweils 10 Einschraubheizkörper temperiert. Die Einschraubheizkörper sind fluchtend in zwei Reihen zu je 5 Heizern in den unteren 250 mm Tankbodenhöhe montiert. Jeder Heizkörper besitzt eine maximale Heizleistung von 10 kW, somit stehen 0,1 MW pro Wassertank zur Verfügung. Zur Wärmedämmung sind die Tanks mit außenliegenden 14 mm dicken Dämmplatten versehen. Im Betrieb sind die Tanks bis zu einer Höhe von 2,5 m mit Frischwasser befüllt und mit Dämmplatten abgedeckt. In Tank 1 wird die Wassertemperatur in den Höhen 0 mm, 250 mm, 800 mm und 2000 mm in Wandnähe, sowie in der Tankmitte auf 800 mm und 2000 mm gemessen. In Tank 2 ist eine Temperaturmessung auf 2000 mm Höhe angebracht.

Der Kaminaufbau ist insgesamt 7500 mm hoch, besitzt einen Durchmesser von 1200 mm und kann auf drei Höhenebenen über je zwei gegenüberliegende Fenster für Arbeiten im Inneren von außen geöffnet werden. Für die Installation von Versuchsrohren kann der Kamin zudem über seine vollständige Höhe geöffnet werden. Ebenerdig strömt durch Bodengitterroste und Durchlassgitter Luft im Bereich des Deckendurchbruchs in den Kamin ein. An den Durchlassgittern sind 6 Axialventilatoren montiert, die bei Bedarf die Luftströmung im Kamin durch erzwungene Konvektion erhöhen können. Durch ein höhenverstellbares Kamindach kann der Luftvolumenstrom im Kamin zusätzlich beeinflusst werden. Auf der obersten Ebene wird etwa 1 m unterhalb des Dachs die Strömungsgeschwindigkeit der Luft radial im Kaminquerschnitt gemessen.

In der ersten Betriebsphase wird der Tank 1 mit einem 3x3 Rohrbündel bestückt, welches in Abbildung 2.4 (rechts) zu sehen ist. Die Rohre sind zueinander fluchtend angeordnet und mit Profilen am Kamin montiert. Die Rohre sind aus 1.4301 Edelstahl, haben einen Innendurchmesser von 32 mm und sind mit Al_2O_3 sandgestrahlt. In jedem Rohr befindet sich 887 g entgastes, deionisiertes Wasser als Wärmeträgerfluid. Die Rohre hängen 2000 mm in Tank 1 (gemessen von der Tankoberkante) und haben somit im Betrieb eine beheizte Eintauchtiefe von 1500 mm in das Tankwasser.

In den Höhen 500 mm, 2000 mm, 5000 mm, 7500 mm, 9500 mm und 10000 mm wird die Temperatur der Rohrwand gemessen. An ausgewählten Rohren wird die Temperatur innerhalb der Rohre am oberen Ende der Kondensationszone gemessen und es ist ein Drucktransmitter angebracht. Es handelt sich dabei um drei Rohre in jeweils Eck-, Seiten- und Mittelposition des Bündels.

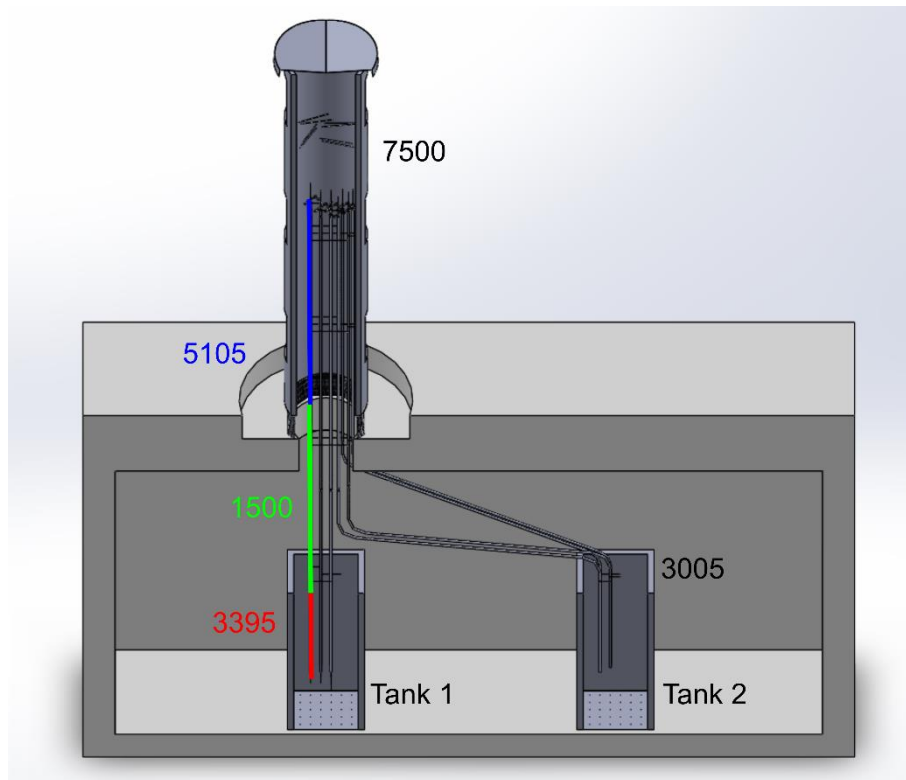


Abbildung 2.4: Halbschnitt durch ATHOS-Versuchsstand mit geraden und gekrümmten Rohren und farblich gekennzeichnete Heiz-/adiabate/Kühlzone eines Thermosiphons (links) und Foto des geraden Rohrbündels im Kamin (rechts)

In der zweiten Ausbauphase wird Tank 2 mit vier gekrümmten Rohren in Betrieb genommen. Tank 2 kann in horizontaler Richtung verschoben werden, sodass für die gekrümmte Rohrkonfiguration der Abstand zwischen den Tanks ca. 3,5 m beträgt. Die installierten Rohre bilden ein 2 x 2 Rohrbündel, das in zwei unterschiedliche Krümmungswinkel aufgeteilt ist: Je zwei Rohre mit etwa 27° Neigungswinkel gegen die Horizontale, was in dieser Tankposition der maximal möglichen Steigung entspricht, und je zwei Rohre mit ca. 7° Neigungswinkel gegen die Horizontale, was als Minimum angenommen wird, um den gravitationsgetriebenen Rückstrom des Kondensates zu gewährleisten. Rohrhalbzeug und Fertigung, sowie Arbeitsmedium, Füllgrad und Instrumentierung sind identisch mit dem geraden Rohrbündel. Im Kamin ist das zweite Rohrbündel ebenfalls fluchtend und in gleichen Abständen zu den Rohren aus Tank 1 angeordnet.



Abbildung 2.5: ATHOS-Kaminaufbau geschlossen von außen (links), der Höhe nach geöffnet (mitte) und mit Rohrbündel im Inneren (rechts)

2.4 Messtechnik

Die wesentlichen Messgrößen zur experimentellen Untersuchung und Auslegung des Wärmetransfers durch ein geschlossenes zwei-Phasen Thermosiphon sind die Siede- und Kondensationstemperaturen, sowie die korrespondierenden Drücke. Hierfür werden diese Messgrößen an den jeweiligen Rohrenden invasiv im Rohr erfasst. Die Thermosiphon-Beheizung der überwiegenden Versuchen im Laborversuchsstand sowie im Siederversuchsstand wird elektrisch über phasenanschnittsgesteuerte Hochleistungs-Rohrwendelheizpatronen durchgeführt und dementsprechend die zugeführte Wärme über eine Strom-Spannungsmessung bestimmt. Im Vorfeld der Versuchsreihen wird der Phasenanschnitt mittels schnellen Oszilloskop vermessen und kalibriert. Die entsprechende Kalibrierung ist im Anhang angefügt. Auf der Kühlseite, und im Fall der wasserbeheizten Untersuchungen auch auf der Heizseite, wird eine kalorimetrische Auswertung der Kühl-/Heizkreisläufe durchgeführt. Für die kalorimetrische Bestimmung der übertragenen Wärmeleistung wird neben den Ein- und Austrittstemperaturen ebenfalls der Durchsatz an Kühlmittel in einer Durchflussmessung erfasst. Im Folgenden wird auf die verwendete Messtechnik eingegangen.

2.4.1 Elektrische Beheizungstechnik

Die 10 Meter langen Einzelrohre im Laborversuchsstand werden durch spiralförmig gewendelte Hochleistungsheizpatronen direkt elektrisch beheizt. Eine Heizpatrone hat eine maximale Leistung von 1,5 kW und wird über einen Thyristorleistungssteller mit Phasenanschnittsteuerung geregelt. Unter Verwendung eines schnellen digitalen Speicheroszilloskops wurden die Leistungssteller vermessen und eine Kalibrierkurve für die Heizungsregelung und zur präzisen Erfassung der abgegebenen Heizleistung erstellt. Die gewendelte Länge ist für jede Heizpatrone auf 250 mm festgelegt. Die Heizzone eines Versuchsrohrs ist mit vier Wendeln bestückt, ist somit 1 m lang und verfügt über maximal 6 kW Heizleistung. Bei gleicher getreckter Heizpatronenlänge ergibt sich für geringere Rohrdurchmesser eine höhere Wendelanzahl und somit eine höhere Heizflächenbelastung der Rohre.

Zur elektrischen Beheizung der Wassertanks im ATHOS Versuchsstand werden Einschraubheizkörper verwendet, die in Bodennähe der Tanks an Einschweißstutzen durch deren Seitenwände horizontal eingeführt sind. Die Einschraubkörper haben eine Eintauchtiefe von 880 mm, bestehen aus jeweils drei U-förmig gebogenen Rohrheizkörpern und besitzen eine maximale Heizleistung von jeweils 10 kW. Ein Tank wird mit jeweils 10 Heizkörpern in zwei fluchtenden Reihen bestückt, somit wird ähnlich einem Nasslagerbecken die ganze Tankquerschnittsfläche im unteren Bereich mit bis zu 100 kW beheizt werden kann.

2.4.2 Temperaturmesstechnik

Die Temperaturmessungen werden mittels 4-Leiter Pt100 Mantelwiderstandsthermometer der Klasse A durchgeführt. Die invasiven Temperaturmessungen, in den Rohrenden der Thermosiphons und in Ein- und Auslauf der Doppelrohr-Wärmeübertrager sind mit der standard-biegbaren Sensorausführung, die eine 15 mm lange starre Sensorkopflänge besitzt, ausgestattet.

Entlang der Versuchsrohre wird die Außenwandtemperatur mit selbstklebenden Oberflächen-Widerstandsthermometern gemessen. Bei dieser Ausführung ist die PT100-Widerstandsdraht zwischen einer Kaptonfolie und einem glasfaserverstärktem Polymer eingebettet und dadurch besonders zur Aufbringung auf der gekrümmten Rohrwand geeignet. In der Auswertung kann die Rohraußenwandtemperatur in der adiabaten Zone näherungsweise als Dampftemperatur im Rohrrinneren betrachtet werden.

Im Bereich der Doppelrohrkühler/-heizer wird die Versuchsrohr-Wandtemperatur mit Oberflächen-Mantelwiderstandsthermometer, die mit einer Messing-Hohlschraube (M8x1) fest verbunden sind und in die Wand des Doppelrohr-Wärmeübertrager eingeschraubt werden, gemessen. Die 2,0 x 2,3 mm Messplatine wird dadurch möglichst passgenau auf die gekrümmte Rohroberfläche angepresst.

Zur Bestimmung der Wassertemperatur in den ATHOS Tanks werden flexible Widerstandsthermometer mit hermetisch dichter Messspitze in PFA verwendet und in unterschiedlichen Höhen eingehängt und fixiert.

Der Messbereich sämtlich verwendeter Pt100-Thermometer liegt zwischen -40 bis 200 °C für alle PT100 Thermometer mit einer Genauigkeit zwischen $\pm 0,15$ °C bis $\pm 0,35$ °C im verwendeten Temperaturbereich.

2.4.3 Druckmesstechnik

Zur Kontrolle des Befüllungsvorgangs und zur Betriebsüberwachung der Thermosiphons sind an deren Rohrenden Drucktransmitter angebracht. Es handelt sich dabei um Absolutdrucktransmitter mit schwimmend eingebauter, piezoresistiver Messmembran. Ein Mikroprozessor im Sensor kann Temperaturabhängigkeiten und Nichtlinearitäten des Sensors mathematisch kompensieren und verfügt über einen integrierten 16 bit A/D Wandler, der das Messsignal analog (0-10V) an die Messdatenerfassung ausgibt. Die Ausgaberate beträgt 400 Hz und die Genauigkeit liegt bei 0,1 %FS digital bzw. 0,15 %FS analog für den temperaturkompensierten Bereich zwischen -10 °C und 80 °C.

Der Druckbereich wird abhängig vom eingesetzten Wärmeträgerfluid gewählt. Um sowohl Wasser als auch Alkohole abzudecken und ebenfalls einen Druckpuffer für Inbetriebnahme und Ausheizen zu gewährleisten werden überwiegend Transmitter mit einem Druckbereich von 0-3 bar verwendet.

2.4.4 Strömungsmesstechnik

In den unterschiedlichen Versuchsständen kommen unterschiedliche Strömungsmessverfahren zum Einsatz.

Im Laborversuchsstand wird der Volumenstrom des Kühlmediums im Kühlkreislauf gemessen. Als Kühlmedium wird hauptsächlich Frischwasser bzw. eine Wasser-Glykol-Gemisch im Mischverhältnis 70/30 Vol.% für niedrige Temperaturen (<10 °C) verwendet. Das Messprinzip beruht auf dem akustischen Laufzeitdifferenzverfahren, bei dem gegenüberliegende Sensoren

als Sender und Empfänger von Ultraschallwellen, deren Laufzeit durch das strömende Medium beeinflusst wird, agieren. Die Laufzeitdifferenz aus längerer Laufzeit gegen die Strömungsrichtung und kürzere Laufzeit in Strömungsrichtung wird von einem Mikroprozessor ausgewertet und proportional zur Fließgeschwindigkeit als analoges Stromsignal (0-20 mA) ausgegeben. Der Messbereich ist 0,16 - 40 l/min mit einer Genauigkeit von 0,7% des Messwertes zuzüglich 0,7% des Messendwerts.

Die Strömungssensoren im ATHOS Versuchsstand beruhen auf dem Messprinzip eines thermischen Anemometers bei dem der Sensor elektrisch beheizt wird und der Messwiderstand des Sensors temperaturabhängig ist. Die Strömungsgeschwindigkeit wird als Massenstrom der Luft (Normalgeschwindigkeit w_N bezogen auf Normalbedingungen von 1013,25 hPa und 20 °C) linear ausgegeben. Das Ausgangssignal ist in diesem Fall unabhängig von Druck und Temperatur des Messmediums. Die analogen Ausgangssignale von Druck und Temperatur werden in Abhängigkeit der angelegten Messbürde (500 Ω) automatisch als Strom- bzw. hier Spannungsschnittstelle (0 - 10 V) ausgegeben. Der Messbereich des Sensors ist 0 - 10 m/s mit einer Genauigkeit von 5 % des Messwerts plus 0,4 % des Endwerts und ± 1 K der Temperatur, bei einem Messbereich von -20 - 70 °C.

3 Versuchsparemeter und -durchführung

Bestehende Korrelationen zur Auslegung von Thermosiphons können auf Grund ihres Gültigkeitsbereichs nicht für die korrekte Auslegung einer Thermosiphon-Nasslagerbeckenkühlung herangezogen werden. Es wird ein breites Spektrum an Randbedingungen zur Auslegung, Betrieb und Leistungskapazität einer konzeptionellen Thermosiphon-Nasslagerbeckenkühlung vermessen und ausgewertet.

3.1 Versuchsparemeter

In der ersten experimentellen Phase werden in Laborversuchen unterschiedliche Versuchsparemeter als Einflussfaktoren auf den Betrieb und die Leistungsfähigkeit von Thermosiphons untersucht. Überwiegend handelt es sich dabei um Auslegungsparameters wie Rohrdurchmesser, Materialbeschaffenheit, Arbeitsmedium und Füllgrad. In der Versuchsdurchführung werden zusätzlich der Einfluss von Wärmestromdichte und Kühleratemperatur in unterschiedlichen Betriebsfahrweisen untersucht. Aus den Erkenntnissen der Labor- und Siederversuche wird eine Versuchsparemeter-Konfiguration für die Langzeitmessungen unter anwendungsnahen Versuchsbedingungen im ATHOS Versuchsstand zusammengestellt.

3.1.1 Rohrdurchmesser

Der Rohrdurchmesser ist aufgrund der wärmeübertragenden Querschnittsfläche, der Wärmestromdichte und dem Gesamtsystemvolumen ein grundlegender Einflussfaktor auf das Betriebsverhalten von Thermosiphons und wird im Laborversuchsstand untersucht. Im Sinne der Vergleichbarkeit des Wärmetransports und der axialen Wärmeleitung im Rohrmaterial sind die Wandstärken der Testrohre für alle Rohrdurchmesser etwa gleich. Die vermessenen Thermosiphons haben eine Länge von 10 Metern und sind modular aus Teilstücken aufgebaut, welche durch eine gerade Verschraubung miteinander verbunden sind. Die Versuchsreihen werden entsprechend der verwendeten Verschraubungsgröße in Zoll bezeichnet, welche in Tabelle 3-1 aufgeführt sind.

Tabelle 3-1: Liste untersuchter Rohrkonfigurationen mit Innendurchmesser, Wandstärke und Rohrlänge zu Innendurchmesser Verhältnis

Konfiguration [Zoll]	Rohrinnendurchmesser [mm]	Wandstärke [mm]	L/d [-]
1“	20	1,5	500,0
1.5“	32	1,5	312,5
2“	45,1	1,6	211,7

Die hohen Länge-zu-Innendurchmesser-Verhältnisse (L/d) der untersuchten Konfigurationen, heben das außerordentliche Abmaß der Versuchsrohre im Vergleich zu bisher vermessenen und etablierten Anwendungen hervor. Die Zonenverteilung im Laborversuchsstand ist über alle Durchmesser-Konfigurationen identisch. Bei gleicher beheizter Länge von einem Meter ist die wärmeübertragende Mantelfläche im Verdampfer größer mit größerem Durchmesser. Die Wärmestromdichte bei identisch angelegter elektrischer Heizleistung ist demnach niedriger. Für einen Vergleich der unterschiedlichen Durchmesser miteinander wird die Wärmestromdichte, als Verhältnis der übertragenen Wärme über die übertragende Mantelfläche ausgewertet.

Im Siedeversuchsstand stehen andere Versuchsparameter, wie die Oberflächenbeschaffenheit im Vordergrund, daher werden lediglich der kleinste (1“-Konfiguration) und größte (2“-Konfiguration) untersuchte Rohrdurchmesser vermessen, um einen groben Trend für Parameterwechselwirkungen zwischen Oberflächenmodifikation und Durchmesser aufzuzeigen.

3.1.2 Wärmeträger

Wärmerohre werden in drei Bestandteile gegliedert: die Hülle, das Arbeitsmedium und die Kapillarstruktur. In einem Thermosiphon wird auf Kapillardruck-erzeugende Innenstrukturen verzichtet und das Kondensat wird ausschließlich gravitations-getrieben zurückgeführt. In der Regel werden Materialien mit charakteristisch hoher Wärmeleitfähigkeit, wie Kupfer und Aluminium, in Abhängigkeit der äußeren Bedingungen, sowie Kompatibilität mit dem Arbeitsmedium als Mantelmaterial gewählt. Auf Grund von Anwendungsgebiet und Rentabilität wird V2A Edelstahl (Werkstoffnummer 1.4301) verwendet. Die Wahl des Arbeitsmediums entscheidet maßgeblich über das Leistungsspektrum des Thermosiphons und wird durch die Einsatzrandbedingungen wie Temperatur und Materialverträglichkeit bestimmt.

Eine Auswahl an potentiellen Wärmeträger, welche untersucht wurden, ist in Tabelle 3-2 aufgelistet.

Tabelle 3-2: Liste untersuchter Wärmeträgermedien und ihrer thermodynamischen Stoffeigenschaften

Medium	Formel	T _m [K]	T _b [K]	T _c [K]	Dampfdruck [hPa] bei 20 °C	Δh _v (T _b) [kJ kg ⁻¹]
Ammoniak	NH ₃	195.5	239.9	405.4	8573	1367
Ethanol	C ₂ H ₆ O	158.7	351.5	514.0	58	837
Methanol	CH ₄ O	175.1	337.8	512.5	129	1099
Wasser	H ₂ O	273.1	373.1	647.1	24	2257
Novec TM 5110	CF ₃ C(O)CF(CF ₃) ₂	180.0	297.2	420.6	940	89

Ein bewährtes Kriterium zur Beurteilung von Wärmeträgermedien ist die Übertragungsgüte, welche als Merit-Zahl M bezeichnet wird. Die Arbeitsfähigkeit wird mittels der Verdampfungsenthalpie Δh_v und weiterer thermodynamischen Charakteristika potenzieller Wärmeträgerfluide für Wärmerohre (3.1) und Thermosiphons (3.2) wie folgt berechnet:

$$M_{HP} = \frac{\sigma \Delta h_v}{\nu} \quad (3.1)$$

$$M_{TS} = \left(\frac{\Delta h_v \lambda^3 \rho_l^2}{\eta_l} \right)^{0,25} \quad (3.2)$$

Die Berechnung der Merit-Zahl für Medien in Wärmerohren (3.1) ist das Verhältnis von Oberflächenspannung σ zu kinematischer Viskosität ν multipliziert mit der Verdampfungsenthalpie. In die Berechnung für Thermosiphons fließt ebenfalls die Viskosität ein, aufgrund der stärkeren Gewichtung der Flüssigkeitsdichte ρ_l ist in (3.2) jedoch die dynamische Viskosität η_l aufgeführt. Neben der Verdampfungsenthalpie fließt ebenfalls die Wärmeleitfähigkeit λ mit ein. Die thermodynamischen Stoffwerte entsprechen für die Berechnung der Satttdampfbedingung in Abhängigkeit von der Temperatur und wurden bis zum jeweiligen kritischen Punkt der Arbeitsmedien aus Tabelle 3-2 berechnet und in Abbildung 3.1 dargestellt. Der blau unterlegte Bereich im Diagramm soll die Betriebsbedingungen für das Nasslager-

Kühlsystem und den somit relevanten Temperaturbereich zwischen 0 °C und 90 °C hervorheben.

Für das untersuchte, kommerzielle Medium novocTM5110 [33] stehen keine Stoffdatenbanken zur Verfügung, daher ist eine genauere Betrachtung der Merit-Zahl und der Betriebsgrenzen im Vorfeld nicht möglich.

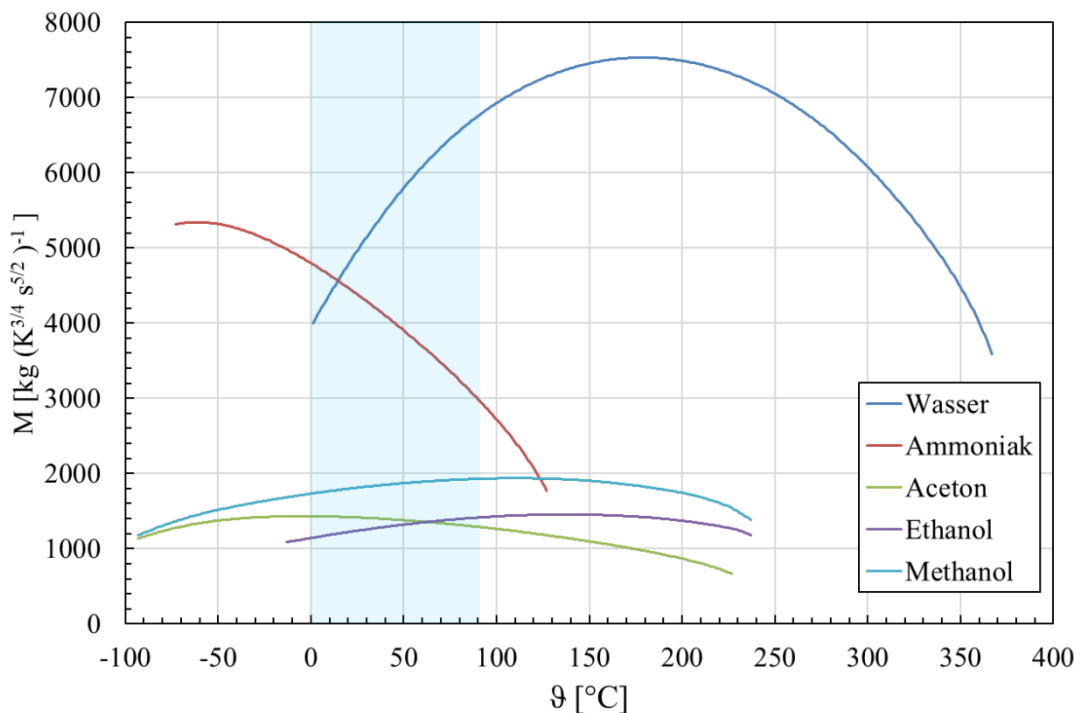


Abbildung 3.1: Merit-Zahl M_{TS} potenzieller Wärmeträgerfluide

Eine weitere anwendungsrelevante Stoffeigenschaft, die in der Merit-Zahl nicht berücksichtigt wird, ist der Dampfdruck. Ammoniak hat in Vergleich zu den anderen Medien einen Dampfdruck um etwa eine Größenordnung höher und ist darüber hinaus als giftiger Gefahrenstoff klassifiziert. In Sinne einer anwendungsorientierten Untersuchung für den Einsatz im nuklearen Bereich werden daher keine Versuche mit Ammoniak durchgeführt, wenngleich Ammoniak als Kältemittel in Kältemaschinen und Wärmepumpen in anderen Bereichen etabliert ist.

Wärmerohre und Thermosiphons unterliegen in Abhängigkeit von Aufbau und Wärmeträger bestimmten Leistungsgrenzen. Die Kapillarkraftgrenze ist auf Grund nicht vorhandener Innenstrukturen im Thermosiphon und daher nicht vorhandenem Kapillardruck im System obsolet. Die Viskositätsgrenze wird in den Laborversuchen ebenfalls vernachlässigt, da die

untersuchten Betriebsbedingungen nicht nahe der Schmelzpunkte der untersuchten Arbeitsmedien sind. Bei niedrigem Dampfdruck im Kondensator, in Kombination mit hohen Strömungsgeschwindigkeiten am Verdampferaustritt, kann die Dampfströmung Schallgeschwindigkeit erreichen und der Wärmetransport nicht weiter gesteigert werden. Die sogenannte Schallgeschwindigkeitsgrenze wird erreicht („sonic limit“). Infolge der direkten elektrischen Beheizung in den Laborversuchen kommt es zu hohen Wärmestromdichten, die zur Ausbildung von größeren Dampfblasen im Verdampfer führen können. Diese Dampfblasen können zu lokalen Trockenstellen („dry-outs“) mit starker lokaler Überhitzung („hot spots“) führen und schließlich zum Erliegen des Wärmetransports führen („burn-out“). Am relevantesten ist jedoch die Wechselwirkungsgrenze (entrainment limit) im Thermosiphon. Der Dampfstrom in der Rohrmitte und die Kondensat-Ringströmung sind in Gegenströmung zueinander. Bei hohen Dampfgeschwindigkeiten in Kombination mit Wellen an der Oberfläche der Kondensat-Ringströmung kommt es zum Tröpfchenmitriss („entrainment“) sobald die Scherkräfte die Oberflächenspannung übersteigen. Im Grenzfall führt dies zu Abriss des Kondensat Rückstroms bis hin zum Fluten des Kondensators („flooding“), was gleichermaßen zum Austrocknen des Verdampfers führt. Die Untersuchung der verschiedenen Wärmeträgermedien wird vorrangig im Siederversuchsstand durchgeführt.

3.1.3 Füllgrad

Ein weiterer Versuchsparameter ist der Füllgrad eines Thermosiphons, der als das Verhältnis von Volumen des Wärmeträgerfluids zum Volumen der beheizten Verdampferzone definiert ist. Das Volumen des Arbeitsmediums ist von Druck und Temperatur abhängig und wird in der Thermosiphonauslegung für einen idealisierten Betriebszustand bei 40 °C Sattdampf mit minimaler Wandbenetzung (0,1 mm) entlang des Dampfraumes berechnet. In Tabelle 3-3 sind exemplarisch die berechneten Einwaagen für die Messreihen mit Wasser als Wärmeträgerfluid für die drei untersuchten Rohrdurchmessern bei 100%, 70% und 50% gefüllte Verdampferzone aufgeführt.

Tabelle 3-3: Einwaagen in [g] an Wasser für Versuchsreihen unterschiedlicher Rohrdurchmesser und Füllgrade

Konfiguration	100% [g]	70% [g]	50% [g]
1"	367	276	215
1.5"	887	651	493
2"	1711	1240	926

Der Einfluss des Füllgrades wird in den Einzelrohrversuchen des Laborversuchsstands untersucht. Die Versuchsreihen im Siedeveruchsstand - eine Tabelle der Einwaagen ist in Kapitel 4.2.2 - werden mit einem konstanten Füllgrad von 100 % durchgeführt. Die Langzeitexperimente im ATHOS Versuchsstand werden ebenfalls basierend auf den Laborerkenntnissen, bei einem festen Füllgrad von etwa 70% durchgeführt.

Der Füllgrad ist weniger als Betriebsparameter, sondern eher als Auslegungsparameter zu betrachten. Das Phasengleichgewicht im Thermosiphon ist von Betriebstemperatur und -druck abhängig, daher kann der Füllstand an Arbeitsmedium im Verdampfer in gewissen Grenzen im Betrieb variieren. Ist die Betriebstemperatur beispielsweise oberhalb der Auslegungstemperatur, verschiebt sich das Phasengleichgewicht zur Dampfseite und der tatsächliche Füllgrad ist kleiner als ausgelegt.

3.1.4 Wärmesenke –Temperatur

Die Wärmeabfuhr an die Wärmesenke ist in der Regel der limitierende und gleichzeitig bestimmende Faktor beim Betrieb von Wärmerohren und Thermosiphons. Es kann lediglich so viel Wärme durch das Thermosiphon transportiert werden, wie an die Senkenseite abgegeben werden kann.

Im Labor wird Wasser in einem Kühlkreislauf als Wärmesenke verwendet. Es werden die Kühleremperaturen 10, 20 und 30 °C und für einzelne Konfigurationen auch 0 °C untersucht. Ziel hierbei ist, ein atmosphärisches Temperaturspektrum abzubilden und zudem die höhere Wärmeübertragungsrate einer Wasserkühlung für die Untersuchung eines großen Bereichs der Thermosiphon-Wärmetransportleistung zu nutzen. Die Strömungsgeschwindigkeit des Kühlmittels wird hierbei nicht als Einflussparameter untersucht und in allen Versuchsreihen im Rahmen einer manueller Regelung konstant gehalten.

In den Experimenten im ATHOS-Versuchsstand dient die Umgebungsluft als Wärmesenke und stellt somit eine thermisch variable Randbedingung dar. Eine Optimierung des Wärmeübergangskoeffizienten der Luftströmung ist im Rahmen dieser Arbeit nicht durchgeführt worden.

3.2 Versuchsdurchführung

Es werden Untersuchungen bei zwei unterschiedlichen Betriebsfahrweisen der Thermosiphon-Versuchsröhre durchgeführt. Zum einen die leistungsgesteuerte Fahrweise, bei der die Heizleistung eingestellt und fest vorgegeben ist, hierbei werden die Siede- und Betriebstemperaturen als Messergebnis ausgewertet. Zum anderen die temperaturgesteuerte Betriebsfahrweise, bei der die Heizleistung nicht vorgegeben, sondern als Resultat aus eingestellten Temperaturdifferenzen ausgewertet wird.

3.2.1 Leistungsgesteuerte Betriebsfahrweise

Die erste Phase der Untersuchungen besteht aus Einzelrohr-Experimenten und Parameterstudien im Labor- und Siederversuchsstand. In beiden Fällen werden die Röhre bei konstanter Wärmestromdichte direkt elektrisch beheizt und demzufolge leistungsgesteuert betrieben. Hintergrund dieser Untersuchungen ist hierbei vorrangig Betriebsgrenzen aufzuzeigen und den Einfluss einzelner Versuchsparameter einzustufen. Es werden konstante Heizleistungen eingestellt und entsprechende Temperatur-Messdaten über eine Versuchsdauer von mindestens 45 min je eingestellter Heizleistung erfasst, während sich ein quasistationärer/stationärer Gleichgewichtsbetrieb in Form pulsierender oder konstanter Temperaturen im Thermosiphon einstellt. Die Versuchsreihen erstrecken sich über ein Heizleistungsspektrum von 600 W bis 3000 W, variierend in Abhängigkeit von Rohrdurchmesser, Füllgrad und Kühler-temperatur. Der Heizleistungsbereich wird in 200 W Schritten vermessen und jeder Versuch zur Überprüfung der experimentellen Reproduzierbarkeit mindestens dreimal durchgeführt. Limitierend ist außer dem Erreichen einer Betriebsgrenze eine Betriebs- bzw. Siedetemperatur von 100 °C. Experimentelles Abbruchkriterium ist eine maximale Temperatur von 120°C, die u.a. durch die beschränkte Einsatzeignung der Messinstrumente begründet ist.

3.2.2 Temperaturgesteuerte Betriebsfahrweise

Die temperaturgesteuerte Betriebsfahrweise entspricht dem normalen Betrieb eines Wärmetauschersystems, bei dem die Temperaturen und Temperaturdifferenzen die übertragene Wärmeleistung festlegen. Dementsprechend wird die zweite Phase der experimentellen Untersuchungen anwendungsorientiert im atmosphärisch gekühlten ATHOS-Versuchsstand durchgeführt. Feste Randbedingung in den ATHOS-Versuchen ist die konstant gehaltene Wassertemperatur in den Tanks, die entsprechend der Wärmeabfuhr durch die Thermosiphon-Rohrbündel geregelt wird. Die Wärmetransportleistung der Thermosiphons wird hierbei wesentlich von den Wärmesenkenbedingungen, d.h. von der Senktemperatur und der freien

oder erzwungenen konvektiven Strömung der atmosphärischen Luft im Kamin bestimmt. Als Zwischenschritt und Vergleichsbasis zwischen den leistungsgesteuerten Laborversuchen an Einzelrohren und den Rohrbündel-Versuchen im ATHOS-Versuchsstand dienen Einzelrohrversuche im Labor, in denen die Rohrbeheizung über einen externen, regelbaren Warmwasserkreislauf und einen Doppelrohr-Wärmeübertrager erfolgt. Angelehnt an den Richtlinien für Nasslagerbeckentemperaturen im normalen und abnormalen Betrieb werden Heiztemperaturen von 45 °C und 60 °C eingestellt und die Wärmetransportleistung der Thermosiphons kalorimetrisch gemessen.

Im ATHOS Versuchsstand werden Langzeitversuche bei konstanten Wassertanktemperaturen von 45 °C, 60 °C und 80 °C durchgeführt.

3.3 Versuchsübersicht

Die Untersuchung der unterschiedlichen Parameter führt in der Versuchsmatrix auch zu einer Überschneidung der verschiedene Variablen. Eine systematische graphische Darstellung der Versuchsreihen und deren Querüberschneidungen ist hier nachfolgend graphisch dargestellt.

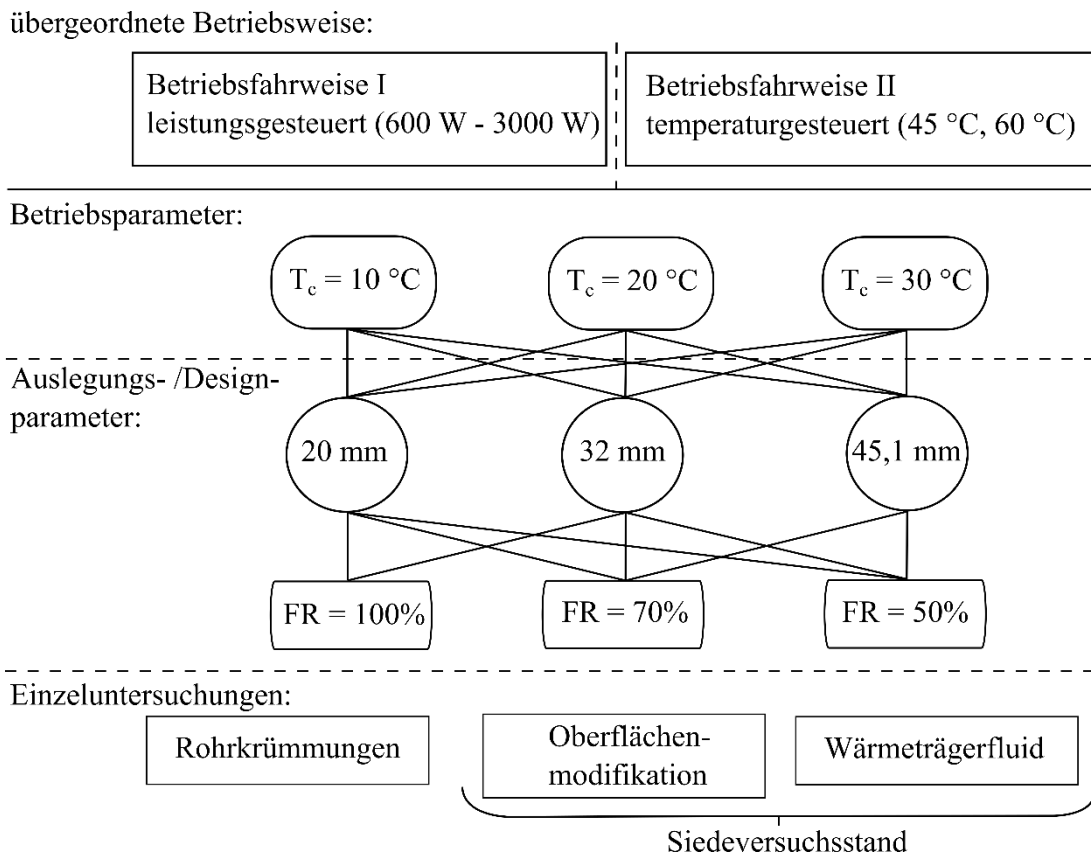


Abbildung 3.2: Schema der untersuchten Versuchsparameter im Laborversuchsstand

Die Untersuchungen im Laborversuchsstand erfolgen in zwei übergeordneten Betriebsfahrweisen. Einmal dem leistungsgesteuerten Betrieb, bei dem durch direkte elektrische Beheizung die Wärmeleistung auferlegt und die Temperaturen ausgewertet werden. Andererseits der konvektive temperaturgetriebene Betrieb, bei dem die übertragenen Wärme aus dem vorgegebenen Temperaturniveau ausgewertet wird. Die Temperatur des Kühlmittels ist als Betriebsbedingung bzw. thermische Randbedingung zu betrachten und wird für alle untersuchten Parameter berücksichtigt. Rohrdurchmesser und Füllgrad an Wärmeträger sind die hauptsächlich untersuchten Versuchsparameter. Es handelt sich dabei um Designparameter, die entsprechend der Anwendung ausgelegt werden und im laufenden Betrieb nicht mehr geändert werden. In Siederversuchsstand wird der Einfluss von Oberflächenmodifikation des

Versuchsparameter und -durchführung

Rohrmaterials und der Einsatz unterschiedlicher Wärmeträgerfluide untersucht, auch dabei werden Rohre unterschiedlicher Durchmesser eingesetzt. Ergänzend wird der Einfluss durch Rohrkrümmungen an einzelnen Konfigurationen im Labor und an mehreren Rohren in ATHOS experimentell gemessen.

Nachfolgend sind die einzelnen untersuchten Konfigurationen tabellarisch aufgelistet und mit der entsprechenden Kennzeichnung versehen. Jeweils für die Kühlertemperaturen von 10 °C, 20 °C und 30 °C zu zusätzlich 0 °C bei den temperaturgetriebenen Versuchsreihen.

Tabelle 3-4: Versuchübersicht mit Versuchsbezeichnung im Laborversuchsstand

	100% FR (L1)	70% FR (L2)	50% FR (L3)
d_i =20 mm	Wärmeträgerfluid Wasser (W)		
Leistungsbetrieb [500-4000W, h=200W]	W1L1	W1L2	W1L3
Temperaturbetrieb [45°C, 55°C, 60°C]	WW1L1	-	-
	Wärmeträgerfluid Ethanol (E)		
Leistungsbetrieb [500-4000W, h=200W]	E1L1	-	-
	Wärmeträgerfluid Methanol (M)		
Leistungsbetrieb [500-4000W, h=200W]	M1L1	-	-
d_i =32 mm	Wärmeträgerfluid Wasser (W)		
Leistungsbetrieb [500-4000W, h=200W] [B=gekrümmt]	W1.5L1 W1.5BL1 W1.5B2L1	W1.5L2 W1.5BL2 W1.5B2L2	W1.5L3
Temperaturbetrieb [45°C, 55°C, 60°C] [L4=30%FR, L5=120% FR]	WW1.5L1	WW1.5L2	WW1.5L3 WW1.5L4 WW1.5L5
	Wärmeträgerfluid Ethanol (E)		
Temperaturbetrieb [45°C, 55°C, 60°C]	WE1.5L1	WE1.5L2	-
	Wärmeträgerfluid Methanol (M)		
Leistungsbetrieb [500-4000W, h=200W]	M1.5L1	M1.5L2	-
d_i =45,1 mm	Wärmeträgerfluid Wasser (W)		
Leistungsbetrieb [500-4000W, h=200W]	W2L1	W2L2	W2L3
	Wärmeträgerfluid Methanol (M)		
Leistungsbetrieb [500-4000W, h=200W]	M2L1	-	-

Die Untersuchungen im Siederversuchsstand erfolgen bei 20 °C Kühler Temperatur und werden elektrisch beheizt. In einer Messung wird eine Heizleistung von 100 W angelegt und in 100 W

Schritten erhöht, sobald das Thermosiphon Gleichgewichtsbetrieb erreicht hat. In Tabelle 3-5 sind alle Konfigurationen der Oberflächenmodifikationen und Wärmeträgerfluide in den zwei unterschiedlichen Rohrdurchmessern aufgelistet. Die durchgeführten Messungen sind mit „X“ gekennzeichnet. Die Bezeichnung der Konfigurationen bezieht sich auf die Art der Oberflächenbearbeitung der Rohrrinnenwand und ist in Kapitel 4.2.1 detailliert ausgeführt.

Tabelle 3-5: Versuchsübersicht mit Versuchsbezeichnung im Siederversuchsstand [X = durchgeführte Versuche; - = nicht durchgeführte Versuche]

	Wasser		Methanol		Ethanol		novec TM 5110	
	1“	2“	1“	2“	1“	2“	1“	2“
Referenz	X	X	X	X	X	X	X	X
Pb27	X	X	X	X	X	X	X	X
Pb28	-	X	-	-	-	-	-	-
gehont	X	X	-	-	-	-	-	-
SAM	X	X	X	X	X	X	X	X

4 Ergebnisse

Die Darstellung der experimentellen Ergebnisse ist in die jeweiligen Versuchsstände und ferner in die untersuchten Versuchsparameter und Betriebsweisen geordnet. Die Auswertung der einzelnen Parameter-Versuchsreihen wird anhand von Temperaturdifferenzen, Betriebsverhalten, Siedetemperaturen und Wärmestromdichten vorgenommen. Die Betrachtung einzelner Versuchsvariablen wird bei Wechselwirkung mit weiteren Parametern bedarfsmäßig unterschiedlich durchgeführt. Die Ergebnisse der Laborversuche beziehen sich durchgehend auf destilliertes Wasser als Wärmeträgerfluid.

4.1 Experimente Laborversuchsstand

4.1.1 Betriebscharakteristik

Die Versuchsrohre wurden zunächst - wie in Kapitel 3.2.1 - beschrieben in elektrisch beheizten Einzelrohrversuchen gefahren. Das Messintervall ist 4 s, daher werden Messergebnisse aus mehrminütigen Versuchsverläufen vereinfacht als Linien anstatt als einzelne Messpunkte dargestellt. Die beobachtete Betriebscharakteristik und experimentelle Auswertung werden exemplarisch anhand eines Versuchs dargestellt.

Abbildung 4.1 zeigt das Ergebnis einer Temperaturmessung, in der ausgewählte Temperaturen über die Zeit von 1000 s aufgetragen sind. Der Versuch wurde mit dem 1,5“-Versuchsrohr ($d_i=32$ mm) bei einem Füllgrad von 100 % durchgeführt. Die Kühler vorlauftemperatur ist konstant 20 °C bei einer zugeführten Heizleistung von 1400 W. Die Messstellen W_500mm und W_1010mm befinden sich auf der Außenwand in halber Höhe bzw. am oberen Ende des Verdampfers. Der Temperaturverlauf W_5000mm wurde in der Mitte der adiabaten Zone erfasst und ist repräsentativ für alle in der adiabaten Zone gemessenen Temperaturen. Im Versuch werden acht Temperaturen in etwa 1000 mm Abstand zwischen Verdampfer und Kondensator gemessen, welche alle ± 1 K mit der Temperatur W_5000mm übereinstimmen. Die Messstelle W_10000mm befindet sich am oberen TS-Rohrende oberhalb des Doppelrohrkühlers. Evap und Cond bezeichnen die Verdampfer- bzw. Kondensator-temperaturen, welche im Rohrrinneren gemessen werden.

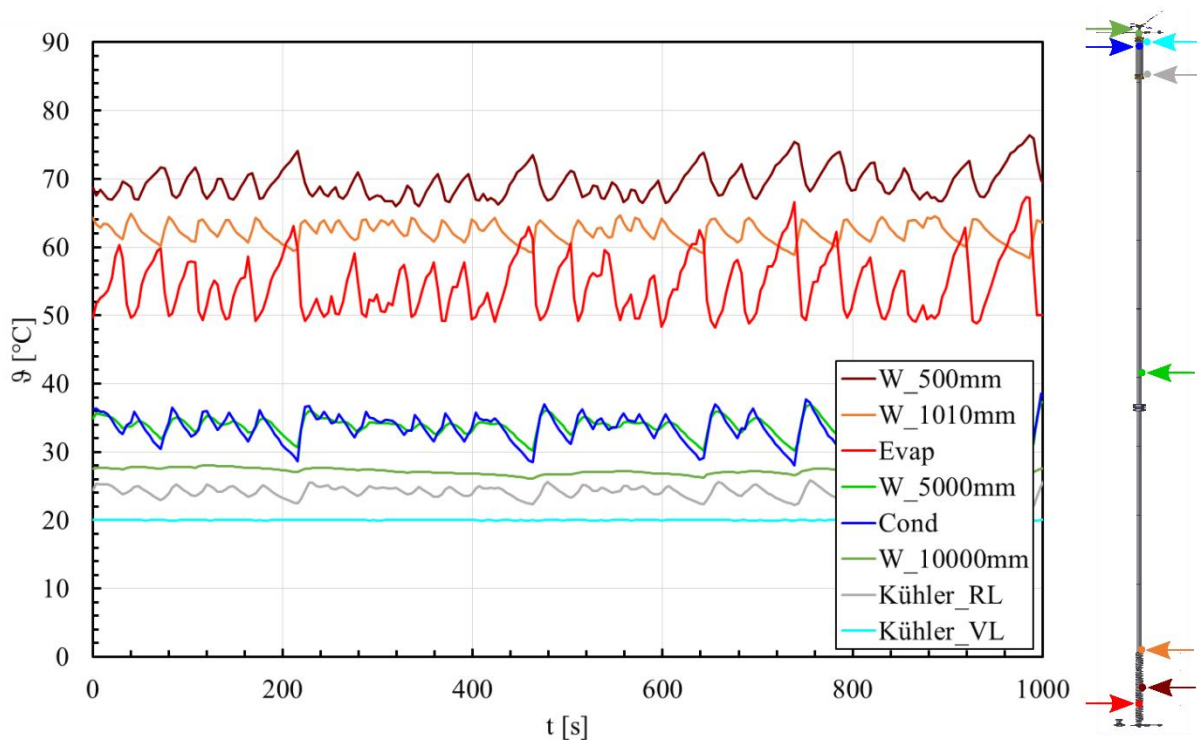


Abbildung 4.1: TS-Temperaturen über Messzeit (Ausschnitt) von einer Labormessung des 1,5"-Testrohrs mit 100% Füllgrad bei 20 °C Kühlerterperatur und 1400 W Heizleistung [W1.5L1_20_1400]

Anhand des Verlaufs der Verdampfertemperatur Evap ist ein pulsierender Siedezustand mit Temperaturschwankungen zwischen 50 °C und 60 °C (im Mittel 54 °C) zu erkennen. Diese Fluktuationen breiten sich über die volle Länge des TS bis zum Kondensator aus. Es kommt zu einem kontinuierlichen Temperaturanstieg des Wärmeträgerfluids im Verdampfer, bis sich dieses in einem „siedeverzugsähnlichen“ Verdampfungsschlag entlang des Versuchsrohrs entlädt. Die Außenwandtemperatur W_500mm ist mit durchschnittlich 69 °C um 15 K gegenüber dem Wärmeträgerfluid überhitzt und zeigt in etwas abgeschwächter Form eine korrespondierende Temperaturfluktuation. Die Temperaturen W_1010mm und W_5000mm in der adiabaten Zone, sowie Cond im Kondensator und auch im Rücklauf des Kühlkreislaufs verlaufen gegenläufig zur Temperatur der Verdampferzone. Es kommt zu einer kontinuierlichen Abkühlung, bis durch den nächsten Siedeflash (stoßartige Teilverdampfung) ein erneuter, starker Temperaturanstieg zu verzeichnen ist. Dieser oszillierende Betrieb wird als Geysiring bezeichnet. Die Temperatur Cond im Kondensator ist im Mittel 34 °C und somit 14 K wärmer als die festgelegte Kühlereintrittstemperatur von 20 °C. Insgesamt stellt sich eine Temperaturdifferenz von 49 K zwischen Verdampfer-Außenwand und Kühlkreislauf ein.

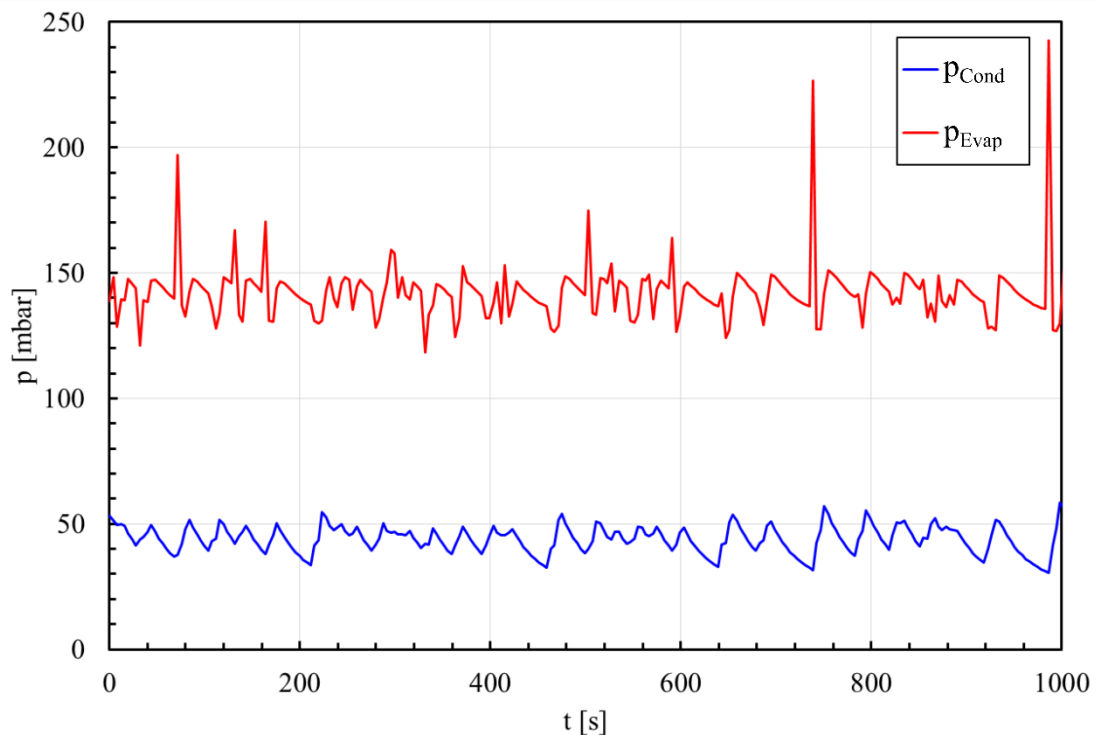


Abbildung 4.2: Korrespondierende Drücke in Verdampfer und Kondensator über Messzeit (Ausschnitt) von einer Labormessung des 1,5"-Testrohr mit 100% Füllgrad bei 20 °C Kühlertemperatur und 1400 W Heizleistung [W1.5L1_20_1400]

In Abbildung 4.2 sind die korrespondierenden Drücke, welche an den jeweiligen Rohrenden von Verdampfer und Kondensator gemessen wurden, dargestellt. Die Druckdifferenz von etwa 100 mbar ist auf den hydrostatischen Druck der Flüssigkeitssäule des Wärmeträgerfluids (Wasser) von etwa 1000 mm (100% FR) zurückzuführen. Mit fallender Temperatur in der Kondensationszone nimmt auch der korrespondierende Druck ab, um dann mit dieser auch wieder zuzunehmen. Im Verdampfer verhält es sich analog, jedoch kommt es vereinzelt auch schon zur leichten Druckabnahme während des Aufheizvorgangs, wodurch sich der Siedeflash durch einen noch höheren Ausschlag im Druck abzeichnet. Dieses Verhalten kann unter Umständen auf unterschiedliche Siedezustände im Verdampfer hindeuten, da der Druck unmittelbar am untersten Rohrende gemessen wird, die korrespondierende Temperaturmessstelle dagegen einige mm darüber in das Rohr hineinragt und sich somit nicht auf exakt gleicher Messhöhe liegt. Im Durchschnitt beträgt der Druck im Verdampfer 142 mbar und im Kondensator 44 mbar, was einer Siedetemperatur von 53 °C bzw. einer Kondensations-temperatur von 31 °C. entspricht.

Im p,T-Diagramm in Abbildung 4.3 ist die Sattedampfcurve von Wasser aufgetragen. Die roten Symbole sind gemessene Druck-/Temperaturmesswerte im Verdampfer, die blauen Symbole

entsprechen den Druck- und Temperaturdaten im Kondensator aus Abbildung 4.1 und Abbildung 4.2. Die Messwerte auf der Kondensationsseite zeigen einen Verlauf ähnlich der Sattdampfkurve mit leichten Versatz nach unten. Daraus lässt sich eine leichte Überhitzung des Kondensatrückstroms ableiten. Der Druck auf der Kondensationsseite wird zusätzlich als Indikator für das Vorhandensein nicht-kondensierbarer Gase im Versuchsrohr verwendet. Liegt der Druck-Temperatur-Punkt im Thermosiphonbetrieb im stark unterkühlten Bereich oberhalb der Sattdampfkurve wird von einem Lufteinschluss ausgegangen. Die Messpunkte aus dem Verdampfer bilden eine Ansammlung mit einiger Streuung leicht oberhalb der Sattdampflinie im unterkühlten Bereich mit einem linearen Trend zu höheren Temperaturen, die auf die überhitzten Siedeflashes zurückzuführen sind. In der Regel sind im Thermosiphon ein leicht überhitzter Siedevorgang und eine leicht unterkühlte Kondensation zu erwarten.

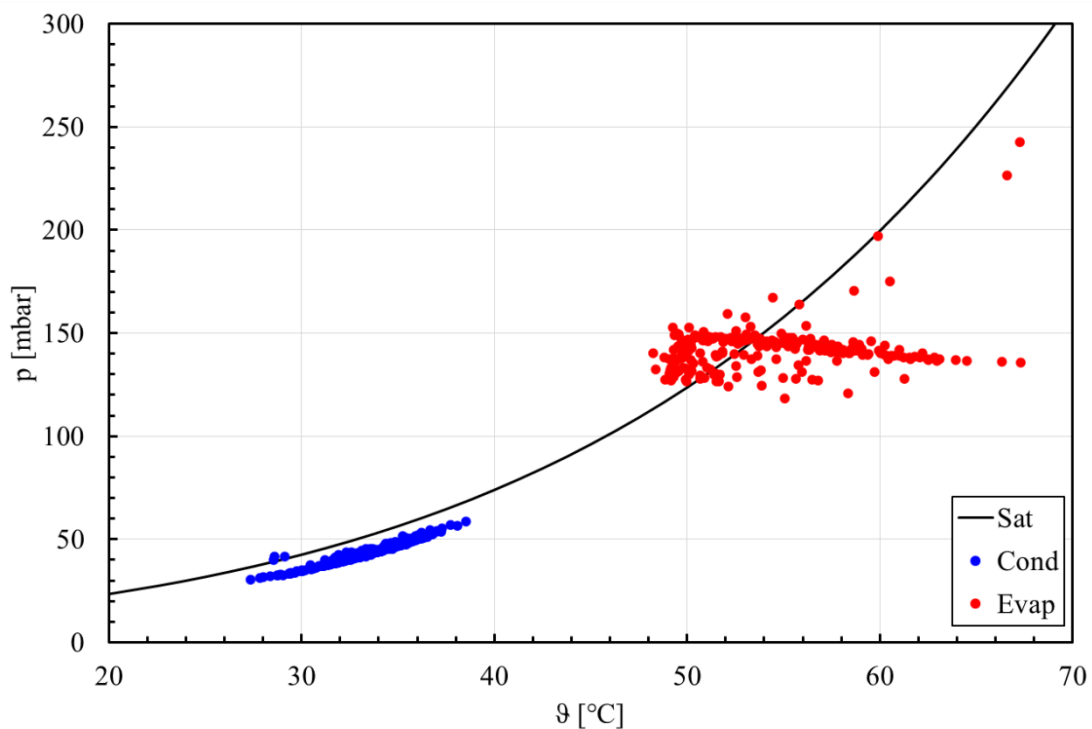


Abbildung 4.3: p,T-Diagramm der Sattdampfkurve für Wasser mit experimentellen Druck- und Temperaturmesswerten im Verdampfer und Kondensator von einer Labormessung des 1,5"-Testrohr mit 100% Füllgrad bei 20 °C Kühlerterperatur und 1400 W Heizleistung [W1.5L1_20_1400]

Im weiteren Verlauf der Versuchsreihe fällt auf, dass mit zunehmender Heizleistung die Temperaturfluktuationen abnehmen. Die Schwankungshöhe der Temperaturen verringert sich, während die Frequenz des Geysirings zunimmt, bis ein temperaturstabiler, stationären

Thermosiphonbetrieb erreicht wird. In Abbildung 4.4 ist ein Auszug von Temperaturmessdaten eines Versuchs mit einer höheren Heizleistung von 2000 W bei ansonsten gleichen Randbedingungen wie im Versuch von Abbildung 4.1 zu sehen.

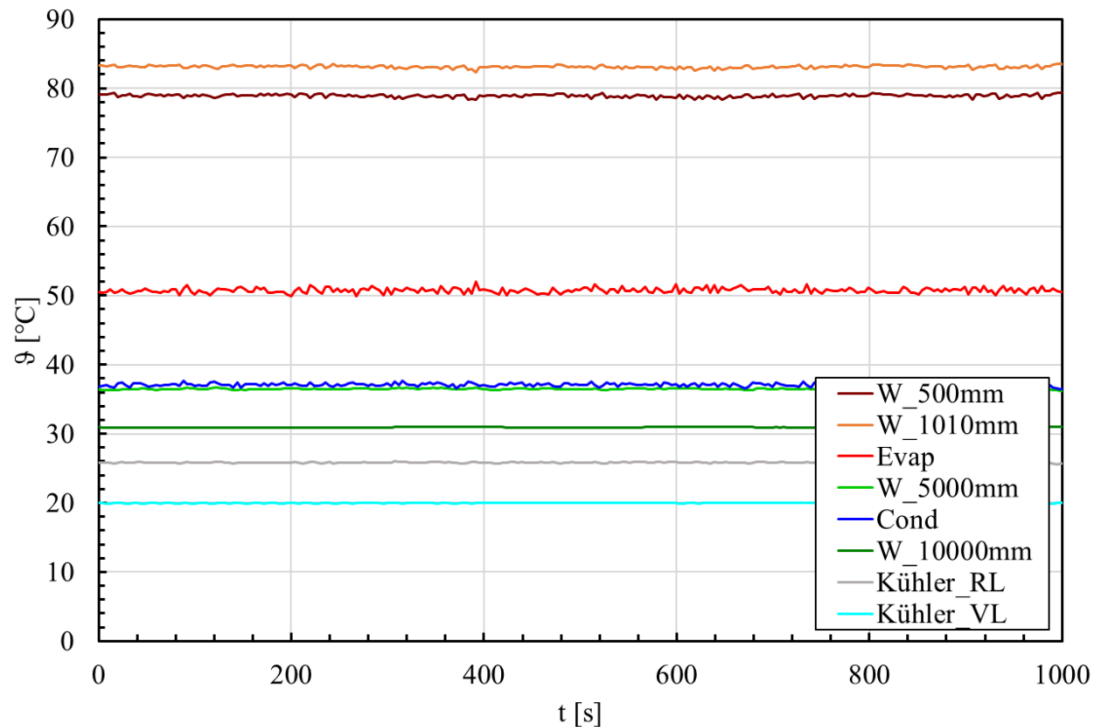


Abbildung 4.4: TS-Temperaturen über Messzeit (Ausschnitt) von einer Labormessung des 1,5"-Testrohr mit 100% Füllgrad bei 20 °C Kühlertemperatur und 2000 W Heizleistung [W1.5L1_20_2000]

Bei einer Heizleistung von 2000 W sind für die dargestellte Konfiguration (100% FR, 1,5“-Versuchsrohr mit Kühlertemperatur 20 °C) keine oszillierenden Temperaturschwankungen aufgrund eines Geysirings zu beobachten. Die Siedetemperatur im Verdampfer hat sich auf 51 °C verringert, während die Kondensationstemperatur auf 37 °C angestiegen ist. Die Temperaturdifferenz im Thermosiphon hat sich folglich auf 14 K vermindert. Die Wandtemperatur in der Verdampferzone ist um 10 K auf 79 °C angestiegen. Die Temperaturmittelwerte der beiden Versuchsauszüge sind in Tabelle 4-1 gegenübergestellt.

Ergebnisse

Tabelle 4-1: Vergleich der Betriebstemperaturen des 1,5“-Versuchsrohrs mit 100% Füllgrad bei 20 °C Kühler­temperatur und 1400 W bzw. 2000 W Heizleistung

	W_500mm [°C]	W_1010mm [°C]	Evap [°C]	W_5000mm [°C]	Cond [°C]	W_10000mm [°C]
1400W	69	62	54	34	34	27
2000W	79	83	51	37	37	31

Der stärkste Temperaturanstieg von 21 K ist an der Messtelle W_1010mm am oberen Ende des Verdampfers bzw. am Übergangsbereich in die adiabate Zone zu beobachten.

Dies könnte auf eine Verschiebung des Phasengleichgewichts zwischen Flüssigkeit und Dampf im Thermosiphon, bedingt durch die erhöhte Heizleistung, und eine beginnende Austrocknung im oberen Verdampferende, hindeuten. In Tabelle 4-2 sind die Mittelwerte der Betriebsdrücke und die daraus resultierende Druckdifferenz im Thermosiphon aufgeführt. Über die Versuchsdauer variieren die Drücke im Verdampfer und Kondensator analog zu den Temperaturen bei 2000 W Heizleistung um einen stationären Wert mit einer Schwankungsbreite von ± 5 mbar. Während der Druck im Verdampfer auch bei höherer Heizleistung im Durchschnitt gleich bleibt, steigt der Druck im Kondensator um 10 mbar an. Die daraus resultierende Verringerung der Druckdifferenz trotz gesteigerter Heizleistung zeigt, dass der Druckverlust durch die Dampfströmung im Verhältnis zur Abnahme der hydrostatischen Flüssigkeitssäule im Verdampfer, und somit Verringerung des Füllgrads durch gesteigerte Verdampfungsrate, sehr gering und daher nicht aus den Messdaten abzuleiten ist.

Tabelle 4-2: Vergleich der Betriebsdrücke des 1,5“-Versuchsrohrs mit 100% Füllgrad bei 20 °C Kühler­temperatur und 1400 W bzw. 2000 W Heizleistung

	p _{Evap} [mbar]	p _{Cond} [mbar]	Δp [mbar]
1400W	142	44	98
2000W	143	54	89

Abbildung 4.5 zeigt die Einordnung der Siede- und Kondensationszustände im Verhältnis zur Satt­dampf­kurve. Da die Temperaturen nicht mehr fluktuieren, sind die Messwerte stärker auf einen Betriebspunkt konzentriert und streuen nicht mehr so stark. Insbesondere bezüglich der Verdampferwerte fällt auf, dass die Betriebspunkte die Satt­dampf­kurve nicht mehr unterschreiten und im stationären Betrieb kein überhitztes Sieden eintritt.

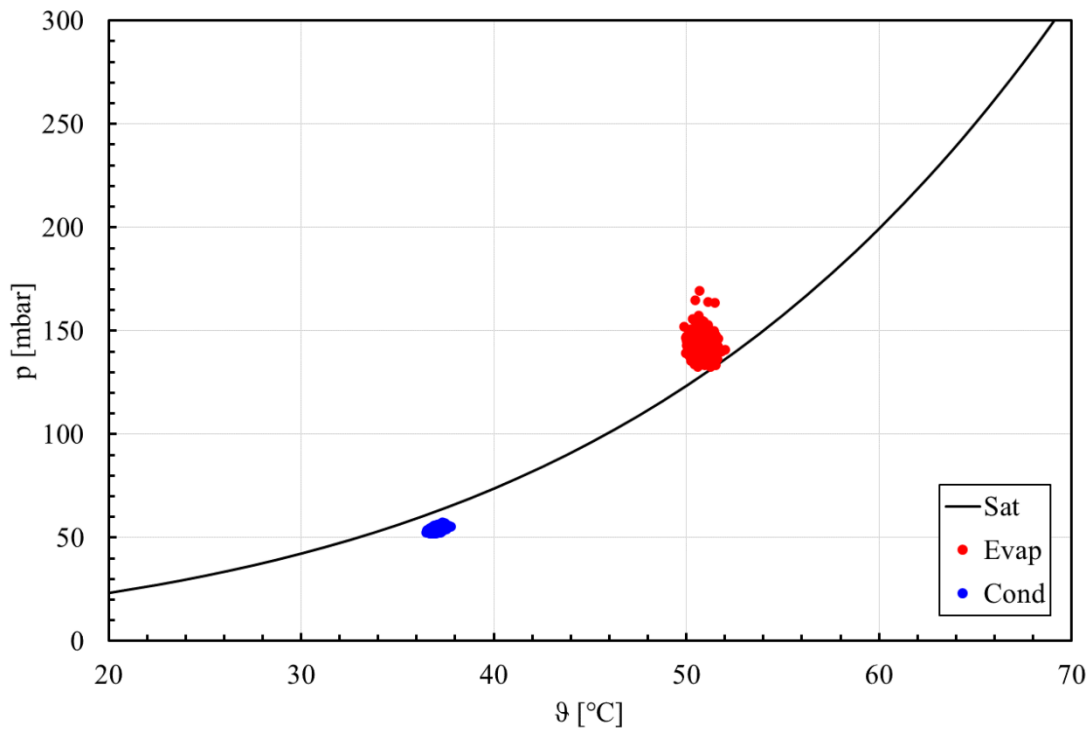


Abbildung 4.5: p,T-Diagramm der Satttdampfcurve für Wasser mit experimentellen Druck- und Temperaturmesswerten im Verdampfer und Kondensator von einer Labormessung des 1,5"-Versuchsrohr mit 100% Füllgrad bei 20 °C Kühlertemperatur und 2000 W Heizleistung [W1.5L1_20_2000]

4.1.2 Energiebilanz und Fehlerband

Der durch die Thermosiphon-Versuchsrohre transportierte Wärmestrom wird als kalorimetrisch abgeführte Wärme nach Gleichung (4.1) berechnet.

$$Q = \dot{m}c_p \Delta T = \rho \dot{V}c_p (T_{VL} - T_{RL}) \quad (4.1)$$

Die spezifische Wärmekapazität c_p sowie die Dichte ρ des Kühlmittels werden vereinfacht als temperaturunabhängige Konstanten angenommen, die in Tabelle 4-3 aufgeführt sind. Der Messfehler des kalorimetrisch bestimmten abgeführten Wärmestroms vom Thermosiphon berechnet sich aus den Einzelfehlern der verwendeten Messinstrumente für Temperatur und Volumenstrom und wird mittels Gauß'scher Fehlerfortpflanzung berechnet.

Das Fehlerband der gemessenen elektrischen Heizleistung beträgt linear bei 2%.

Tabelle 4-3: Spezifische Stoffwerte des verwendeten Kühlmittels

	c_p [kJ/(kg K)]	ρ [kg/m ³]
Wasser	4,18	995
Glykol-Wasser (30-70)	3,84	1041

Eine Energiebilanz aus der kalorimetrisch berechneten Kühlleistung (abgeführter Wärmestrom des Thermosiphons) über die elektrisch zugeführte Heizleistung im Laborversuchsstand ist in Abbildung 4.6 exemplarisch für die Versuchsreihe mit dem 1,5“-Versuchsrohr ($d_i=32$ mm) und 100% Füllgrad bei den Kühlertemperaturen 10 °C, 20 °C und 30 °C für einen Heizleistungsbereich von 1000 bis 3000 W dargestellt. Die gestrichelte Linie zeigt das 10%-Fehlerband um den Gleichgewichtswert an. Für höhere Betriebstemperaturen aufgrund steigender Heizleistung oder höheren Kühlertemperaturen nimmt der Wärmeverlust und demzufolge auch die Abweichung zum theoretischen Idealwert zu.

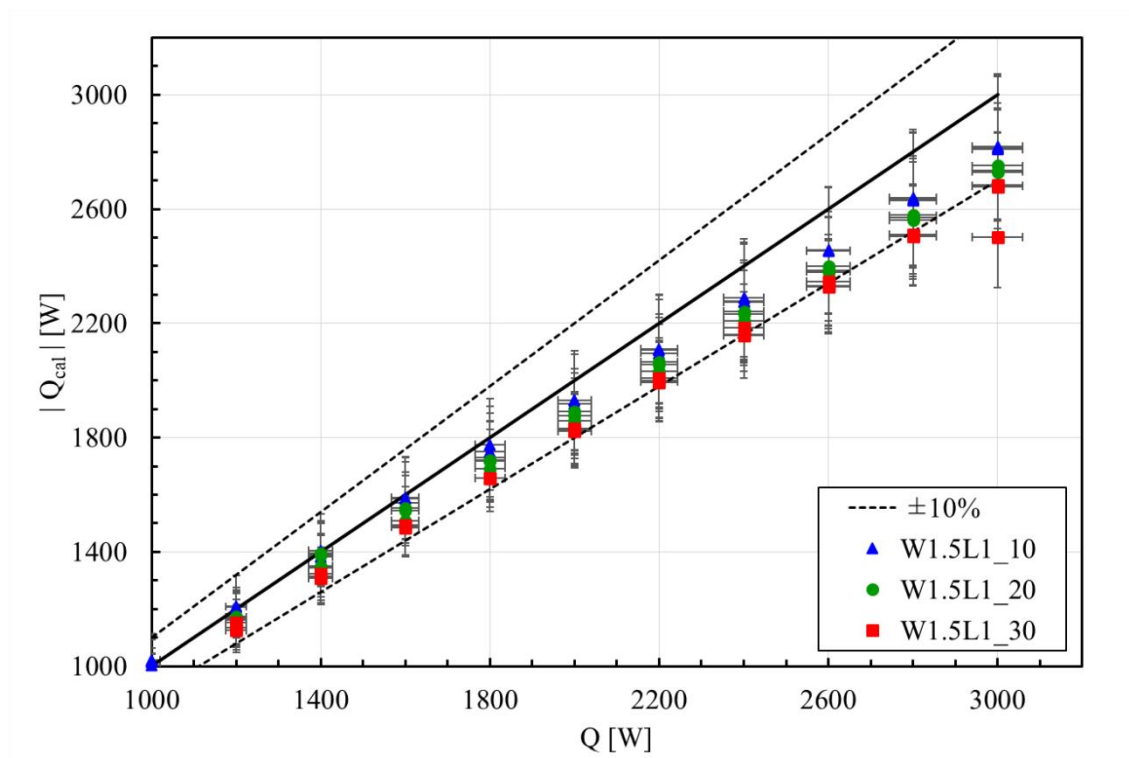


Abbildung 4.6: Kalorimetrisch bestimmter abgeführter Wärmestrom für verschiedene Heizleistungen in der Versuchsreihe mit Wärmeträgerfluid Wasser im 1,5“-Versuchsrohr mit 100% Füllgrad (L1) bei 10 °C, 20 °C und 30 °C Kühlerterperatur

4.1.3 Wärmesenken-Temperatur

Der Betrieb eines Thermosiphons stellt sich maßgeblich in Abhängigkeit von der Wärmesenken-Temperatur ein. Die Untersuchung der Wärmesenke als Versuchsparameter beschränkt sich hier ausschließlich auf deren Temperaturniveau. Die Wasserkühlung in den Laborversuchen erreicht eine wesentlich höhere Größenordnung an Wärmdurchgangskoeffizienten im Vergleich zu einer Luftkühlung, wie sie für die Anwendung zur Nasslagerkühlung vorgesehen ist, und bietet damit die Möglichkeit, experimentell einen größeren Wärmetransportleistungsbereich der Thermosiphons abzudecken. Eine zusätzliche Erhöhung des Wärmetransfers auf der Kühlseite durch Erhöhung der Massenstroms im Kühlkreislauf und deren Einfluss auf das Thermosiphon-Betriebsverhalten wurde daher im Rahmen dieser Arbeit nicht untersucht. Der Volumenstrom des Kühlmittels beträgt in allen Versuchen etwa 4,8 L/min.

Die Wärmesenken-Temperatur ist der einzig untersuchte Versuchsparameter in dieser Arbeit, der als Betriebsparameter und weniger als Auslegungsparameter zu betrachten ist. In dem anwendungsorientierten Einsatz des Thermosiphons als Wärmetransportmittel ist das Temperaturniveau der Wärmesenke keine konstante Randbedingung, sondern variiert innerhalb eines für Umgebungsluft natürlichen Temperaturbereichs. In den Laborexperimenten wird der Massenstrom und die Kühlmitteltemperatur über Prozessthermostate geregelt. Die Kühlereintrittstemperaturen waren dabei 10 °C, 20 °C und 30 °C. Der Einfluss der Wärmesenken-Temperatur wird exemplarisch an einer Versuchskonfiguration dargestellt.

In den Experimenten im Siederversuchsstand wurde die Temperatur des Kühlmittels nicht geregelt und beträgt etwa 20 °C \pm 1 K aus der Laborgebäudekühlwassernetz.

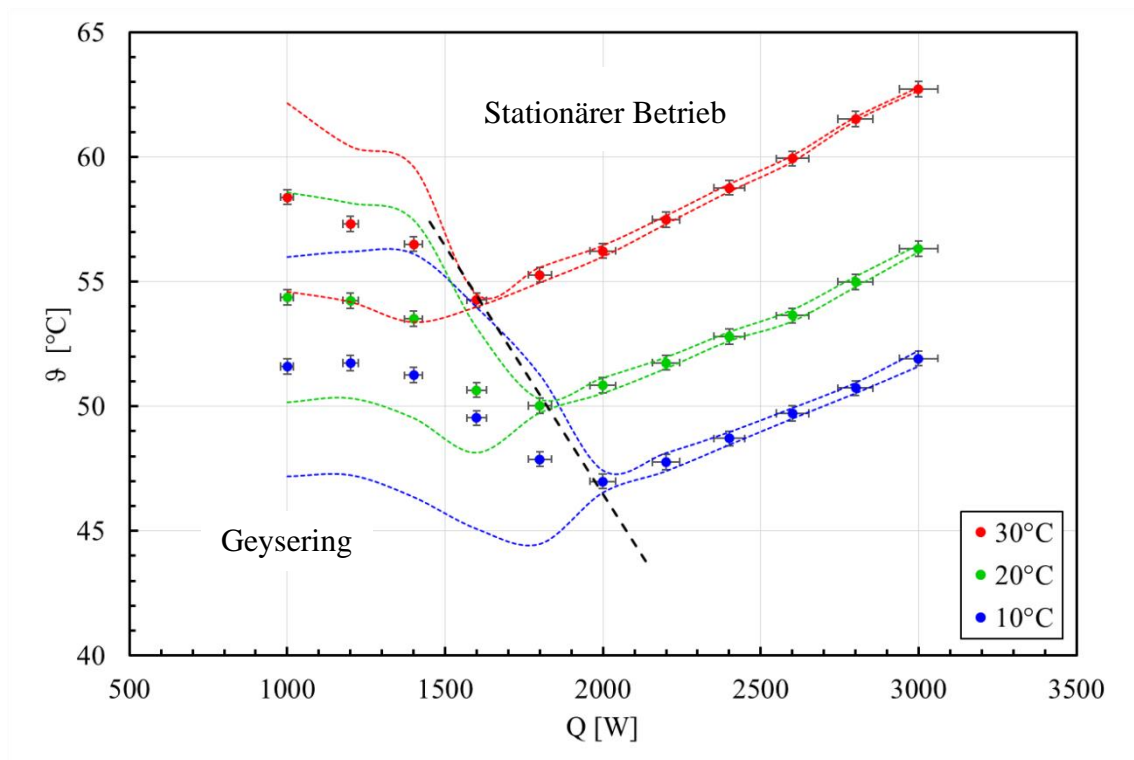


Abbildung 4.7: : Mittlere Siedetemperaturen im Verdampfer in Abhängigkeit von der elektrischen Heizleistung für Kühlereintrittstemperaturen 10°C, 20°C und 30°C im 1,5“-Versuchsrohr mit Füllgrad 100%

In Abbildung 4.7 sind die gemittelten Temperaturen, gemessen im Verdampfer des Thermosiphon mit innerem Rohrdurchmesser $d_i=32$ mm und 100% Füllgrad in Abhängigkeit von der elektrischen Heizleistung dargestellt. Die Temperatur der Wärmesenke wurde auf 10°C (blau), 20°C (grün) und 30°C (rot) eingestellt. Im niedrigem Leistungsbereich befindet sich der Thermosiphon in einem instationären, pulsierendem Betrieb, der von lokaler Überhitzung in der Verdampfungszone und Geysiring geprägt ist. Die gestrichelten, farbigen Linien zeigen die Standardabweichung an und verdeutlichen somit die Temperaturfluktuationen um die Mittelwerte vor allem im niedrigen Heizleistungsbereich. Der Betrieb im Thermosiphon stabilisiert sich mit zunehmender Heizleistung.

Der Umschlag von pulsierendem zu temperaturstabilem Betrieb abhängig von der Temperatur der Wärmesenke ist mit einer gestrichelten schwarzen Linie im Diagramm gekennzeichnet. Pro 10 K Kühler Temperaturabnahme erhöht sich der Punkt der thermischen Stabilisierung um etwa 200 W. Nach dem Umschlagspunkt nimmt die Betriebstemperatur unabhängig von der Kühlmitteltemperatur linear mit steigender Heizleistung zu. Die Differenz von 10 K am Kühlereintritt bedeutet jedoch nicht, dass auch eine Differenz von 10 K in der Betriebstemperatur vorliegt. Bei einem Anstieg der Kühlmitteltemperatur von 10 °C auf 20 °C

erhöht sich die Temperatur im Verdampfer um 4 K, bei einem Anstieg von 20 °C auf 30 °C am Kühlereintritt um 6 K bei jeweils gleicher elektrischer Heizleistung. Ausgehend von einer konstanten, stationären Betriebstemperatur von z.B. 50 °C wird durch Verringerung der Kühler­temperatur von 20 °C auf 10 °C die Heizleistung von 1800 W um 44% auf 2600 W erhöht werden.

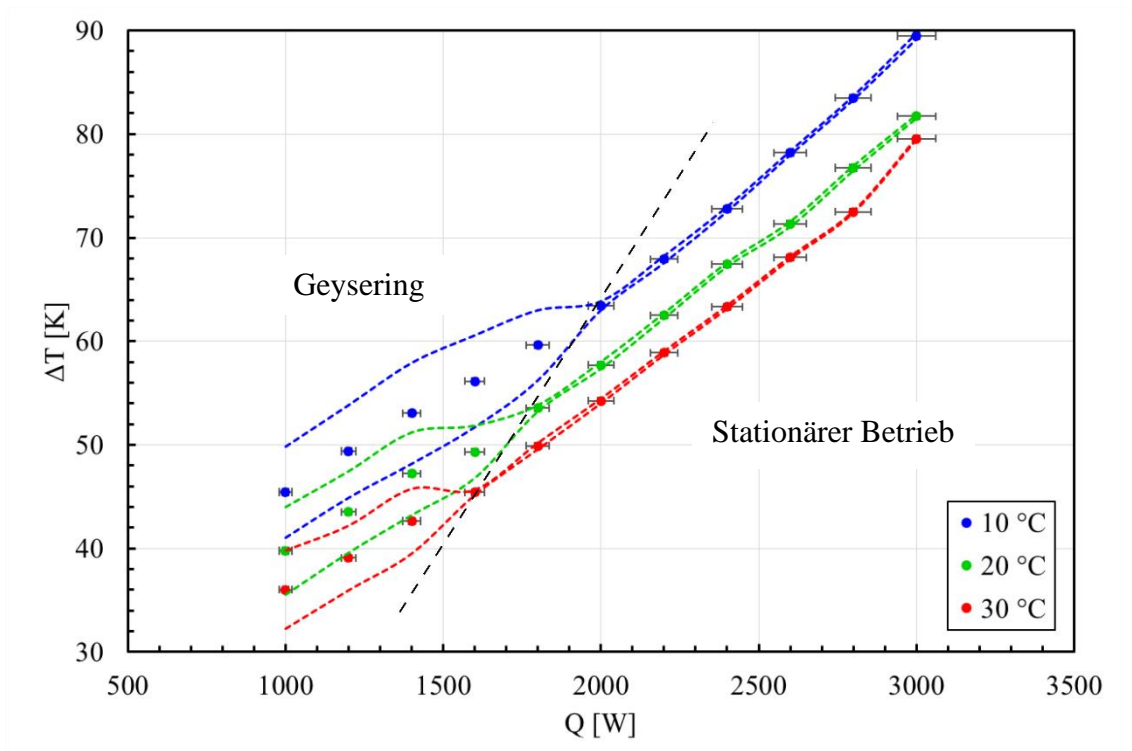


Abbildung 4.8: Temperaturdifferenz in Abhängigkeit von der elektrischen Heizleistung für Kühlereintrittstemperaturen 10°C, 20°C und 30°C im 1.5“-Versuchsrohr mit 100% Füllgrad

Ein weiteres Kriterium ist die treibende Temperaturdifferenz, welche in Abbildung 4.8 abhängig von der elektrischen Heizleistung aufgetragen ist. Die Temperaturdifferenz berechnet sich hier aus dem Mittelwert der Außenwandtemperaturen in der Verdampferzone abzüglich der Kühlmiteleintrittstemperatur in den Doppelrohrkühler. Die treibende Temperaturdifferenz verhält sich umgekehrt zur Kühler­temperatur und ist am niedrigsten für die höchste Eintrittstemperatur von 30 °C. Der Temperaturabstand zwischen den Temperaturdifferenzen von 10 °C und 30 °C Kühler­temperatur beträgt konstant etwa 10 K im untersuchten Heizleistungsbereich. Die gestrichelte, schwarze Linie im Diagramm markiert analog zu Abbildung 4.7 den Umschlag zu einem stationären Betrieb. Ein thermisch stabiler

Wärmetransport im Thermosiphon stellt sich bei einem Betrieb mit 30 °C Wärmesenktemperatur bei einer treibenden Temperaturdifferenz ab etwa 46 K und bei elektrischen Heizleistung ab 1600 W erreicht. Die erforderliche Heizleistung für stationären Betrieb ohne Geysiring, sowie die korrespondierende treibende Temperaturdifferenz nehmen mit sinkender Kühlmitteltemperatur zu.

4.1.4 Rohrdurchmesser

Es wurden Versuchsreihen in Thermosiphon-Versuchsrohren mit Innendurchmessern $d_i=20$ mm, 32 mm und 45,1 mm durchgeführt. Um das untersuchte Leistungsspektrum der verschiedenen Rohrdurchmesser miteinander vergleichen zu können, wird die Wärmestromdichte, die angelegte Heizleistung bezogen auf die beheizte Mantelfläche, verwendet. In Abbildung 4.9 sind die Mittelwerte der Siedetemperatur, gemessen im Rohrrinneren des Verdampfers, über die Wärmestromdichte am Verdampfer aus den Messreihen mit 70% Füllgrad und 20 °C Kühlereintrittstemperatur aufgetragen.

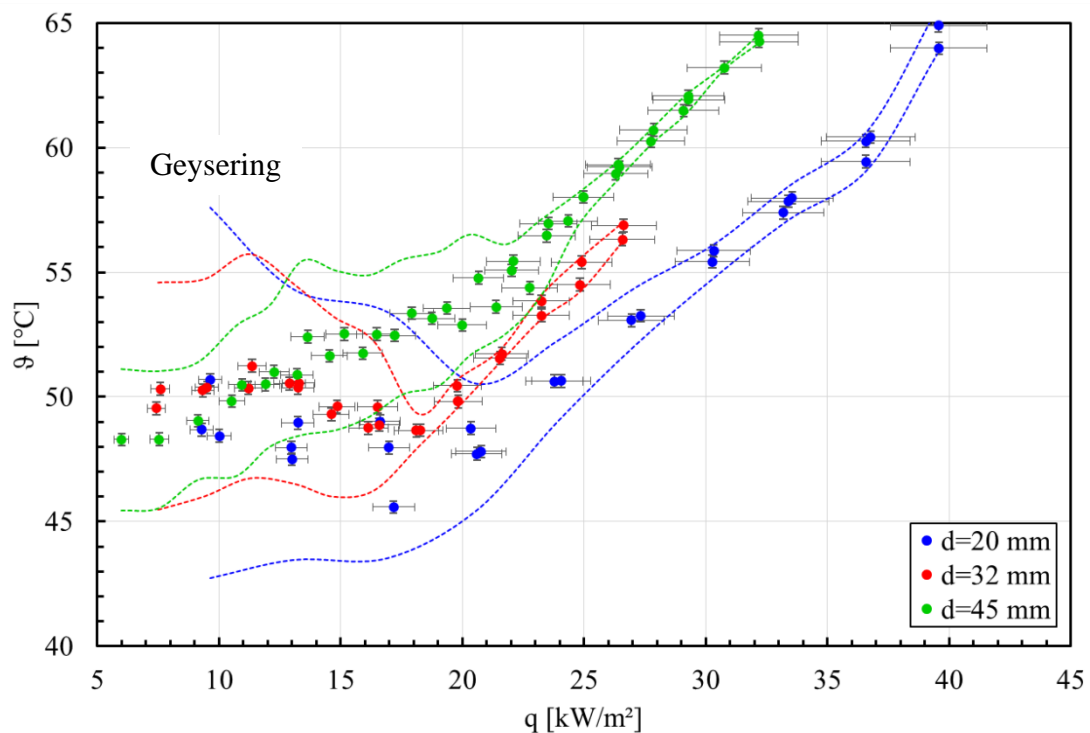


Abbildung 4.9: Siedetemperatur im Verdampfer über Wärmestromdichte am Verdampfer für Thermosiphon-Versuchsrohre mit $d_i=20$ mm, 32 mm und 45,1 mm bei 20°C Kühlereintrittstemperatur mit 70% Füllgrad

In der Einzelauswertung eines Versuchs in Abschnitt 4.1.1 ist das Auftreten von pulsierendem Betriebsverhalten und der Wandel zu thermischer Stationarität mit steigender Heizrate erläutert. Die gestrichelten Linien in Abbildung 4.9 zeigen die jeweiligen Ober- und Untergrenzen der Fluktuationsbreite der dargestellten, mittleren Verdampfertemperatur. Im Thermosiphon mit $d_i=20$ mm weist den breitesten Bereich der Wärmestromdichte (Leistungsspektrum) von 10 bis 40 kW/m² auf, jedoch ist die Betriebstemperatur unter 20 kW/m² stark instationär und auch darüber hinaus sind die Temperaturfluktuationen stärker ausgeprägt als in den Thermosiphons mit $d_i=32$ mm und $d_i=45,1$ mm. In der Messreihe mit Innendurchmesser $d_i=32$ mm ist der deutlichste Umschwung von pulsierendem zu stationärem Sieden ab 18 kW/m² zu erkennen. Die mittlere Temperatur schwankt in den Versuchsreihen für alle Durchmesser im pulsierenden Bereich etwa ± 4 K um ein Temperaturniveau und steigt nach dem Umschwung in den stationären Bereich linear mit der Wärmestromdichte an. Der lineare Gradient scheint unabhängig vom Rohrdurchmesser, da die Messwerte für die verschiedenen Rohrdurchmesser parallel zueinander ansteigen. Für $d_i=20$ mm und $d_i=32$ mm erreicht die Verdampfertemperatur ein Minimum am Umschlagspunkt, während für $d_i=45,1$ mm der lineare Anstieg über das gesamte untersuchte Leistungsspektrum zuzutreffen scheint. Bezüglich einer „Umschlagswärmestromdichte“, die von einem pulsierendem zu einem stationären Betriebsverhalten im Thermosiphon führt, lässt sich kein eindeutiger Trend in Abhängigkeit des Rohrdurchmessers feststellen. Die thermische Stabilisierung, hier für 70% Füllgrad und 20 °C Kühlereintrittstemperatur, ist bei Wärmestromdichten im Bereich zwischen 18 kW/m² und 22 kW/m². Je kleiner der Rohrdurchmesser ist, desto niedriger ist die Temperatur im Verdampfer am Umschlagspunkt. Die Schwankungshöhe der Temperatur im instationären Bereich nimmt mit zunehmendem Durchmesser ab. Bei gleicher Wärmestromdichte ist die Betriebstemperatur im Thermosiphon höher je größer der Rohrdurchmesser ist. Beispielsweise etwa 51 °C für $d_i=20$ mm, 55 °C für $d_i=32$ mm und 58 °C für $d_i=45,1$ mm bei 25 kW/m².

Betrachtet man ausschließlich den stationären Betriebsbereich oberhalb einer Wärmestromdichte von 20 kW/m², ist dagegen für eine feste Betriebstemperatur in einem Rohr mit kleinerem Durchmesser eine höhere Wärmestromdichte zu erreichen. Ausgehend von einer Betriebstemperatur von 55 °C beträgt die erzielbare Wärmestromdichte des Thermosiphon mit $d_i=20$ mm 30 kW/m². Das sind etwa 36% mehr im Vergleich zu 22 kW/m² des Thermosiphon mit $d_i=45,1$ mm. Unter dem Gesichtspunkt von erwünschten niedrigen Betriebstemperaturen

bei gleichzeitig vorliegenden hohen Wärmestromdichten ist demnach der Thermosiphon mit $d_i = 20$ mm gegenüber den beiden anderen Thermosiphondurchmessern zu bevorzugen.

Je kleiner der Rohrdurchmesser jedoch ist, desto kleiner ist dementsprechend auch die Querschnittsfläche für den Zweiphasen-Wärmetransport im Thermosiphon. Die Querschnittsfläche beeinflusst das Wärmetransportvermögen eines Thermosiphons grundsätzlich, da eine kleine Querschnittsfläche beispielsweise das Auftreten der Gegenstrombegrenzungsleistungsgrenze (*counter-current-flow limit* oder *entrainment limit*) begünstigt. In Abbildung 4.10 ist ein Messzeitauszug von Temperaturmessdaten des Thermosiphons mit $d_i = 20$ mm mit 70% Füllgrad bei 10 °C Kühler Temperatur und 2400 °W elektrischer Heizleistung beim Erreichen einer Leistungsgrenze dargestellt. Die Wandtemperaturen $W_{500\text{mm}}$ auf halber Verdampferhöhe steigt sprunghaft an. Aufgrund einer Sicherheitsschaltung wurde hier die Heizleistungszufuhr beim Überschreiten von 100 °C unterbrochen und dadurch die weitere Temperaturexkursion im Thermosiphon verhindert. Es ist anzunehmen, dass sich im Bereich der Messstelle durch einen Zusammenschluss von Dampfblasen ein geschlossener Dampffilm an der Rohrwand gebildet hat, der zur sprunghaften Überhitzung der Wand geführt hat. Durch die Unterbrechung der Leistungszufuhr kollabiert der Dampffilm und die Wiederbenetzung mit flüssigem Wärmeträgerfluid kühlt die Rohrwand wieder ab. Der kontinuierliche zwei-Phasen-Kreislauf wird ohne Leistungszufuhr unterbrochen und die übrigen Temperaturen im Verdampfer und entlang der adiabaten Zone sinken bis erneut Heizleistung zugeführt wird. In Anhang A sind die Leistungsgrenzen für geschlossenen Zwei-Phasen Thermosiphons genauer aufgeführt.

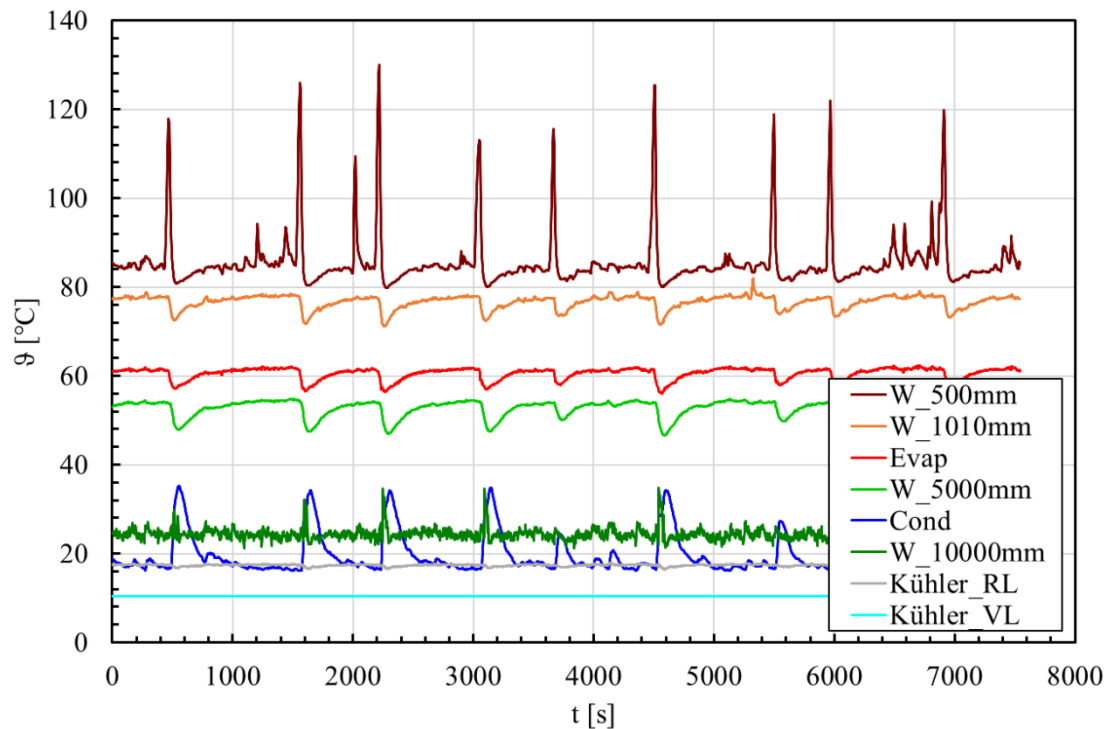


Abbildung 4.10: TS-Temperaturen über Messzeit (Ausschnitt) von einer Labormessung des 1"-Versuchsrohrs mit 70% Füllgrad bei 10 °C Kühlertemperatur und 2400 W Heizleistung [W1L2_10_2400]

In den Versuchsreihen der Thermosiphons mit $d_i = 32$ mm und $d_i = 45,1$ mm wurden bis zum Überschreiten einer Grenztemperatur von 100 °C in der Verdampferzone keine Leistungsgrenzen erreicht. Im Zusammenspiel mit anderen Versuchsparametern ist festzuhalten, dass die Verringerung des Füllgrads im Thermosiphon mit $d_i = 20$ mm das Eintreten der Siedegrenze (*boiling-limit*) zusätzlich verstärkt.

Die thermische Auslegung von Thermosiphon-Wärmeübertrageranlagen ist immer mit ausreichend Abstand zu potenziellen Leistungsgrenzen vorzunehmen, daher wurde für die Untersuchungen von Thermosiphon-Rohrbündeln im ATHOS-Versuchsstand der Rohrdurchmesser $d_i = 32$ mm gewählt.

4.1.5 Füllgrad

Die Masse an Wärmeträger in einem Thermosiphon (Füllgrad) wird als einer der einflussstärksten Design-Parameter bei der Auslegung bewertet. Wie schon bei der Ergebnisauswertung der unterschiedlichen Rohrdurchmesser angemerkt, kann z.B. ein zu geringer Füllgrad das Eintreten einer Leistungsgrenze wie dem Dry-out begünstigen. Abbildung 4.11 zeigt den Verlauf der gemittelten Verdampfertemperaturen im 1,5“-Thermosiphon für Versuchsreihen mit 100%, 70% und 50% Füllgrad bei einer Kühlerertrittstemperatur von 20 °C. Es zeigt sich der bereits beschriebene Umschwung von pulsierendem zu stationärem Betriebsverhalten in Form eines Temperaturminimums im Verdampfer. Für einen Füllgrad von 100% wird sie thermische Stabilisierung bei etwa 1800 W und 50 °C Betriebstemperatur erreicht. Zwischen 70% und 50% Füllgrad ist in der dargestellten Konfiguration kein signifikanter Unterschied, weder in der Leistung noch in der Temperatur am Umschlagspunkt, festzustellen. Im Vergleich zu 100% Füllgrad ist die Temperatur mit 49 °C um 1 K niedriger, während die Leistung von etwa 2000 W um 200 W angestiegen ist.

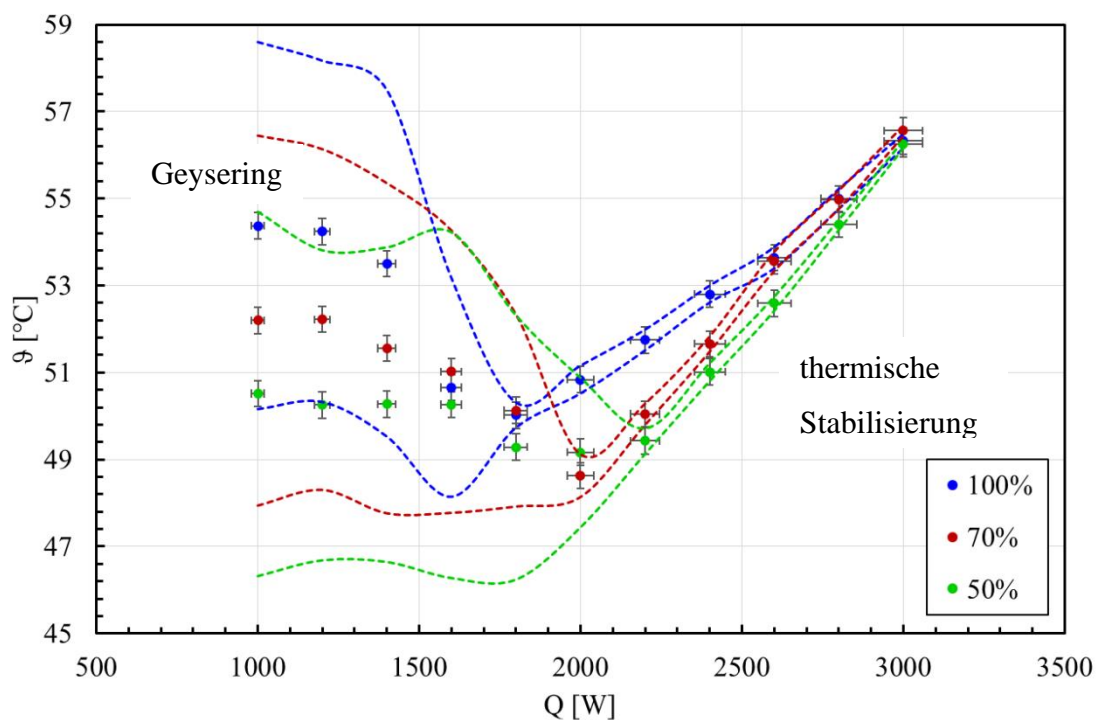


Abbildung 4.11: Vergleich der Verdampfertemperaturen in Abhängigkeit von der elektrischen Heizleistung für verschiedene Füllgrade im 1,5“-Thermosiphon bei 20°C Kühlerertrittstemperatur

Im stationären Bereich nimmt die Temperatur für alle Füllgrade linear mit der angelegten Heizleistung zu. Die Verläufe nähern sich an und überschneiden sich sogar. In diesem Bereich kann im Vergleich der Füllgrade untereinander keine eindeutige Aussage zu Unterschieden getroffen werden, da der Einfluss des Füllgrads mit zunehmender elektrischer Heizleistung vernachlässigbar scheint.

Im Thermosiphonbetrieb mit vertikalem Verdampfer muss aufgrund der hydrostatischen Drucksäule des Arbeitsmediums am unteren Ende des Verdampfers eine höhere Siedetemperatur erreicht werden. Es kann daher von Vorteil sein, durch einen geringeren Füllgrad den hydrostatischen Druck zu senken, um dadurch eine niedrigere Siedetemperatur im unteren Teil des Verdampfers zu bewirken. Zusätzlich kann es aufgrund des kleineren Fluid-Volumens zu einer besseren Durchmischung im Thermosiphon-Sumpf kommen. Andererseits führt eine Erhöhung der Betriebstemperatur ohnehin zu einer Verschiebung des Flüssig-Dampf-Gleichgewichts im Thermosiphon und verringert so auf natürliche Weise den Füllgrad im Betrieb. Ein niedrigeres Flüssigkeitsniveau in Verbindung mit einer zunehmenden Wärmestromdichte kann schnell zur Überhitzung im oberen Bereich des Verdampfers führen.

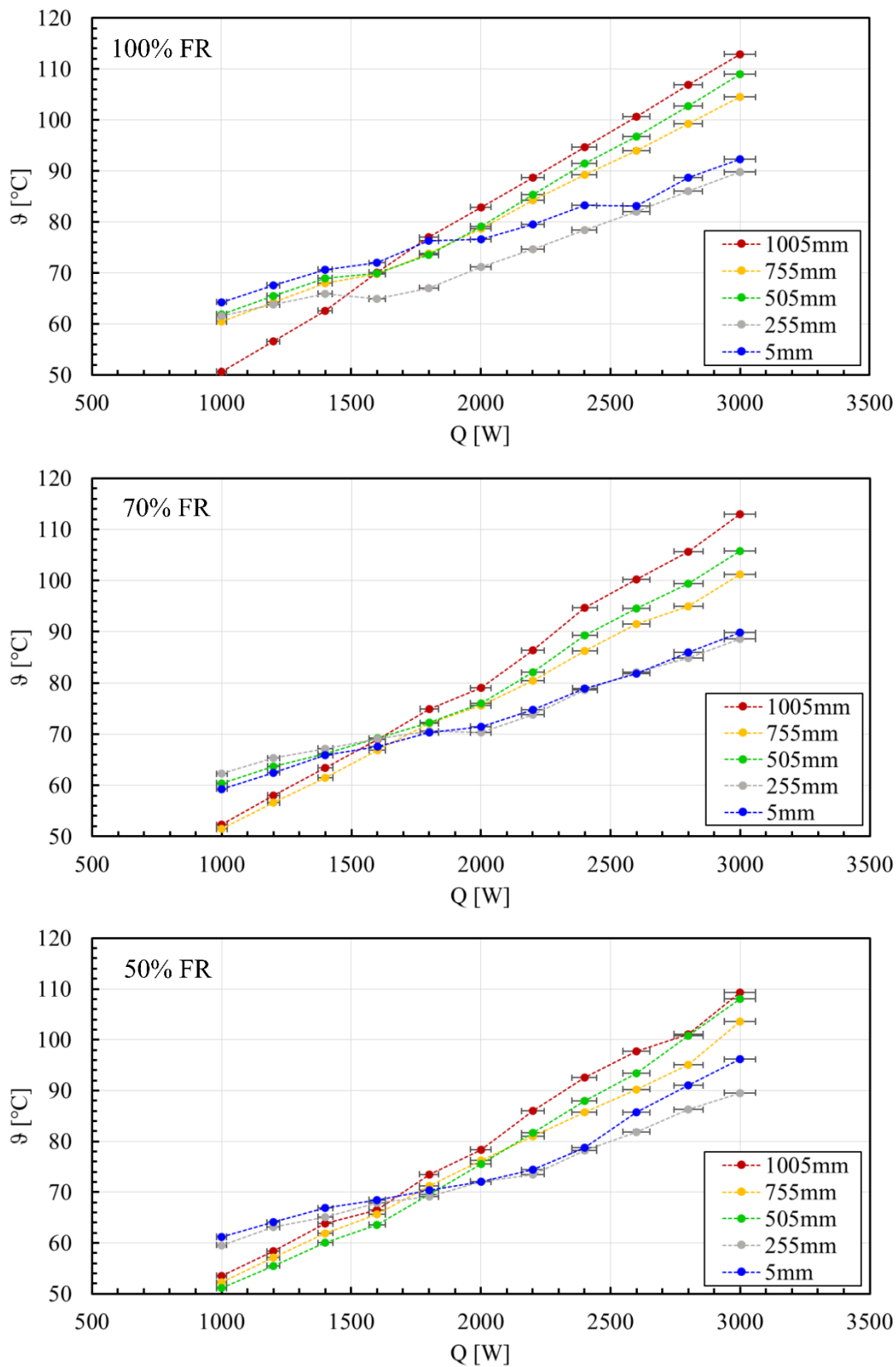


Abbildung 4.12: Mittlere Außenwandtemperaturen entlang der Verdampferzone im untersuchten Heizleistungsbereich im 1,5°-Thermosiphon für Füllgrad 100%, 70% und 50% (von oben nach unten) bei einer Kühlereintrittstemperatur von 20 °C

In Abbildung 4.12 sind die gemittelten Außenwandtemperaturen, die entlang der Verdampferzone zwischen den Heizpatronen gemessen wurden, dargestellt. Auf den ersten Blick scheinen die Temperaturverläufe für alle Füllgrade sehr ähnlich. Die Wandtemperaturen in allen axialen Messpositionen steigen linear mit der elektrischen Heizleistung an. Die Temperaturen in den Messpositionen 1005 mm, 755 mm und 505 mm vom unteren Rohrende, steigen mit einem etwas steileren Gradienten im Vergleich zum unteren Verdampferende. Die höchste Temperatur wurde für alle Füllgrade am oberen Ende der beheizten Verdampferzone, in den Übergang in die adiabate Zone gemessen. Die unteren Wandtemperaturen in den Messpositionen 255 mm und 5 mm steigen mit einem flacheren Gradienten an. Darüber hinaus stellen sich in diesen Messpositionen ähnliche Temperaturen für alle untersuchten Heizraten unabhängig vom Füllgrad ein. Im Umschlagsbereich, in dem sich der thermische Betriebszustand im Thermosiphon stabilisiert, ist die axiale Temperaturverteilung über die Verdampferhöhe für alle untersuchten Füllgrade am geringsten. Im instationären Betriebsbereich zeigt sich der Einfluss des Füllgrades anhand der zunächst niedrigen Wandtemperaturen in den Messpositionen oberhalb des jeweiligen Flüssigkeitsniveaus. Die unterschiedlichen Temperaturgradienten in den Messpositionen können demzufolge Rückschlüsse auf die vorhandene Wandbenetzung beziehungsweise das Flüssigkeitsniveau im Thermosiphon zulassen. Die axiale Temperaturverteilung entlang der beheizten Verdampferwand scheint von den vorherrschenden Siedezuständen im Inneren abhängig.

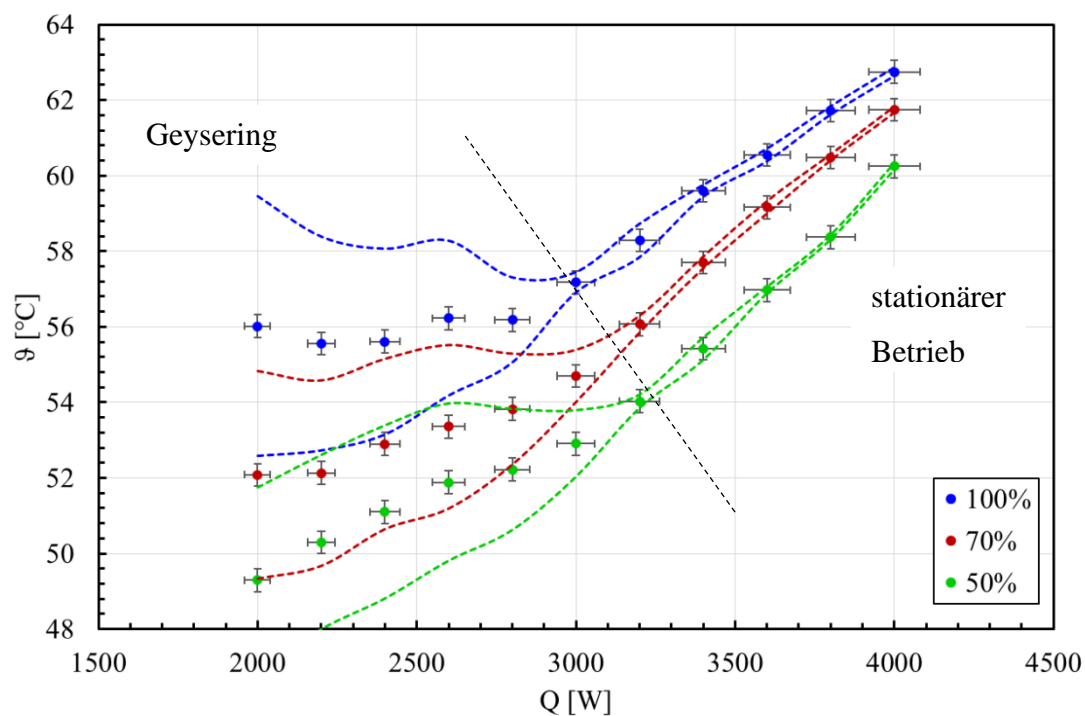


Abbildung 4.13: Vergleich der Verdampfertemperaturen in Abhängigkeit von der elektrischen Heizleistung für verschiedene Füllgrade im 2"-Thermosiphon bei 20°C Kühlereintrittstemperatur

Um eine deutlichere Aussage bezüglich des Füllgradeinflusses treffen zu können, sind in Abbildung 4.13 die mittleren Verdampfertemperaturen der Messreihen für die Füllgrade 100%, 70% und 50% im 2"-TS-Versuchsrohr ($d_i = 45,1$ mm) bei 20 °C Kühler-Temperatur dargestellt. Die thermische Stabilisierung zeigt sich - unabhängig vom Füllgrad - in diesem Rohrdurchmesser nicht durch ein eindeutiges Temperaturminimum und die mittleren Siedetemperaturen im Verdampfer nehmen stetig mit zunehmender Heizrate zu. Oberhalb einer elektrischen Heizleistung von 3000 W ist in allen Messreihen der stationäre Betrieb erreicht. In den Versuchsreihen beider Rohrdurchmessern scheint der Anstieg der Siedetemperatur mit zunehmender Heizleistung steiler für geringere Füllgrade. Somit nimmt die Differenz zwischen den Siedetemperaturen unterschiedlicher Füllgrade im oberen Leistungsbereich ab und der Einfluss des Füllgrades wird zunehmend vernachlässigbar. Des Weiteren kann festgestellt werden, dass ein geringerer Füllgrad eine niedrigere Siedetemperatur im Verdampfer bedingt. Die Differenz verringert sich jedoch von etwa 7 K auf 3 K zwischen 50% und 100% Füllgrad über das untersuchte Heizleistungsspektrum.

4.1.6 Rohrkrümmung

Krümmungen in Rohrleitungen stellen einen zusätzlichen Druckverlust im System dar. Hinsichtlich einer Anwendung der Thermosiphons als Wärmeübertrager zwischen Nasslager und Atmosphäre ist konstruktiv von Rohrkrümmungen auszugehen, weshalb der Einfluss gekrümmter Einzelrohre auf den Thermosiphonbetrieb im Labor untersucht wurde. Das untersuchte gekrümmte Rohr hat den Innendurchmesser $d_i = 32$ mm und ist auf dem gleichen Halbzeug wie das gerade Versuchsrohr gefertigt. In der Mitte der adiabaten Zone wurde das Rohr um ca. 84° gebogen. Zunächst wurde, angelehnt an die geraden Einzelrohrversuche, eine Versuchsanordnung mit senkrechter Verdampferzone untersucht, d.h. der Kondensator und die obere Hälfte der adiabaten Zone des Versuchsrohrs sind um ca. 6° gegen die Horizontale geneigt. In einer weiteren Versuchsreihe wurde das gekrümmte Rohr 180° gedreht, sodass der Verdampfer nahezu horizontal und der Kondensator vertikal orientiert sind.

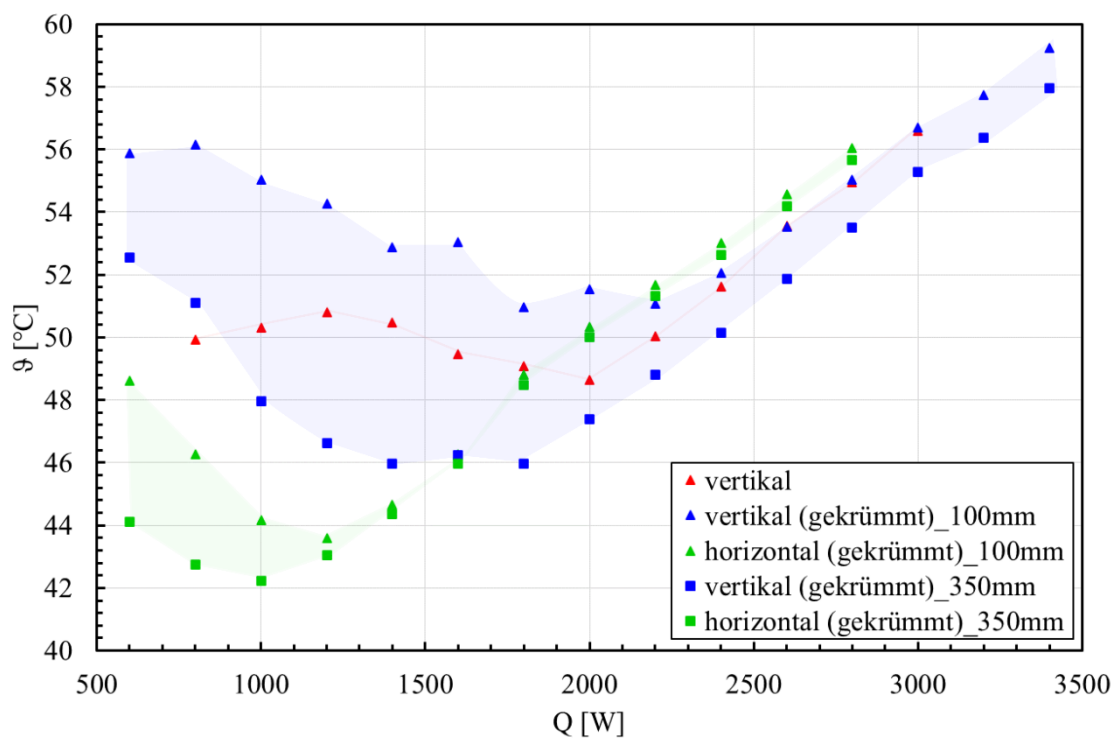


Abbildung 4.14: Verdampfertemperaturen in einem vertikalen, geraden Thermosiphon und in einem einfach gekrümmten Thermosiphon mit vertikalem Verdampfer und fast horizontalem Kondensator bzw. fast horizontalem Verdampfer und vertikalem Kondensator über die Heizleistung, mit jeweils $d_i = 32$ mm, 70% Füllgrad und 20°C Kühlereintrittstemperatur

In Abbildung 4.14 sind die Betriebstemperaturen im Verdampfer in Abhängigkeit von der Heizleistung für die drei untersuchten geometrischen Rohranordnungen – gerades, vertikales

Rohr, gekrümmtes Rohr mit vertikalem Verdampfer und gekrümmtes Rohr mit horizontalem Verdampfer – aufgetragen. Die Versuchsreihen wurden mit einem Füllgrad von 70% bei konstant 20 °C Kühlereintrittstemperatur durchgeführt. In den gekrümmten Rohrkonfigurationen wurden die Temperaturen im Verdampfer in den zwei Höhen 100mm und 350mm erfasst. Die Verdampfertemperaturen aus dem geraden, senkrechten Versuchsrohr sind etwa in 150 mm Höhe vom unteren Rohrende gemessen. Zwischen dem geraden Rohr und dem gekrümmten Rohr mit vertikalem Verdampfer ist ein ähnlicher Temperaturtrend und kein signifikanter Unterschied festzustellen. Unterhalb einer Heizleistung von 2000 W befinden sich beide Rohre in einem pulsierendem Betrieb mit mittleren Verdampfertemperaturen zwischen 50 °C und 55 °C . Die Messwerte im geraden Thermosiphon liegen zwischen den beiden Messverläufen auf 100 mm und 350 mm im gekrümmten Rohr mit ebenfalls vertikalem Verdampfer. Das ist plausibel, da bei gleichem Füllgrad und daher auch gleichem hydrostatischen Druck im Verdampfer das Satttdampfturniveau der Höhe entsprechend dazwischen liegt. Im stationären Betrieb oberhalb einer Heizleistung von 2000 W sind die Siedetemperaturen identisch in den senkrechten Verdampferzonen.

Das gekrümmte Rohr mit nahezu horizontalem Verdampfer unterscheidet sich im niedrigen Heizleistungsbereich stark von den beiden anderen Betriebskonfigurationen. Die Verdampfertemperaturen sind im Vergleich bis zu 10 K niedriger und die pulsierenden Temperaturfluktuationen wesentlich schwächer ausgeprägt. Durch den nahezu horizontalen Verdampfer entfällt die hydrostatische Drucksäule und das Wärmeträgerfluid hat somit über die ganze Verdampferlänge die gleiche Satttdampfturniveau. Zusätzlich ist anzunehmen, dass es zu einer besseren Durchmischung im Thermosiphonsumpf kommt, was insgesamt der Wandüberhitzung in der Verdampferzone entgegenwirkt. Im pulsierendem Betrieb sind die Temperaturen auf 350 mm Verdampferhöhe sowohl im horizontalen als auch vertikalen Aufbau niedriger als im Rohrende und nähern sich mit zunehmender Stabilisierung aneinander an. Die Temperaturschwankungen stellen sich für diesen Füllgrad und Kühler Temperatur bei 1200 W Heizleistung und einer Siedetemperatur zwischen 40 °C und 45 °C ein. Im stationären Betrieb nähern sich die Siedetemperaturen aller untersuchten Konfigurationen an und steigen in gleicher Abhängigkeit von der Heizleistung linear an.

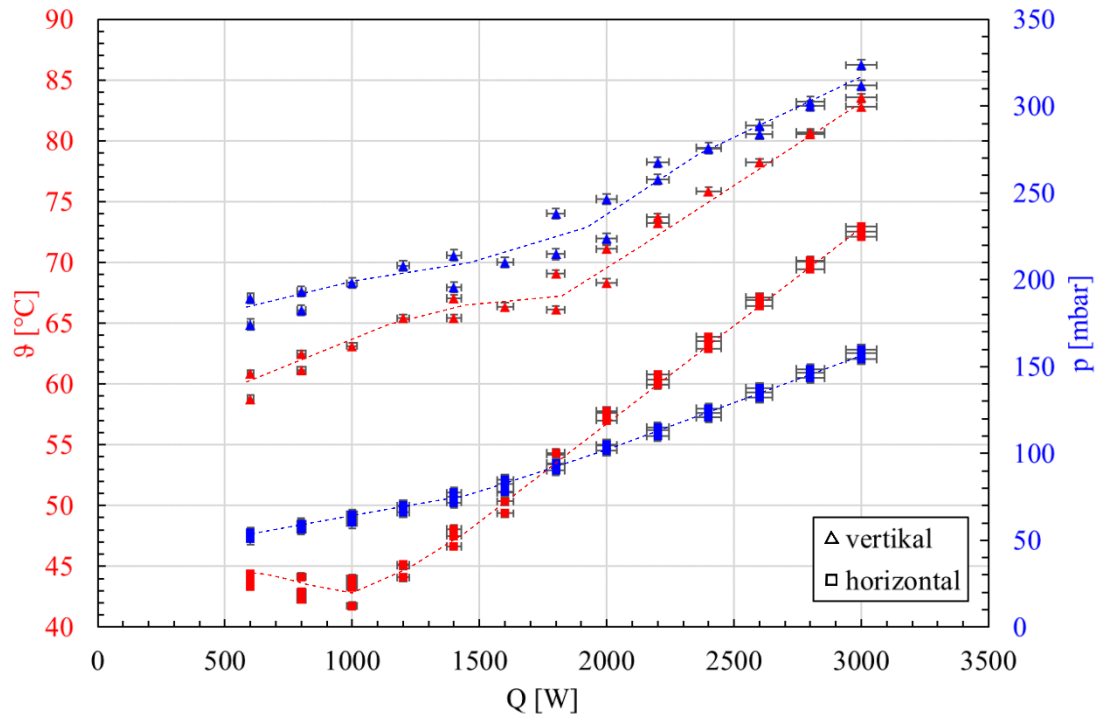


Abbildung 4.15: Mittlere Wandtemperatur der Verdampferzone und Druck am Verdampferende in Abhängigkeit von der Heizleistung der gekrümmten Thermosiphons mit $d_i = 32$ mm und jeweils vertikaalem und horizontalem Verdampfer bei 100% Füllgrad und 20 °C Kühlertemperatur

Im Vergleich des gekrümmten Rohrs mit senkrechter Verdampferzone mit dem geraden Thermosiphon ist kein messbarer Unterschied in Siedetemperaturen, Drücken oder Wandüberhitzung nachweisbar gewesen. Die unterschiedliche geometrische Anordnung des gekrümmten Rohrs zeigt dabei einen stärkeren Einfluss auf den Betriebszustand. Daher sind in Abbildung 4.15 die gemittelten Außenwandtemperaturen der Verdampferzone und die gemessenen Drücke im Verdampferende einmal des senkrechten und des nahezu waagerechten Verdampfers in Abhängigkeit der Heizleistung aufgetragen.

4.1.7 Temperaturgesteuerte Betriebsfahrweise

In der zweiten Untersuchungsphase wurden anwendungsorientierte Experimente, die an Einsatzbedingungen einer passiven Nasslagerbeckenkühlung angelehnt sind, mit Thermosiphon-Rohrbündeln im eigens dafür aufgebauten ATHOS-Versuchsstand durchgeführt. Im Vergleich zu definierten Laborbedingungen ändern sich hierdurch gleich mehrere Wärmeübertragungsrandbedingungen auf der Verdampfer- und Kondensatorseite der

Thermosiphons. Als Untersuchungszwischenschritt von elektrisch beheizten, wärmestrom-gesteuerten Thermosiphon-Einzelrohrexperimenten zu umgebungsgekühlten Rohrbündelversuchen im ATHOS Versuchsstand wurden daher Laborexperimente mit einer temperaturgesteuerten Wasserbeheizung am Thermosiphon durchgeführt. Hierfür wurden die Rohrwendelheizpatronen durch einen Doppelrohr-Wärmeübertrager, der analog zur Kühlseite aufgebaut ist, ausgetauscht. Die Temperatur an der Verdampferzone ist demnach nicht mehr Auswerteparameter, sondern eine thermische Randbedingung. Die Wärmetransportleistung des Thermosiphon ergibt sich aufgrund der Temperaturdifferenz und der Wärmeübertragungs-koeffizienten am Verdampfer und Kondensator. Die Siedetemperatur im Thermosiphon ist durch die thermische Temperaturrandbedingung vorgegeben und die übertragene Wärmeleistung wurde kalorimetrisch ausgewertet.

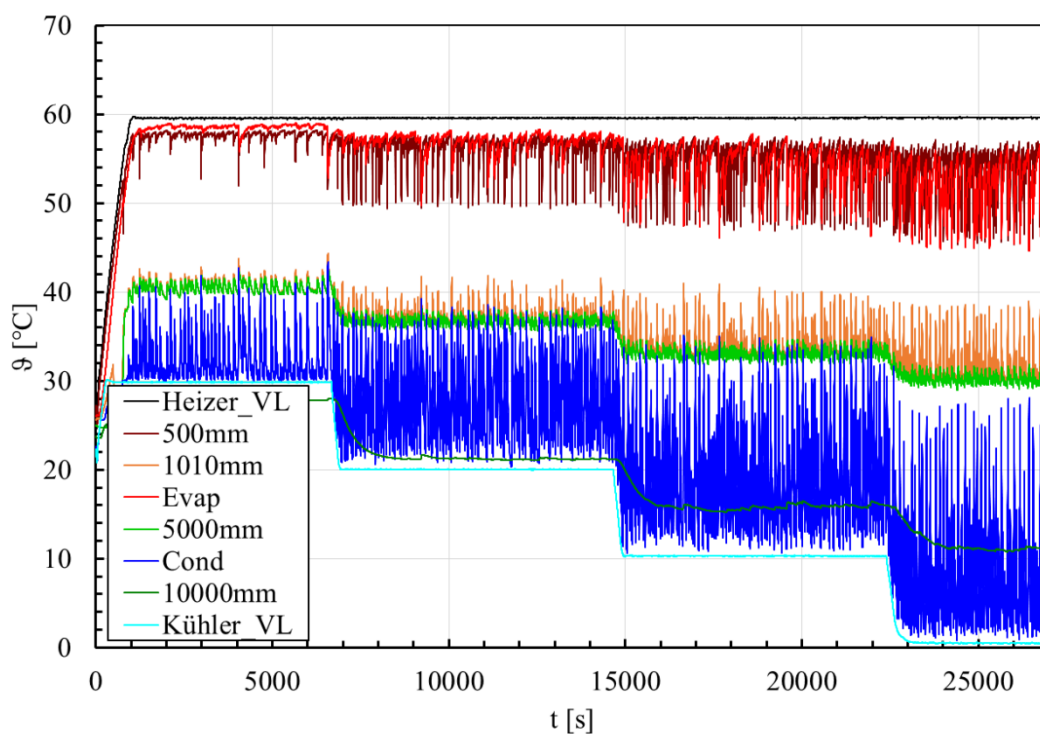


Abbildung 4.16: Temperaturmessergebnis des temperaturgesteuerten Experiments bei 60 °C Beheizungs-temperatur und 30 °C bis 0 °C Kühlertemperatur-Rampe für 1,5“-Thermosiphonversuchsrohr mit 70% Füllgrad

Abbildung 4.16 zeigt exemplarisch gemessene Temperaturverläufe eines Versuchs bei konstanter Heizereintrittstemperatur von 60 °C am Doppelrohr-Wärmeübertrager und einer stufenweise abnehmenden Kühlereintrittstemperatur von 30 °C auf 0 °C (Kühlrampe) für ein 1,5“-Thermosiphonversuchsrohr mit 70% Füllgrad. Die Temperaturen in allen Messstellen

pulsieren über die vollständige Versuchszeit. Mit zunehmender Temperaturdifferenz zwischen Verdampfer und Kondensator nehmen sowohl die Schwankungsbreite der Temperaturfluktuationen als auch die Pulsfrequenz zu. Die Temperatur im Verdampfer (Evap) nimmt von im Durchschnitt 59 °C auf 52 °C nur geringfügig ab. Im Gegensatz zu den Versuchen mit elektrischer Beheizung ist die Außenwandtemperatur in der Verdampferzone (500mm) mit der Siedetemperatur im Verdampfer-Inneren (Evap) nahezu identisch. In der adiabaten Zone (1010mm, 5000mm) fallen die Temperaturen mit zunehmender Differenz um 11 K von 41 °C auf 30 °C ab. Demnach richtet sich die Betriebstemperatur im Thermosiphon nach der Kühleratemperatur aus, nimmt jedoch nicht in gleichem Maß ab und bleibt in diesem Fall von der Heiztemperatur geprägt. Die Temperaturschwankungen im Kondensator (Cond) sind am stärksten ausgeprägt und liegen im Durchschnitt 5 K über der eingestellten Senkentemperatur. Die Temperaturdifferenz im Thermosiphon nimmt demnach mit fallender Temperatur zu.

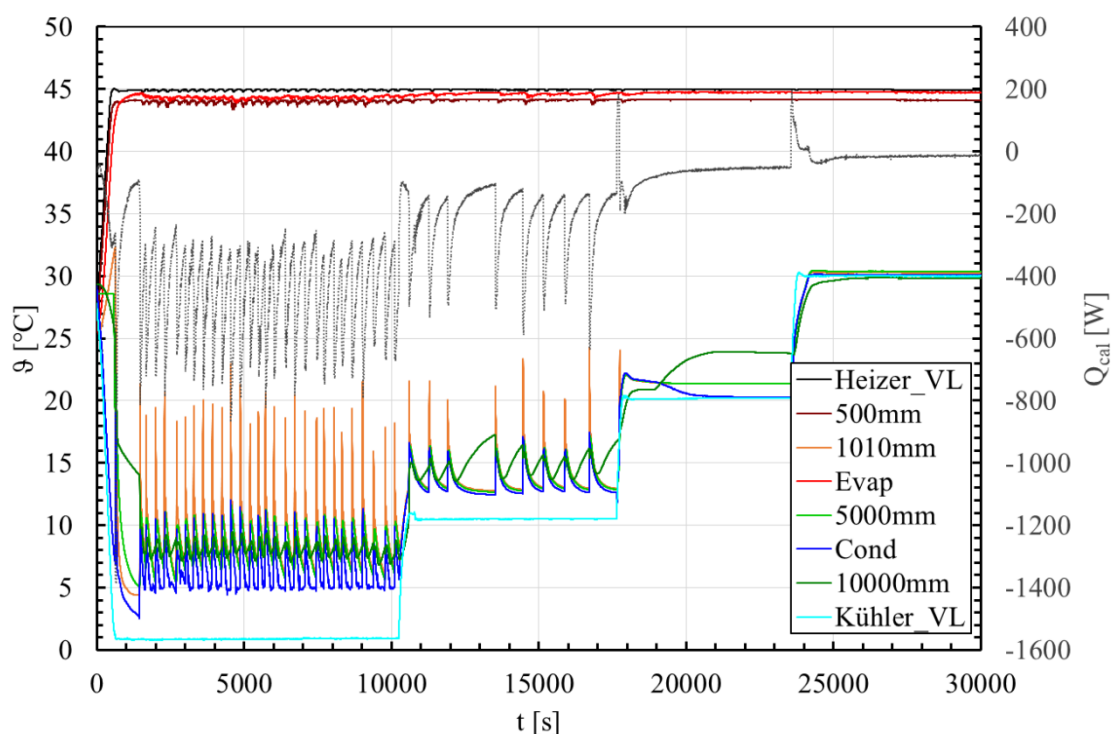


Abbildung 4.17: Temperaturmessergebnis des temperaturgesteuerten Experiments bei 45 °C Beheizungs-temperatur und 0 °C bis 30 °C Kühleratemperatur-Rampe für 1,5“-Thermosiphonversuchsrohr mit 100% Füllgrad und kalorimetrisch abgeführter Kühlleistung

Ein weiterer Versuchsverlauf ist in Abbildung 4.17 dargestellt. Die Beheizungs-temperatur beträgt konstant 45 °C, während die Kühleratemperatur in diesem Fall als Rampe aufsteigend von 0 °C bis 30 °C verläuft. Die Kühleratemperatur-Rampen wurden in allen untersuchten

Konfigurationen sowohl mit steigender als auch mit fallender Kühler­temperatur durchgeführt, um ggf. Hysterese-Effekte im Betriebsverhalten der Thermosiphons aufgrund der Kühlerfahrweise zu beobachten. In diesem Zusammenhang konnte kein signifikanter Unterschied im Betriebsverhalten bedingt durch die Fahrweise festgestellt werden. Die Temperaturen (5000mm) der adiabaten Zone und auch direkt oberhalb des Verdampfers (1010mm) sind im Gegensatz zur Messung in Abbildung 4.16 stärker nach dem Kühler­temperaturniveau ausgerichtet. Für die Kühler­temperaturen 0 °C und 10 °C ist das typische Pulsieren der Temperatur entlang des Rohres zu erkennen, jedoch mit wesentlich geringerer Frequenz im Vergleich zum Beheizungs­betrieb bei 60 °C. Bei Kühler­temperaturen von 20 °C und 30 °C verlaufen alle gemessenen Temperaturen in sich isotherm. Zusätzlich ist in Abbildung 4.17 die kalorimetrisch ermittelte, an die Wärmesenke abgeführte Wärmeleistung als grau gestrichelte Linie über die Versuchsdauer aufgetragen. Bei der Auswertung der abgeführten Wärme fällt auf, dass diese in Verbindung mit den Geysiring starke Peaks aufweist. Der mittlere abgeführte Wärmestrom bei 0 °C im Kondensator beträgt 415 W. Mit abnehmender Temperatur­differenz nimmt der übertragene Wärmestrom ab. So wird bei 10 °C Kühl­temperatur durchschnittlich 143 W und im Bereich von 20 °C und 30 °C nur noch 51 W bzw. 14 W abgeführt, wobei letztgenannter Zahlenwert in den Bereich der Messunsicherheiten fällt. Der nicht messbare Wärmetransfer in Kombination mit stationären Temperaturen bedeutet, dass in diesem Bereich kein Zweiphasen-Kreislauf aus Verdampfung und Kondensation stattfindet und das Thermosiphon seinen Betrieb eingestellt hat. Für den Anlauf des Zweiphasen-Wärmetransports muss demnach eine Mindest-Temperatur­differenz überschritten werden. Je größer die Temperatur­differenz, desto stabiler ist der Zweiphasen-Kreislauf innerhalb des Thermosiphon und desto stationärer sind die Thermosiphon-Temperaturen.

Entsprechend der normalen und abnormalen maximalen Betriebstemperaturen in einem Nasslagerbecken nach KTA3303 wurden Versuchsrampen für 45 °C und 60 C, sowie zusätzlich für 55 °C Beheizungs­temperatur gefahren. Die Versuchsergebnisse für die kalorimetrisch bestimmten, übertragenen Wärmetransportleistungen sind in Abbildung 4.18 über die Temperatur­differenz der Eintrittstemperaturen von Kühler und Verdampfer aufgetragen. Als Versuchsrohr kam ein Thermosiphon mit $d_i = 32$ mm und mit 100% Füllgrad zum Einsatz. Es sind jeweils die Mittelwerte des Wärmestroms von mehreren aufsteigenden und abfallenden Kühlrampen bei konstanter Beheizungs­temperatur aufgetragen. Da sich die ausgeprägten Fluktuationen der Betriebstemperatur im Thermosiphon teilweise nur in

abgeschwächter Form in der kalorimetrischen Auswertung des Wärmestroms am Kühler widerspiegeln, sind diese auch im Sinne der Übersichtlichkeit nicht mit dargestellt.

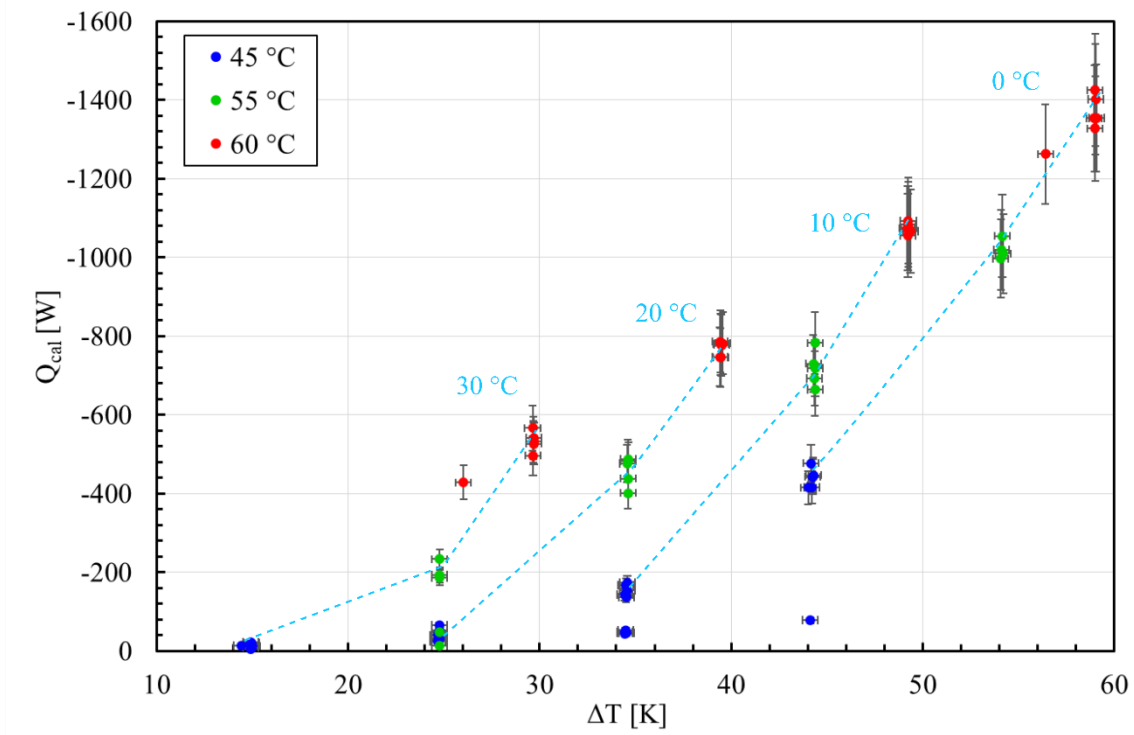


Abbildung 4.18: Abgeführte Wärmeleistung in Abhängigkeit von der Temperaturdifferenz für Beheizungs-temperaturen 45 °C, 55 °C und 60 °C und Kühlertemperaturen 0 °C, 10 °C, 20 °C und 30 °C im 1,5“-Thermosiphon mit 100% Füllgrad

Zur besseren Verdeutlichung der Messergebnisse und in diesem Zusammenhang einer verständlicheren Ergebnisdiskussion sind die Messwerte durch türkis gestrichelte Isolinien mit jeweiliger Kühlertemperatur gekennzeichnet. Die Experimente mit 45 °C Beheizungs-temperatur verlaufen überwiegend bei stationären Temperaturen mit mittleren Wärmetransportleistungen unter 200 W und es kommt zu keinem Zweiphasen-Wärmetransportkreislauf. Für die Kühlertemperaturen 10 °C und 0 °C tritt vereinzelt ein pulsierender Thermosiphonbetrieb mit signifikantem Anstieg des Wärmestroms auf, der jedoch nicht ausnahmslos reproduzierbar ist. Bei 60 °C Beheizungs-temperatur stellt sich für alle gefahrenen Temperaturdifferenzen ein pulsierender Betrieb im Thermosiphon ein. Mit einer maximalen Differenz von 60 K zwischen Verdampfer und Kondensator werden dabei durchschnittlich 1354 W abgeführt. In der konservativen Konstellation mit einer treibenden Temperaturdifferenz von 30 K werden im Mittel 515 W Wärmestrom transportiert. Zusätzliche Versuche mit 55 °C Beheizungs-temperatur

wurden für eine bessere Abschätzung eines potenziellen Trends durchgeführt und zur Untersuchung des Einstiegs in den Zweiphasen-Wärmetransportkreislauf.

Der Einfluss der Füllgrade auf die Wärmeübertragungsleistung wurde ebenfalls in den temperaturgesteuerten Versuchen untersucht. In Abbildung 4.19 ist der kalorimetrisch berechnete übertragene Wärmestrom über die Temperaturdifferenz von Verdampfer und Kondensator bei konstanter Beheizungstemperatur von 60 °C für die Füllgrade 30%, 50%, 70%, 100% und 120% aufgetragen. Eine Überfüllung der Verdampferzone mit 120% Wärmeträgerfluid führt zu nicht eindeutig reproduzierbaren Betriebszuständen des Thermosiphon. In einzelnen Versuchen bildet sich ein pulsierender Wärmetransport aus, in den überwiegenden Fällen allerdings kommt der Thermosiphon nicht in einen zweiphasigen wärmeübertragenden Betrieb.

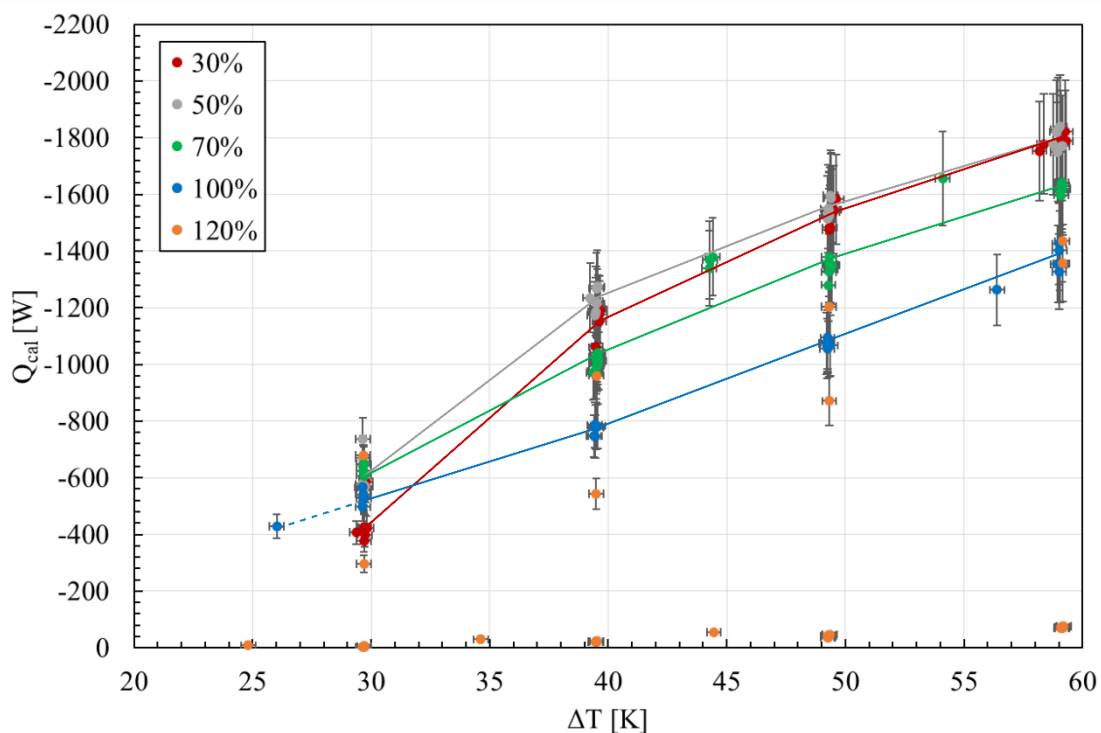


Abbildung 4.19: Abgeführte Wärmeleistung in Abhängigkeit von der Temperaturdifferenz für die Füllgrade 30%, 50%, 70%, 100% und 120% im 1,5“-Thermosiphon bei 60 °C Beheizungstemperatur

Bei 100% Füllgrad wird ein durchgehend pulsierender Wärmetransport gemessen und es zeichnet sich ein linearer Zusammenhang zwischen transportierter Wärmestrom und Temperaturdifferenz ab. Für die kleinste Temperaturdifferenz von 30 K ist kein eindeutiger Zusammenhang zwischen Füllgrad und Wärmetransportleistung zu erkennen. Darüber hinaus

führt die Verringerung des Füllgrads zu einer Steigerung des übertragenen Wärmestroms. Mit den Füllgraden 50% und 30% Füllgrad wurden nahezu identische Wärmeübertragungsleistungen erzielt. Eine Verringerung des Füllgrads unter 50% scheint demnach keine weitere Verbesserung zu erzielen.

Die durchschnittlich abgeführte Wärmestrom für die untersuchten Füllgrade bei der maximalen Temperaturdifferenz von 60 K ist in Tabelle 4-4 aufgeführt. Bei Reduzierung des Füllgrads von 100% auf 70% wird die abgeführte Wärmeleistung um 20% gesteigert und bei weiterer Reduzierung auf 50%, sogar um 32%. Die Verringerung des Füllgrads von 70% auf 50% erhöht den übertragenen Wärmestrom um 10%.

Tabelle 4-4: Mittlere abgeführte Wärmeleistung bei maximaler Temperaturdifferenz von 60 K für die untersuchten Füllgrade 30%, 50%, 70% und 100% bei 60 °C Heiztemperatur

	30%	50%	70%	100%
\bar{Q}_{\max}	1786 W	1793 W	1619 W	1354 W

Der Vergleich der Versuche in Abbildung 4.16 und Abbildung 4.17 zeigt, dass eine mittlere adiabate Temperatur (5000mm) als Indikator für den Thermosiphonbetrieb und somit auch die Wärmetransportleistung herangezogen werden kann. In Abbildung 4.20 sind daher die korrespondierenden Betriebstemperaturen in der adiabaten Zone (5000mm) zu den diskutierten Wärmeströmen über den über die Temperaturdifferenz aufgetragen. Die jeweiligen gestrichelten Linien kennzeichnen die Fluktuationsbreite in der adiabaten Zone, welche wesentlich geringer ausfällt als in der Verdampferzone. Die Messreihe mit 120% Füllgrad führte zu einer weiten Temperaturstreuung mit nicht reproduzierbarem Betriebsverhalten, daher wird hier nicht näher darauf eingegangen.

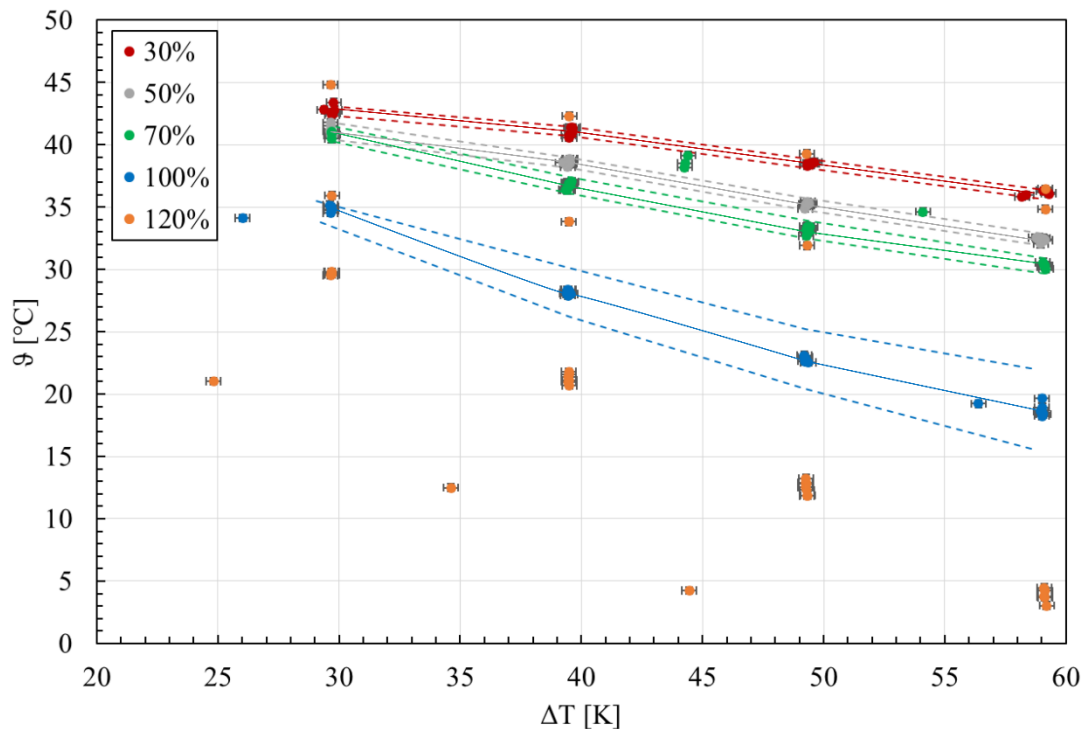


Abbildung 4.20: Temperatur in mittlerer Höhe der adiabaten Zone (5000mm) in Abhängigkeit von der Temperaturdifferenz für die Füllgrade 30%, 50%, 70%, 100% und 120% bei 60 °C Beheizungstemperatur im 1,5“-Thermosiphon

Die Betriebstemperaturen im Thermosiphon nehmen mit steigender treibender Temperaturdifferenz in erster Näherung linear ab. Bei einem Füllgrad von 30% sinkt die mittlere Betriebstemperatur über einen Temperaturdifferenzbereich von 30 K um 7 K von 43 °C auf 36 °C. Das Temperaturniveau in der adiabaten Zone nimmt dabei grundsätzlich mit sinkendem Füllgrad zu und der Temperaturgradient wird kleiner. Dies bedeutet eine stärkere thermische Ausrichtung der Betriebstemperatur an der Wärmequelle und eine geringere Streuung in Abhängigkeit von der treibenden Temperaturdifferenz für kleine Füllgrade. Im Vergleich beträgt der Unterschied zwischen den Betriebstemperaturen mit 100% bzw. 30% Füllgrad und 30 K treibender Temperaturdifferenz 8 K, der sich bei 60 K treibender Temperaturdifferenz auf 17 K verdoppelt. Die Betriebstemperatur liefert jedoch keinen direkten Rückschluss auf die Höhe des übertragenen Wärmestroms. Während mit 50% und 30% Füllgrad der nahezu gleiche Wärmestrom abgeführt wird (Abbildung 4.19, Tabelle 4-4), sind die Betriebs- bzw. Dampftemperaturen etwa 4 K höher mit geringerem Füllgrad. Mit einem niedrigeren Füllgrad und gleichzeitig höheren Temperaturen steigt das Risiko in eine Leistungsgrenze zu erreichen. Aus den Messergebnissen lässt sich schließen, dass der optimale Füllgrad für diese Konfiguration und Randbedingungen zwischen 50% und 70% liegt. Ein stationärer

Zweiphasen-Wärmetransport mit stationärer Siedetemperatur im Verdampfer, wie in den elektrisch beheizten Versuchen, konnte für den temperaturgesteuerten Betrieb nicht festgestellt werden. Bei einer Überfüllung der Verdampferzone (120% FR) ist das Thermosiphon jenseits des Betriebsbereichs und kann für die untersuchten Temperaturen nicht zur zuverlässigen Wärmeabfuhr eingesetzt werden. Ein Füllgrad unter 50% brachte keine signifikante Verbesserung der Wärmeübertragungseigenschaften und erhöht die Eintrittswahrscheinlichkeit für das Auftreten einer Leistungsgrenze im Thermosiphon.

4.2 Experimente Siederversuchsstand

Die Ergebnisse der Experimente im Laborversuchsstand zeigen für alle untersuchten Konfigurationen mit Wasser als Wärmeträgerfluid einen dominant pulsierenden Betrieb mit Geysiring, Siedeverzügen und signifikanter Wandüberhitzung in der Verdampferzone. Die verfügbare Temperaturdifferenz zwischen Wärmequelle und -senke ist in der Anwendung stets limitiert und muss für einen maximalen Wärmetransport effizient genutzt werden. Der Wärmestrom durch den Thermosiphon beansprucht aufgrund des Zweiphasen-Kreislaufs nur eine minimale Temperaturdifferenz. Im Fokus steht daher eine Verbesserung des Wärmetransports von der Wärmequelle in den Thermosiphon, da dieser Wärmetransport in den Laborversuchen den größten Teil der treibenden Temperaturdifferenz eingenommen hat.

Die Kondensationsseite der 1 m langen Versuchsrohre ist an den Kühlkreislauf des Laborkühlwassernetzes angeschlossen und wird lediglich als Kühler Temperatur gemessen, die jedoch in der Versuchsauswertung nicht untersuchungsrelevant ist. In allen Siederversuchen ist von einer Kühler Temperatur von $20\text{ °C} \pm 1\text{ °C}$ bei konstantem Durchfluss auszugehen. Die Versuchsrohre werden in Leistungsrampen elektrisch beheizt, dabei wird die elektrische Heizleistung am Leistungssteller manuell in 100 W Schritten erhöht, sobald die gemessenen Temperaturen am Thermosiphon über einen Zeitraum von wenigstens 15 min konstant sind. Das Abbruchkriterium für einen Versuch ist das Erreichen bzw. Überschreiten von 120 °C in einer Messstelle.

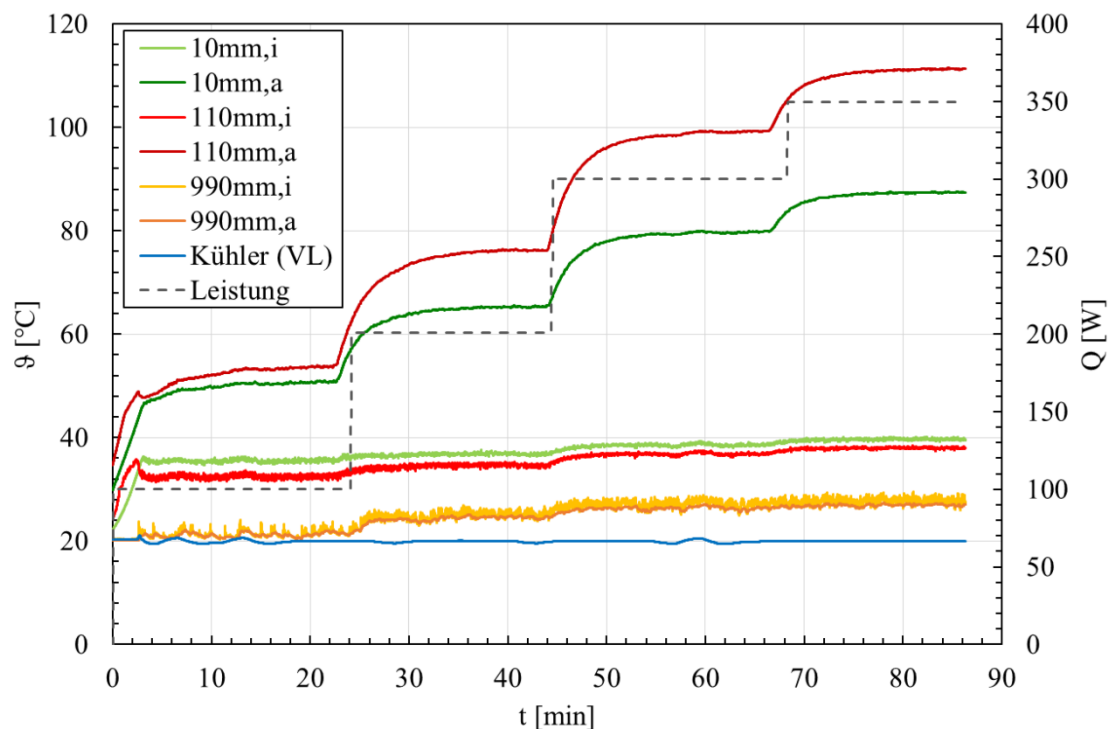


Abbildung 4.21: Temperatur- und Heizleistungsverlauf von Referenz-Versuchsrohr mit $d_i = 20$ mm und Wärmeträgerfluid Wasser

In Abbildung 4.21 ist als repräsentatives Beispiel der Messverlauf eines Versuchs mit dem 1“-Referenzrohr und Wärmeträgerfluid Wasser dargestellt. Aufgetragen sind die Temperaturen sowie die angelegte Heizleistung über die Versuchsdauer. Die Betriebstemperatur im Thermosiphon stellt sich nach der Wärmesenke ein, daher ist über alle gefahrenen Leistungsstufen die Temperatur im Verdampfer (10 mm, i und 110 mm, i) nahezu konstant 37 °C und im Kondensator (990 mm, i) etwa 25 °C. Die Rohrwand in der Verdampferzone (10 mm, a und 110 mm, a) heizt sich mit zunehmender Leistung bis über 100 °C auf. Mit Zunahme der angelegten Wärmeleistung steigt somit die Temperaturdifferenz zwischen Wärmequelle und Wärmesenke, d.h. hier zwischen Verdampfer- und Kondensatoraußenwand.

4.2.1 Variation der Oberflächenbeschaffenheit

Es wurden verschiedene Modifikationen der Rohrrinnenfläche zur Verbesserung des Wärmetransports in der Verdampferzone untersucht. Aufgrund praktischer Erfordernisse bei der Oberflächenbearbeitung erstrecken sich die Oberflächenmodifikationen über die gesamte Rohrrinnenfläche. Im Einzelnen wurden für zwei Rohrdurchmesser ($d_i = 20$ mm und $d_i = 45,1$ mm) jeweils ein gezogenes, technisch glattes Rohr (Vergleichsreferenz), zwei mit verschiedenem Kornmaterial sandgestrahlte Rohrvarianten, ein manuell mit Honbürste

aufgerautes Rohr und ein chemisch beschichtetes Rohr untersucht. Die Oberflächenrauheit der genannten Rohrvarianten wurde an Teststücken vermessen und die ermittelten Rauheitswerte in Tabelle 4-5 aufgeführt.

Tabelle 4-5: Oberflächenrauheit der verschiedenen untersuchten Rohrvarianten

	R _Z (d _i = 20 mm) [μm]	R _Z (d _i = 45,1 mm) [μm]
Referenz (gezogen, techn. glatt)	4,1	13,6
Sandgestrahlt (Pb27)	8,9	14,8
Sandgestrahlt (Pb28)	5,4	12,2
Chem. Beschichtet (SAM)	5,7	17,9
Gehont (manuell bearbeitet)	6,4	12,4

Mit zwei Ausnahmen konnte für beide Rohrdurchmesser die Oberfläche aufgeraut und somit vergrößert werden. Die Kennzeichnung Pb27 bedeutet eine Bearbeitung mit Al₂O₃-Korund mit einer maximalen Körnung von 270 μm bei einem Strahldruck von 0,5 MPa. Für die Pb28-Variante wurde ein Gasperlen-Mix bis 250 μm Korngröße mit 0,45 MPa Strahldruck verwendet. Die manuelle Bearbeitung wurde mit Honbürsten aus Siliziumcarbid mit einer groben Körnung durchgeführt (SC60). Die chemische Oberflächenbeschichtung erfolgte durch eine spezielle Nassätztechnik und eine selbstorganisierende Monoschicht (SAM), die eine raue und hydrophobe Oberfläche im Versuchsrohr schafft. Die Durchführung der Beschichtung und entsprechende Forschung und Entwicklung wurden von Saker et al. [34] durchgeführt.

In den Diagrammen in Abbildung 4.22 und Abbildung 4.23 sind die Temperaturdifferenzen zwischen Rohraußenwand und Wärmeträgerfluid in den Rohrhöhen 10 mm (unten) und 110 mm (oben) in Abhängigkeit von den angelegten Wärmestromdichten dargestellt. Die Temperaturdifferenz dient hier aufgrund einer nahezu konstanten Betriebstemperatur im Rohr als Maß für die Wandüberhitzung. Der Wärmeträger in den dargestellten Versuchen ist entgastes, deionisiertes Wasser. Die Punkte in den Diagrammen stehen für einen gemittelten Datensatz aus 3 bis 4 Wiederholungsmessungen in den jeweiligen Konfigurationen. Es wurden zwei Rohre mit den Durchmessern d_i = 20 mm (Abbildung 4.22) und d_i = 45,1 mm (Abbildung 4.23) vermessen, da unterschiedliche hohe Wärmestromdichten gefahren werden können, die Oberflächenrauheit mit dem Durchmesser variiert (Tabelle 4-5) und um eine mögliche

Wechselwirkung zwischen Querschnittsfläche und Oberflächenmodifikation abzudecken. Die Ergebnisse in mittlerer Höhe der Verdampferzone ($\Delta T_{110\text{mm}}$) werden stärker gewertet, da eben im mittleren bis oberen Höhe der Verdampferzone die Wandüberhitzung in den Laborversuchen am ausgeprägtesten aufgetreten ist und die Temperaturen im unteren Verdampfende durch die Nähe zum Rohrende und die hydrostatische Drucksäule häufig vom Trend abweichen.

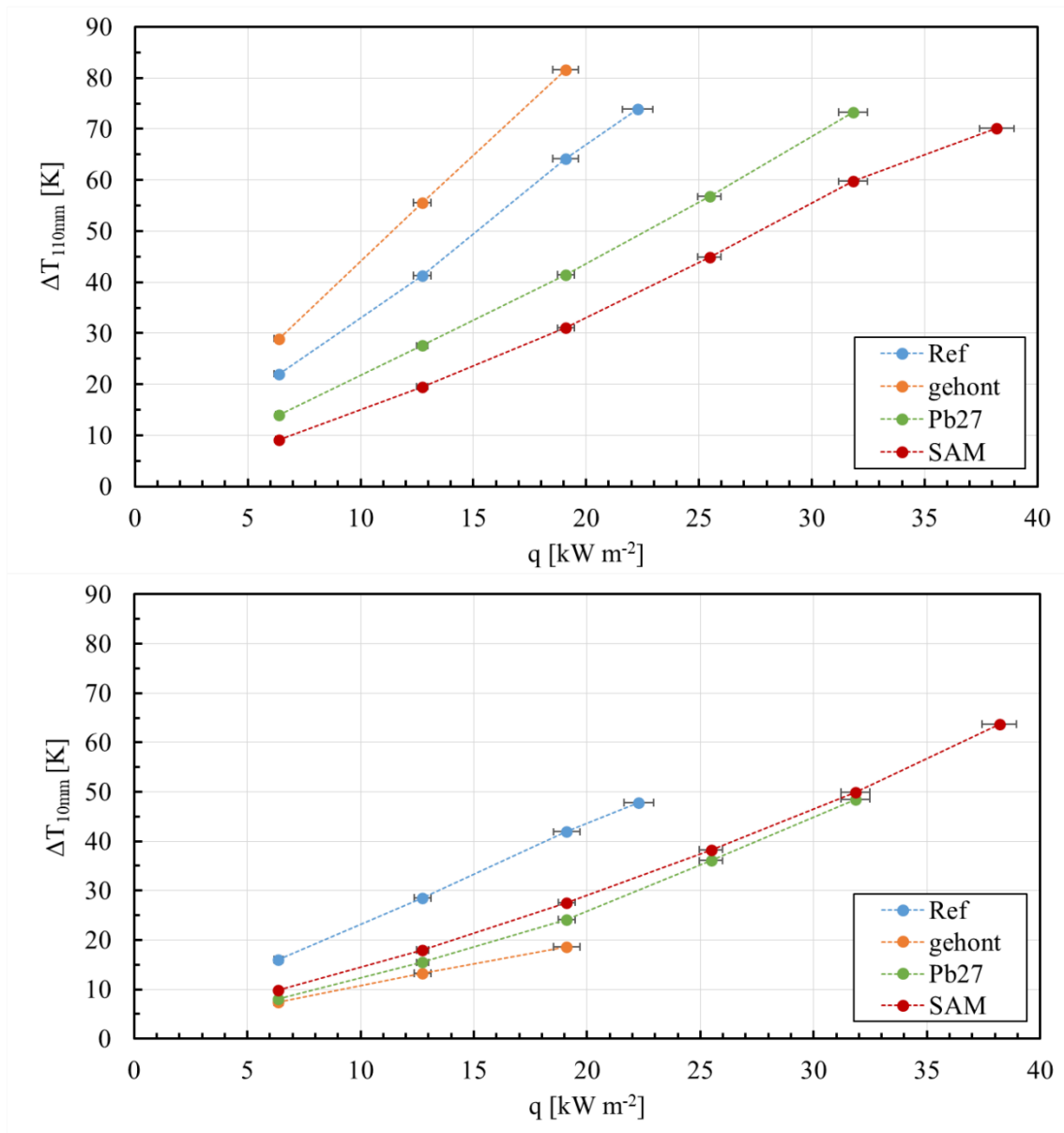


Abbildung 4.22: Temperaturdifferenzen für oberflächenmodifizierte Thermosiphon-Versuchsrohre mit $d_i = 20$ mm und Wärmeträgerfluid Wasser

Das unbearbeitete Rohr als Referenz zeigt auch schon bei niedriger Wärmestromdichte die höchste Überhitzung in beiden Rohrdurchmessern. Das Glasperlen-gestrahlte Rohr (Pb28) wurde zunächst im 2“-Versuchsrohr (Abbildung 4.23) vermessen, jedoch unter dem Gesichtspunkt einer effizienter Nutzung der Versuchskapazität, aufgrund ihres geringen Optimierungspotentials für weitere Messreihen verworfen. Das manuell gehonte Rohr erreichte vor allem im 1“-Versuchsrohr (Abbildung 4.22) sogar höhere Außenwandtemperaturen als die Referenz. Überdies ist die manuelle Bearbeitung der Versuchsrohre unzureichend reproduzierbar, daher wurden Rohre mit der manuell gehonten Oberflächenbearbeitung ebenfalls von weiteren Versuchsreihen ausgeschlossen.

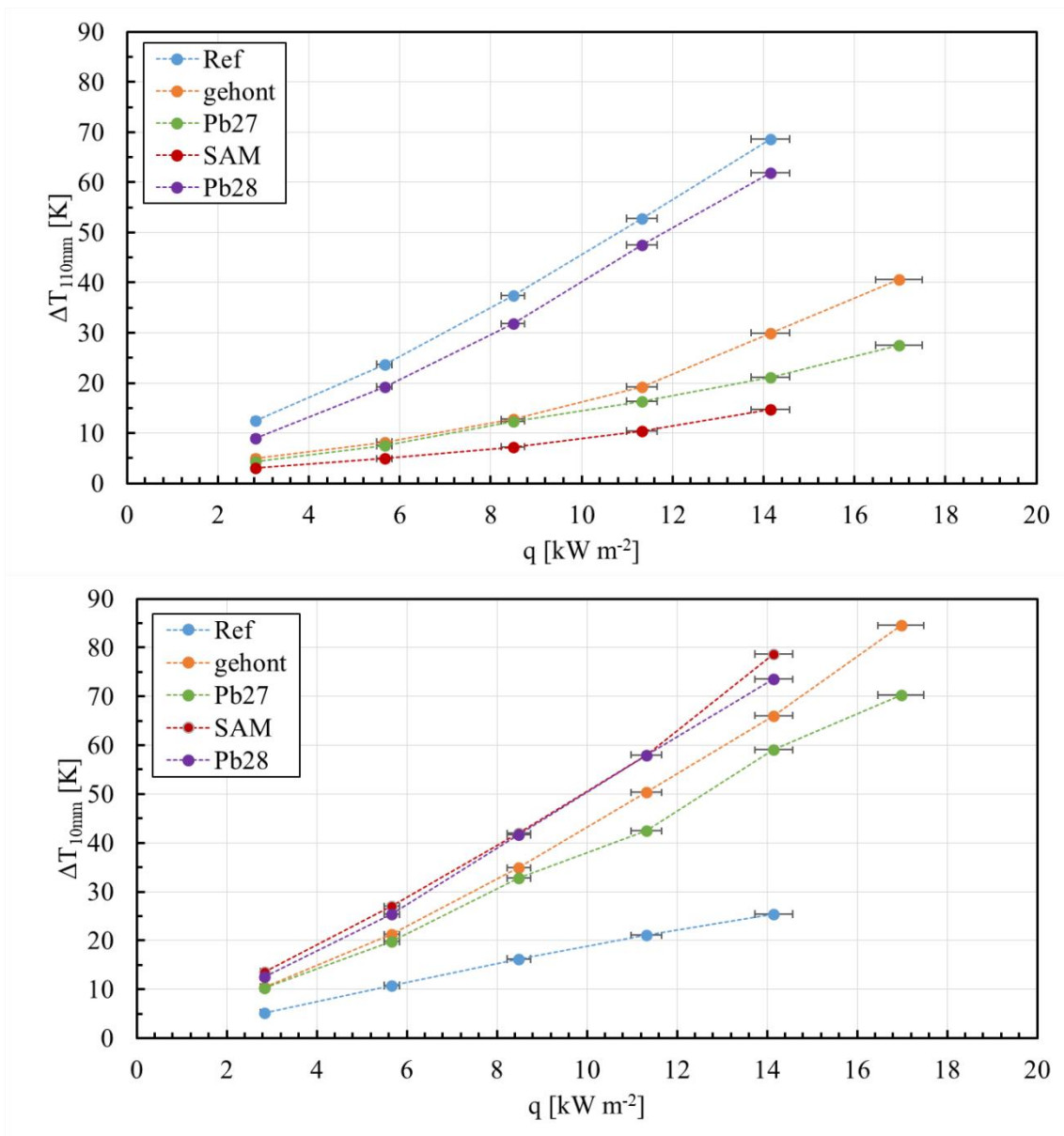


Abbildung 4.23: Temperaturdifferenzen für oberflächenmodifizierte Thermosiphon-Versuchsrohre mit $d_i = 45,1$ mm und Wärmeträgerfluid Wasser

Im 1“-Versuchrohr mit $d_i = 20$ mm (Abbildung 4.22) zeigt die chemisch beschichtete, hydrophobe Oberfläche (SAM) die niedrigste Wandüberhitzung. Bei einer Wärmestromdichte von 19 kW m^{-2} ist Temperaturdifferenz zwischen der Rohraußenwand und dem Wärmeträger im Inneren etwa 30 K und die Wandüberhitzung demnach weniger als halb so hoch im Vergleich zur Referenz mit 64 °C . Durch die Beschichtung wurde eine Verringerung der Überhitzung von durchschnittlich 50 % erreicht. Des Weiteren sind die Temperaturdifferenzen in beiden untersuchten Verdampferhöhen des Rohrdurchmessers $d_i = 20$ mm nahezu identisch, was auf eine gute Durchmischung des Wärmeträgers im Inneren bzw. einen gleichmäßigen

Siedezustand über die Verdampferhöhe hindeutet. Im Versuchsrohr mit $d_i = 45,1$ mm (Abbildung 4.23) hat die beschichtete Modifikation die niedrigste Wandüberhitzung unter 20 K in mittlerer Verdampferhöhe, weicht jedoch im unteren Bereich mit den höchsten Wandtemperaturen stark von diesem Trend ab. Bedingt durch die größere Rohrquerschnittsfläche und das damit verbundene größere Wärmeträgervolumen liegen wahrscheinlich unterschiedliche Siedezustände im Rohr vor.

Die Versuchsrohre mit der Korund-bestrahlten Oberfläche (Pb27) erzielten eine vergleichbare Verringerung der Wandüberhitzung. In beiden Rohrdurchmessern konnten höhere Wärmestromdichten mit bis zu 70% geringeren Temperaturdifferenzen im Vergleich zur Referenz gefahren werden. Ein exemplarischer Auszug der Ergebnisse ist in Tabelle 4-6 aufgeführt. Diese zwei Modifikationen – SAM und Pb27 - wurden neben der Glattrohr-Referenz für weitere Untersuchungen bzgl. verschiedener Wärmeträgerfluide im Siederversuchsstand verwendet.

Tabelle 4-6: Temperaturdifferenzen in mittlerer Verdampferhöhe (110 mm) für oberflächenmodifizierte Versuchsrohre (Referenz, Pb27 und SAM) mit 20 mm und 45 mm Innendurchmesser bei ähnlicher Wärmestromdichte

	Ref ($\Delta T_{110\text{mm}}$) [K]	Pb27 ($\Delta T_{110\text{mm}}$) [K]	SAM ($\Delta T_{110\text{mm}}$) [K]
1“-TS ($d_i = 20$ mm) [bei 19 kW m^{-2}]	64	41 (-35%)	31(-52%)
2“-TS ($d_i = 45,1$ mm) [bei 14 kW m^{-2}]	69	21(-70%)	15(-78%)

Die Erkenntnisse aus den Ergebnissen der Labor- und Siederversuche wurden in der Auslegung der Langzeit-ATHOS-Untersuchungen berücksichtigt. Aus der Oberflächenmodifikationsstudie geht eine signifikante Verringerung der Temperaturdifferenz zwischen Wärmequelle bzw. äußerer Rohrwand und Thermosiphon durch die Modifikationen Pb27 und SAM hervor. Die SAM-Rohrbeschichtung für lange Rohrteilstücke von mehreren Metern, wie sie für den ATHOS-Versuchsstand benötigt werden, konnte nicht realisiert werden. Das Rohrhälbzeug, welches für die Fertigung der Thermosiphon-Rohrbündel im ATHOS-Versuchsstand verwendet wurde, wurde daher in der Pb27-Modifikation mit Korund bestrahlt.

4.2.2 Variation des Wärmeträgerfluids

Eine Auswahl von möglichen Wärmeträgern als Arbeitsmedium ist in Kapitel 3.1.2 aufgeführt und erläutert. Die vier Wärmeträgerfluide Wasser, Methanol, Ethanol und novocTM5110 wurden in 1 m langen Versuchsrohren mit Durchmessern $d_i = 20$ mm und $d_i = 45,1$ mm bei einem Füllgrad von 100% im Siedeversuchsstand untersucht. Entsprechend der Untersuchung der Oberflächenmodifikation wurden die Versuchsrohre mit einer Heizwendel elektrisch beheizt und die Leistung stufenweise erhöht. In Tabelle 4-7 sind die berechneten Einwaagen für die Untersuchung der verschiedenen Wärmeträger aufgeführt.

Tabelle 4-7: Soll-Einwaagen der untersuchten Wärmeträgerfluide für 100% Füllgrad im Siedeversuchsstand

	Wasser [g]	novoc TM 5110 [g]	Ethanol [g]	Methanol [g]
1“-Thermosiphon ($d_i = 20$ mm)	83	129	64	64
2“-Thermosiphon ($d_i = 45,1$ mm)	407	636	317	317

Die Temperaturdifferenzen in den zwei Verdampferhöhen 10 mm und 110 mm unterscheiden sich je nach Rohrdurchmesser und Arbeitsmedium. Im 1“-Thermosiphon ($d_i = 20$ mm) ist die Temperaturdifferenz und demnach die Wandüberhitzung bei allen untersuchten Wärmeträgerfluiden in halber Verdampferhöhe (110 mm) stärker ausgeprägt, im Gegensatz dazu ist die Wandüberhitzung im 2“-Thermosiphon ($d_i = 45,1$ mm) bei den Alkoholen am unteren Verdampferende höher als in der Verdampfermitte. Abbildung 4.24 zeigt die Temperaturdifferenz zwischen Rohraußenwand und Wärmeträgerfluid im Rohrinernen in 110 mm Verdampferhöhe in Abhängigkeit von der auferlegten Wärmestromdichte. Die beiden Alkohole, Methanol und Ethanol, sind sich in ihren spezifischen Stoffeigenschaften (Tabelle 3-2) sehr ähnlich und zeigen daher auch in ihren Untersuchungsreihen ähnliche Ergebnisse. Im Fall von novocTM5110 stellen sich nahezu identische Überhitzungen wie mit Wasser als Arbeitsmedium ein.

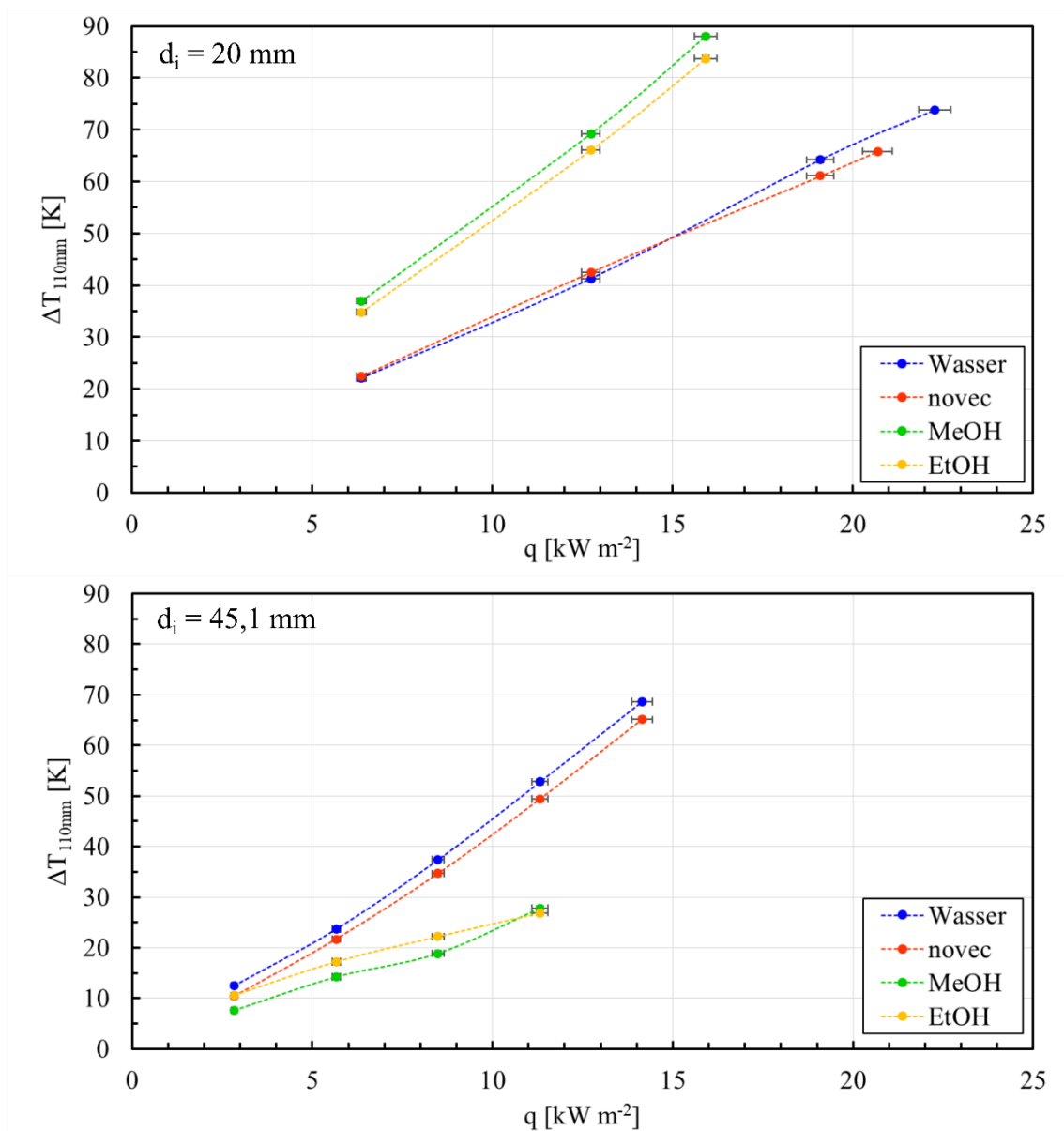


Abbildung 4.24: Temperaturdifferenz zwischen Außenwand und Wärmeträgerfluid in halber Verdampferhöhe (110 mm) in Abhängigkeit von der Wärmestromdichte für die Referenzrohre mit $d_i = 20 \text{ mm}$ (oben) und $d_i = 45,1 \text{ mm}$ (unten) mit unterschiedlichen Wärmeträgern

Mit den Alkoholen Methanol und Ethanol als Wärmeträgerfluid wurde für alle untersuchten Wärmestromdichten die höchste Wandüberhitzung gemessen. Lediglich die Position der Wandüberhitzung scheint in Abhängigkeit des Rohrdurchmessers zu wechseln, da im 2“-Thermosiphon die stärkere Überhitzung im unteren Teil des Verdampfers auftritt und in 110 mm Verdampferhöhe auch in Vergleich zu den anderen Wärmeträgern geringere Temperaturdifferenzen vorliegen (Abbildung 4.24, unten). Bedingt durch die erhöhte Wandüberhitzung konnten für die Alkohol-gefüllten Thermosiphons im Vergleich zu Wasser

nur ein kleinerer Bereich der Wärmeübertragungsleistung bis zum Erreichen der Abbruchtemperatur untersucht werden.

Bei der Bewertung eines potenziellen Wärmeträgerfluids als Arbeitsmedium ist das sich einstellende Temperaturniveau im Thermosiphon, in Form der Betriebstemperatur, in Abhängigkeit von den thermischen Randbedingungen essenziell. In Abbildung 4.25 sind daher die Wärmeträgertemperaturen im Thermosiphoninneren in 110 mm Verdampferhöhe in Abhängigkeit von der Wärmestromdichte dargestellt. Die Verdampfungs- bzw. Betriebstemperaturen von Wasser, Methanol und Ethanol in Abbildung 4.25 liegen zwischen 25 °C bis 40 °C und nehmen durchschnittlich 5 K in Abhängigkeit von der Wärmestromdichte zu. Die korrespondierenden Temperaturdifferenzen aus Abbildung 4.24 nehmen dabei etwa 55 K zu. Die Zunahme der Wandüberhitzung um den Faktor 10 im Vergleich zur Betriebstemperatur ist auf den wesentlich stärkeren Anstieg der Außenwandtemperatur zurückzuführen.

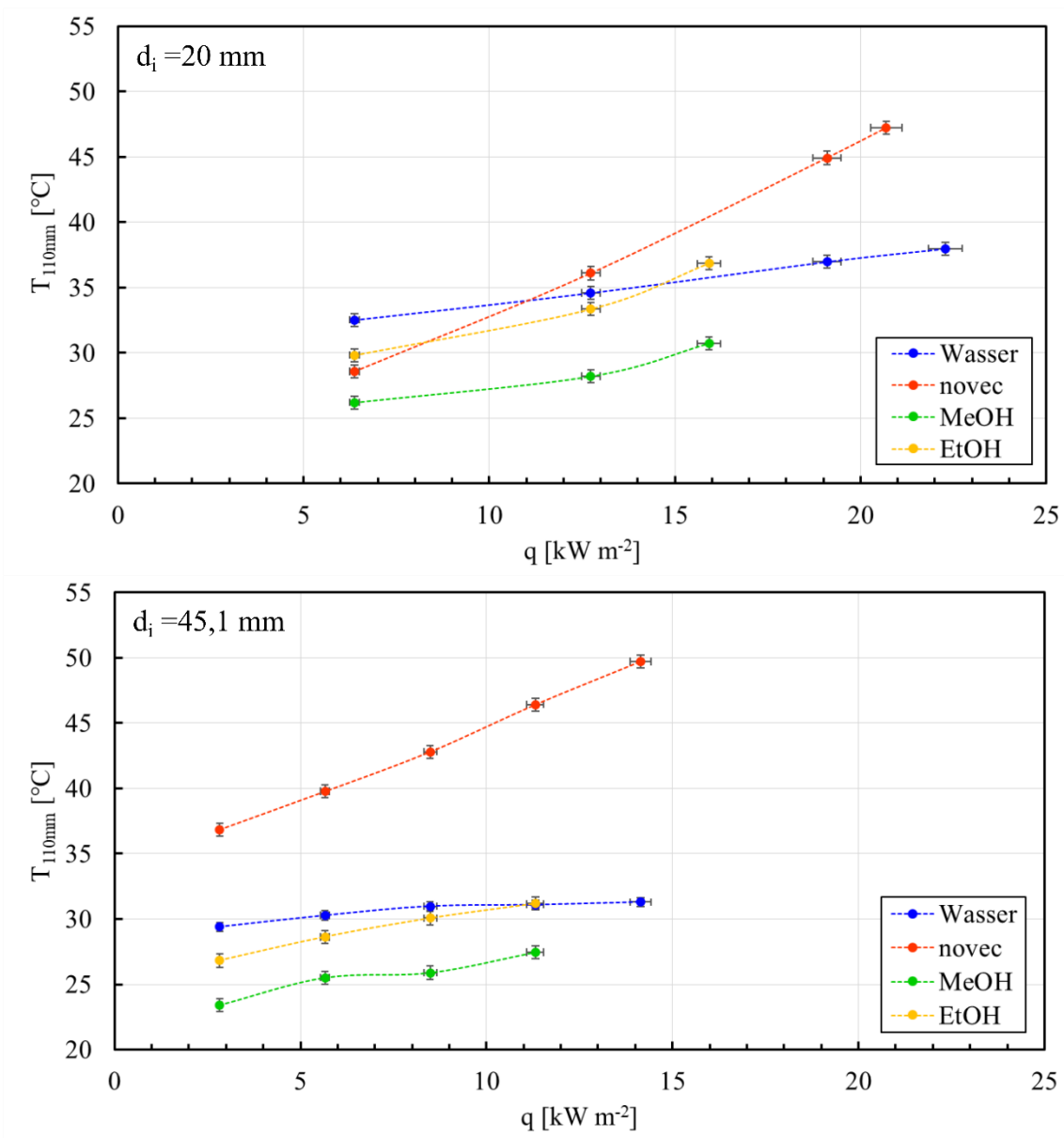


Abbildung 4.25: Siedetemperaturen in 110 mm Verdampferhöhe in Abhängigkeit von der Wärmestromdichte für die Referenzrohre mit $d_i = 20 \text{ mm}$ (oben) und $d_i = 45,1 \text{ mm}$ (unten) mit unterschiedlichen Wärmeträgern

Das Wärmeträgerfluid novecTM5110 unterscheidet sich von den anderen Wärmeträgerfluiden durch eine grundsätzlich höhere Betriebstemperatur und einen steileren Temperaturgradienten, bzw. höhere Temperaturdifferenzen durch das Rohr. Die Betriebstemperatur mit novecTM5110 als Arbeitsmedium ist zwischen 30 °C bis 50 °C und nimmt etwa 15 K in Abhängigkeit der Wärmestromdichte zu. Bei ähnlicher Wandüberhitzung, jedoch höheren Betriebstemperaturen im Vergleich zu Wasser ergibt sich daraus eine höhere Außenwandtemperatur und daher auch größere treibende Gesamttemperaturdifferenz für novecTM5110. Mit Wasser als Referenz bedeutet dies zusammenfassend aus Abbildung 4.24 und Abbildung 4.25 einerseits eine

stärkere Überhitzung und höhere Außenwandtemperatur mit Alkoholen bei annähernd gleichem Betriebstemperaturniveau im Inneren und andererseits ein höheres Betriebstemperaturniveau bei gleichstark ausgeprägter Wandüberhitzung und demnach ebenfalls höheren Außenwandtemperaturen für novacTM5110.

Zur Beurteilung der Wärmeträgerfluide wird die treibende Gesamttemperaturdifferenz zwischen Wärmequelle und Wärmesenke, hier der beheizten Thermosiphon-Außenwand in der Verdampferzone und dem Doppelrohrkühler herangezogen. Die Gesamttemperaturdifferenz setzt sich hierbei aus den drei Wärmetransport-Teildifferenzen zwischen Wärmequelle (Außenwand) und Thermosiphon-Verdampfer, innerhalb des Thermosiphons von Verdampfer zu Kondensator und vom Thermosiphon-Kondensator an die Wärmesenke (Kühlwasser) zusammen. In Abbildung 4.26 sind zu diesem Zweck die invasiv gemessenen Temperaturen in den drei Höhenkoordinaten 10 mm, 110 mm und 990 mm für Wasser, novacTM5110 und Methanol in Abhängigkeit von der Wärmestromdichte dargestellt. Aufgrund der ähnlichen Stoffeigenschaften zwischen Methanol und Ethanol und daraus resultierenden ähnlichen Ergebnissen wird auf der Darstellung der Ethanol-Ergebnisse verzichtet. Mit Wasser als Arbeitsmedium bildet sich im Verdampfer über die Höhe von 100 mm eine Temperaturdifferenz von durchschnittlich 3 K aus. Die Temperatur im Kondensator ist nahe der Kühler Temperatur und nimmt mit steigender Wärmestromdichte um wenige Grad zu. Die Temperaturdifferenz im Thermosiphon zwischen Verdampfer und Kondensator ist etwa 10 K im untersuchten Wärmestromdichtebereich. Methanol bildet wie Wasser ebenfalls eine vergleichbare Temperaturdifferenz im Verdampfer aus, ist jedoch insgesamt kühler im Verdampfer und wärmer im Kondensator. Dadurch ist die Temperaturspanne im Thermosiphon mit etwa 5 K nur halb so groß im Vergleich zu Wasser und mit Ausnahme bei niedriger Wärmestromdichte im $d_i=20$ mm Versuchsrohr ebenfalls gleichbleibend im betrachteten Heizleistungsgebiet. Bei novacTM5110 ist keine Temperaturverteilung über die Verdampferhöhe zu beobachten und die Temperatur im Verdampfer steigt stetig mit zunehmender Heizrate an. Isotherme Verdampfertemperaturen deuten auf ein vollausgebildetes Siedeverhalten mit guter Fluidmischung hin. Im 2“-Versuchsrohr ist die Kondensator Temperatur mit der Kühlmitteltemperatur nahezu identisch. Daraus resultiert eine große Temperaturspanne im Thermosiphon von wenigstens 15 K, die mit steigender Heizleistung weiter zunimmt. Im Gegensatz dazu steigt die Kondensator Temperatur im 1“-Thermosiphon in gleicher Weise mit der Verdampfer Temperatur in Abhängigkeit der Wärmestromdichte an bzw. verringert sich die Temperaturdifferenz im Thermosiphon hin zu höheren Wärmestromdichte.

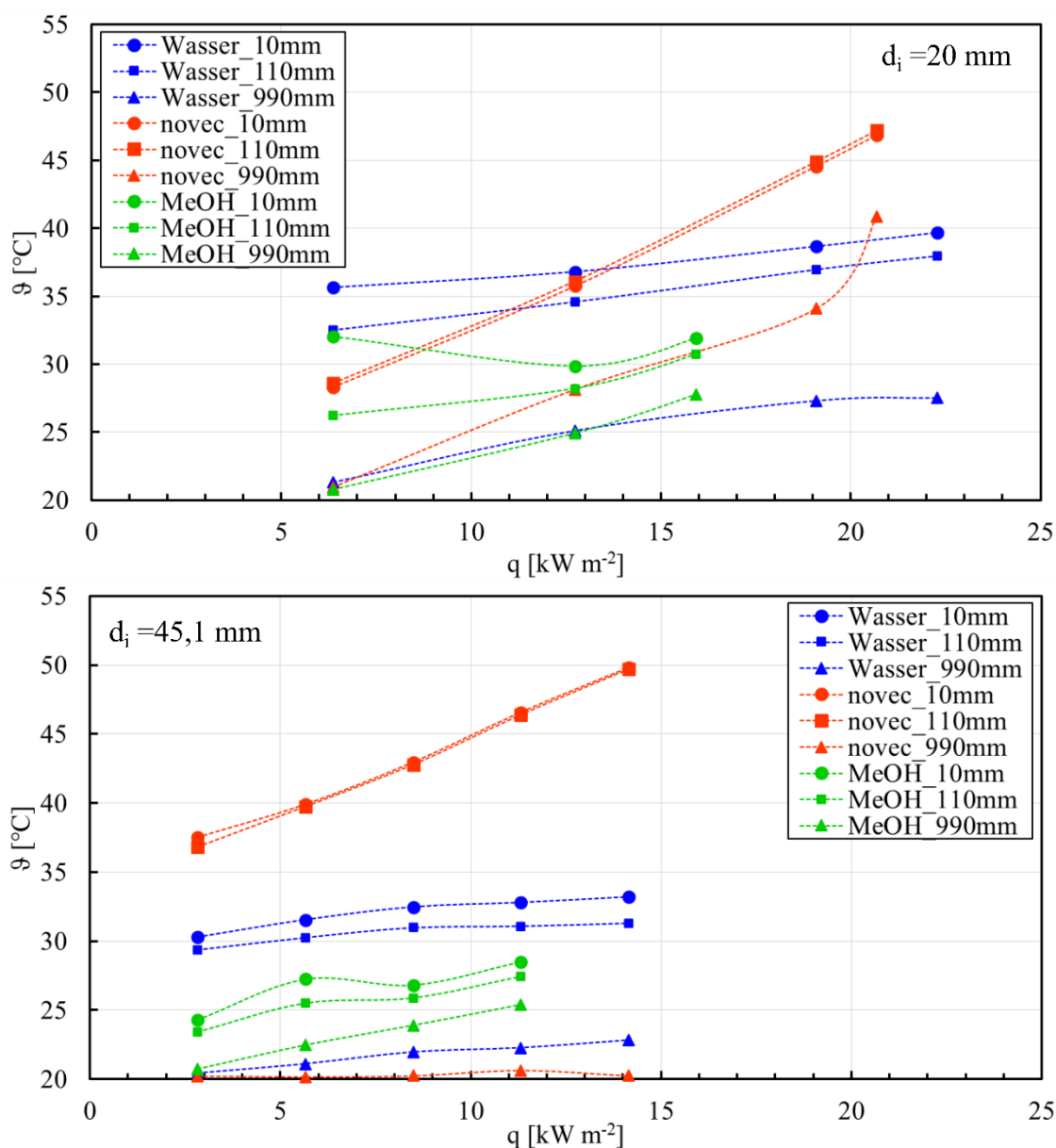


Abbildung 4.26: Temperaturverteilung über die Höhe im Thermosiphon mit $d_i = 20 \text{ mm}$ (oben) und $d_i = 45,1 \text{ mm}$ (unten) mit den Wärmeträgern Wasser, novacTM5110 und Methanol in Abhängigkeit der angelegten Wärmestromdichte

Die Temperaturspannen der einzelnen Teiltemperaturdifferenzen der verschiedenen Wärmeträgerfluide im $d_i = 45,1 \text{ mm}$ Thermosiphon sind in Abbildung 4.27 schematisch dargestellt. Wasser besitzt mit 64 K die kleinste Gesamttemperaturdifferenz, während Methanol hinsichtlich der Isothermie entlang des Thermosiphon mit einem Wert von 3 K am besten abschneidet. NovacTM5110 dagegen zeigt die geringsten Temperaturdifferenzen zwischen Thermosiphon und Wärmequelle bzw. Wärmesenke. Die Zahlenwerte aus dem 1“-Versuchrohr ($d_i = 20 \text{ mm}$) weichen davon ab, führen jedoch qualitativ zu ähnlichen Resultaten.

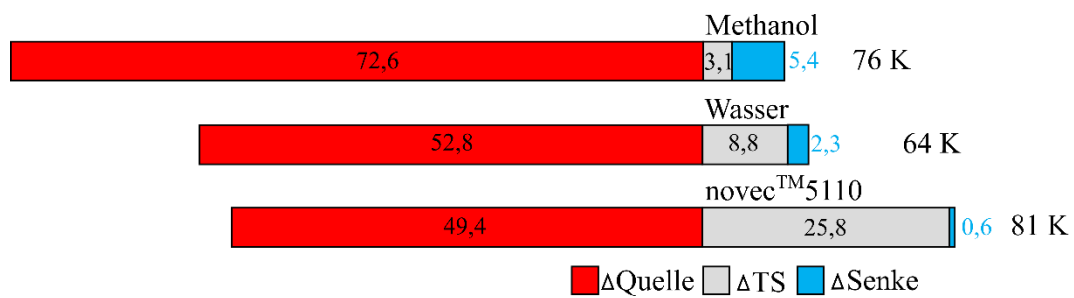


Abbildung 4.27: Einzeltemperaturdifferenzen in [K] für Wasser, novec™5110 und Methanol als Arbeitsmedium im 2"-Versuchrohr bei etwa 11 kW m^{-2} Wärmestromdichte mit 20 °C Kühlmitteltemperatur

Da unter anwendungsbezogenen Bedingungen die treibende Temperaturdifferenz zwischen Nasslagerbecken und Umgebungsluft limitierend ist, wird hier der Bewertungsschwerpunkt auf eine optimale Nutzung dieser gelegt. Die Wärmeübertragung und somit Temperaturdifferenz zwischen Thermosiphon und Wärmequelle oder Wärmesenke wurde zuvor im Rahmen einer Oberflächenmodifizierung untersucht und optimiert (Kapitel 4.2.1). Hinsichtlich niedriger Becken-Temperaturen und thermischer Trägheit im Nasslagerbecken wird angenommen, dass eine weitere Optimierung der Verdampferzone zunächst nicht nötig ist. Ausgehend von einer Verdampfertemperatur im Thermosiphon nahe der Nasslagerbeckentemperatur könnte gute Isothermie entlang des Thermosiphons mit einer hohen Betriebstemperatur an Bedeutung gewinnen. Eine hohes Temperaturniveau im Thermosiphon, das sich über die Thermosiphonlänge isotherm einstellt, bietet auf der Kühlseite eine maximale Temperaturdifferenz zur Umgebungsluft und begünstigt damit die Wärmeabfuhr an die Atmosphäre. Unter diesem Gesichtspunkt ist Alkohol das bevorzugte Wärmeträgerfluid als Arbeitsmedium.

Parallel zu den Untersuchungen im Siederversuchsstand wurden im Laborversuchsstand ebenfalls Versuchsreihen mit Wärmeträgerfluid Methanol durchgeführt. Ein Auszug ausgewählter Temperaturen aus den Messergebnissen bei 1000 W elektrischer Heizleistung und mit 20 °C Kühlertemperatur ist in Abbildung 4.28 (unten) dargestellt. Verglichen werden hierbei Wasser und Methanol als Wärmeträgerfluid mit 100% Füllgrad in einem 10 m langem Versuchrohr mit Durchmesser $d_i = 32 \text{ mm}$.

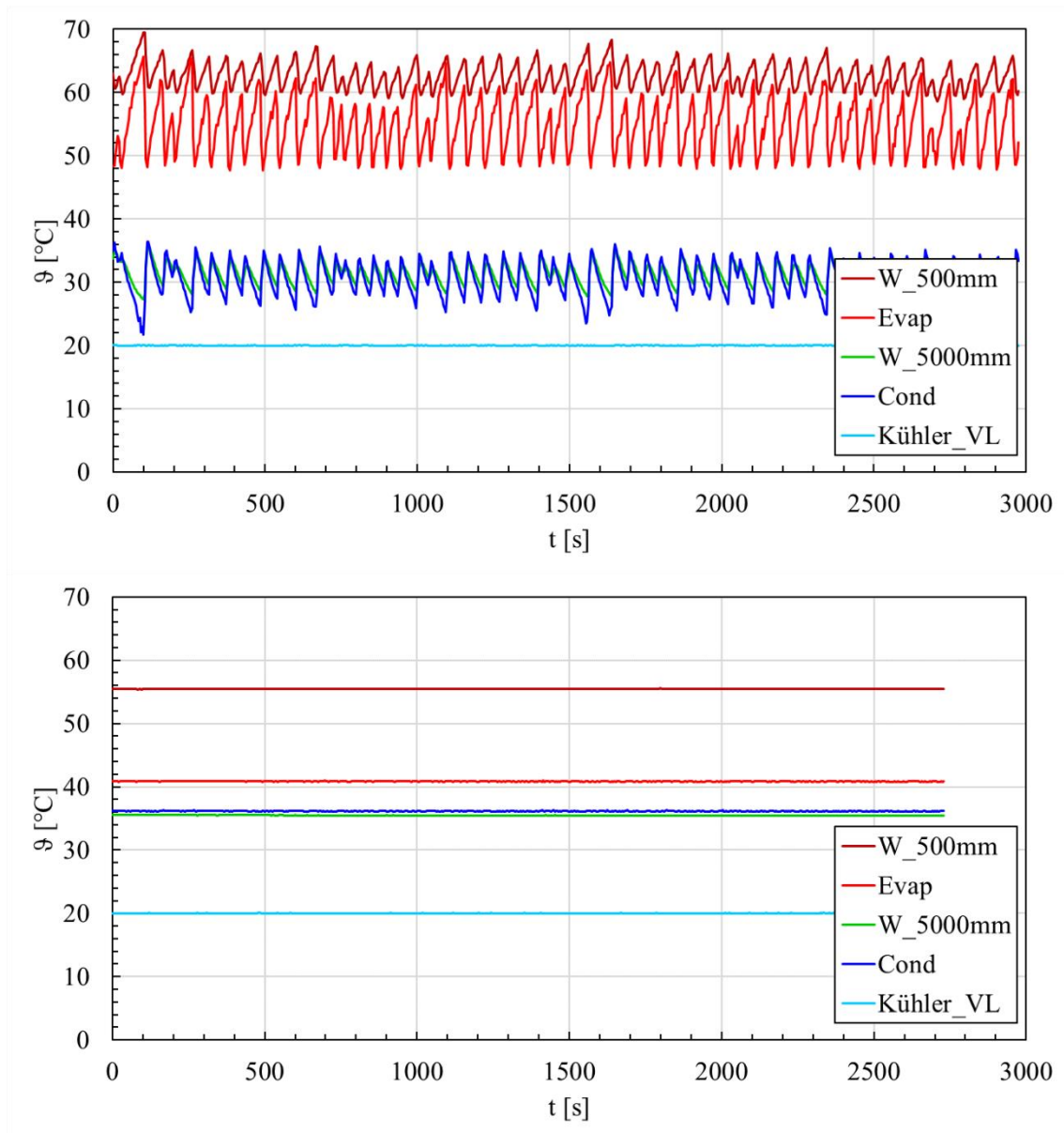


Abbildung 4.28: Thermosiphon-Temperaturen über Messzeit-Ausschnitt von Labormessungen im 1,5"-Thermosiphon ($d_i = 32$ mm) mit 100% Füllgrad Wasser (oben) und Methanol (unten) bei 20 °C Kühler Temperatur und 1000 W Heizleistung

Anhand der Versuche mit Methanol und Wasser im Laborversuchsstand ist neben der axialen Isothermie und der treibenden Temperaturdifferenz, die thermische Stabilität bzw. das stationäre Betriebsverhalten als ein weiteres Kriterium im Rahmen der Auswahl von Wärmeträgerfluiden für Thermosiphons zu beurteilen. Im Betrieb mit Wasser als Wärmeträger stellt sich vor allem für niedrige Heizleistungen ein pulsierender Geysiring-Betrieb ein. Beim Einsatz von Methanol als Wärmeträger sind in keiner Versuchsreihe Siedeverzüge oder Geysiring eingetreten. Die Temperaturdifferenz im Thermosiphon über 10 m zwischen Verdampfer und Kondensator beträgt mit Methanol 4 K, während mit Wasser eine

Temperaturspanne von über 20 K vorliegt. Zudem ist die Außenwandtemperatur in der Verdampferzone (W_500mm) im Mittel etwa 7 K geringer im Vergleich zu Wasser.

Basierend auf diesen Auswahlkriterien – treibende Temperaturdifferenz, Isothermie und stationärer Zweiphasen-Kreislauf – ergibt sich aus den untersuchten Wärmeträgerfluiden Methanol als geeignetes Arbeitsmedium. Aufgrund des hohen Wärmeübertragungspotentials und der stofflichen Unbedenklichkeit von Wasser wurde in den ATHOS-Experimenten jedoch weiterhin Wasser als Arbeitsmedium verwendet.

4.3 Frequenzanalyse und Parameterwechselwirkung

Das Betriebsverhalten der untersuchten Thermosiphons war in den Laborversuchen von Temperaturfluktuationen und pulsierendem Geysir-Sieden geprägt. Die Intensität der Ausschläge reagiert dabei sensibel auf die untersuchten Versuchsparameter. In Abbildung 4.29 ist zur Darstellung der Schwankungen die Standardabweichung der Siedetemperaturen im Verdampfer für die untersuchten Rohrdurchmesser und Füllgrade bei 20 °C Kühlertertemperatur in Abhängigkeit der Wärmestromdichte dargestellt.

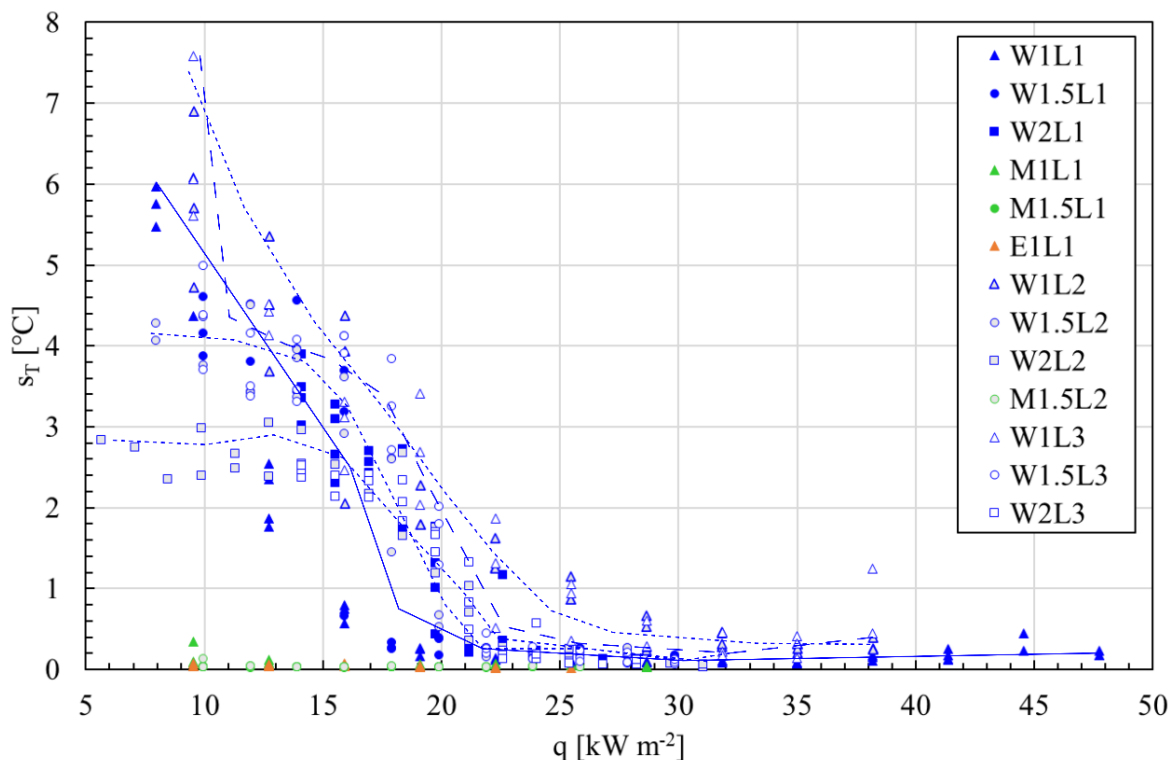
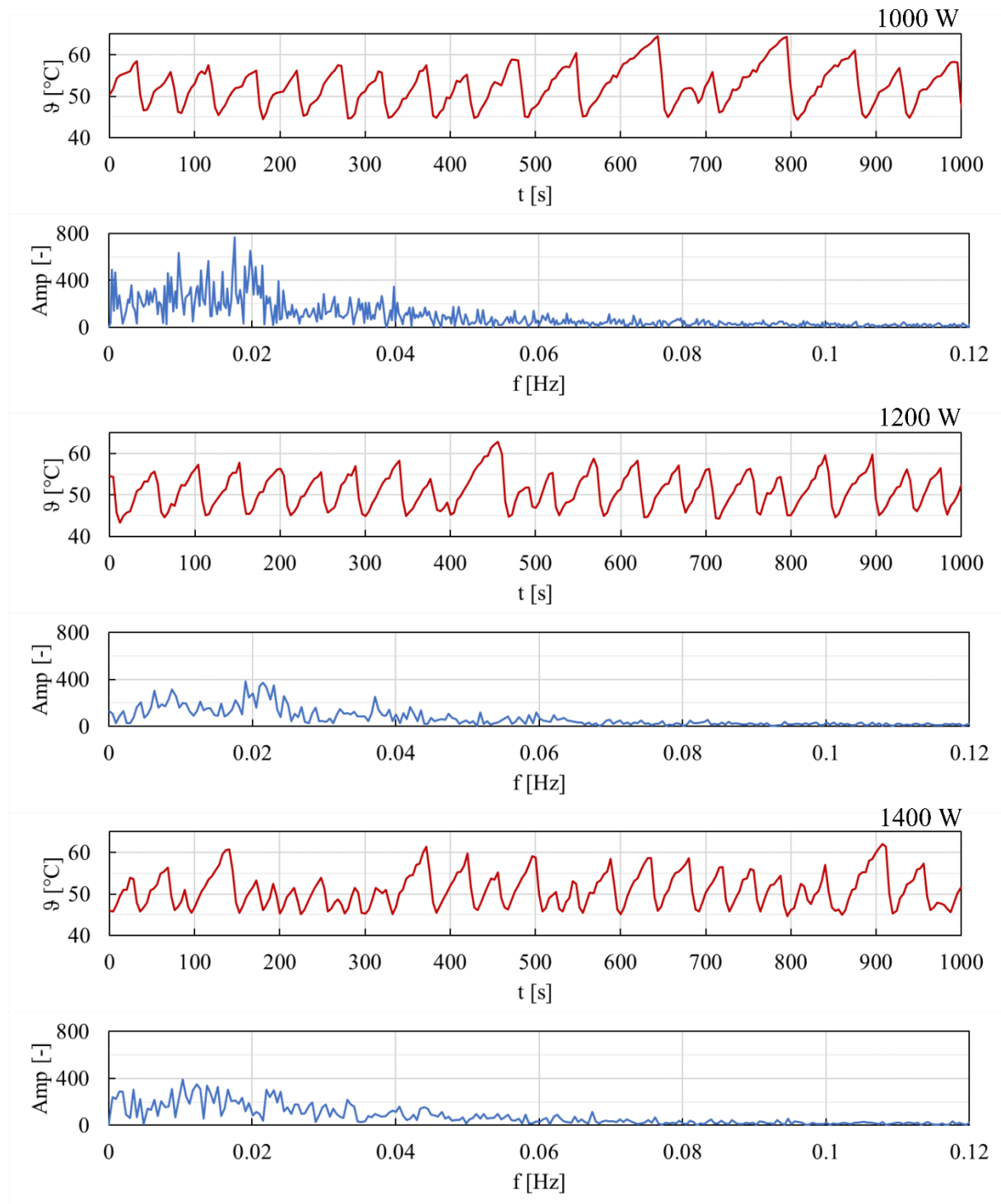


Abbildung 4.29: Temperaturfluktuationen der Siedetemperatur im Verdampfer verschiedener Wärmeträger, Rohrdurchmesser und Füllgrade in Abhängigkeit der Wärmestromdichte

Die Siedeversuche und auch einzelne Labormessreihen haben gezeigt, dass Methanol und Ethanol für das untersuchte Wärmestromdichtespektrum ohne instationären Betrieb oder Siedeverzug kontinuierlich sieden. In Abbildung 4.29 zeigt ausgeprägte Schwankungen der Siedetemperatur für Wasser als Wärmeträgerfluid, wobei sich hinsichtlich der Parameter Rohrdurchmesser oder Füllgrad kein eindeutiger Trend erkennen lässt. Oberhalb einer Wärmestromdichte von 22 kW/m² ist für jegliche Konfiguration ein stationärer Zweiphasen-Betrieb erreicht.

Ergebnisse

Durch eine Frequenzanalyse mittels FFT werden die Messergebnisse auf dominante Frequenzen und deren Verschiebung analysiert. Zur Durchführung der FFT wurde sich dem Fourieranalyse-Tool der Software Microsoft Excel 2016 verwendet. In Abbildung 4.30 zeigt die Frequenzanalyse der Siedetemperaturen des $d_i = 32$ mm Thermosiphon mit einem Füllgrad von 100% Wasser. Mit 1000 W Heizleistung stellt sich ein regelmäßig schwankender Betrieb mit deutlichen Peaks unter 0,02 Hz ein.



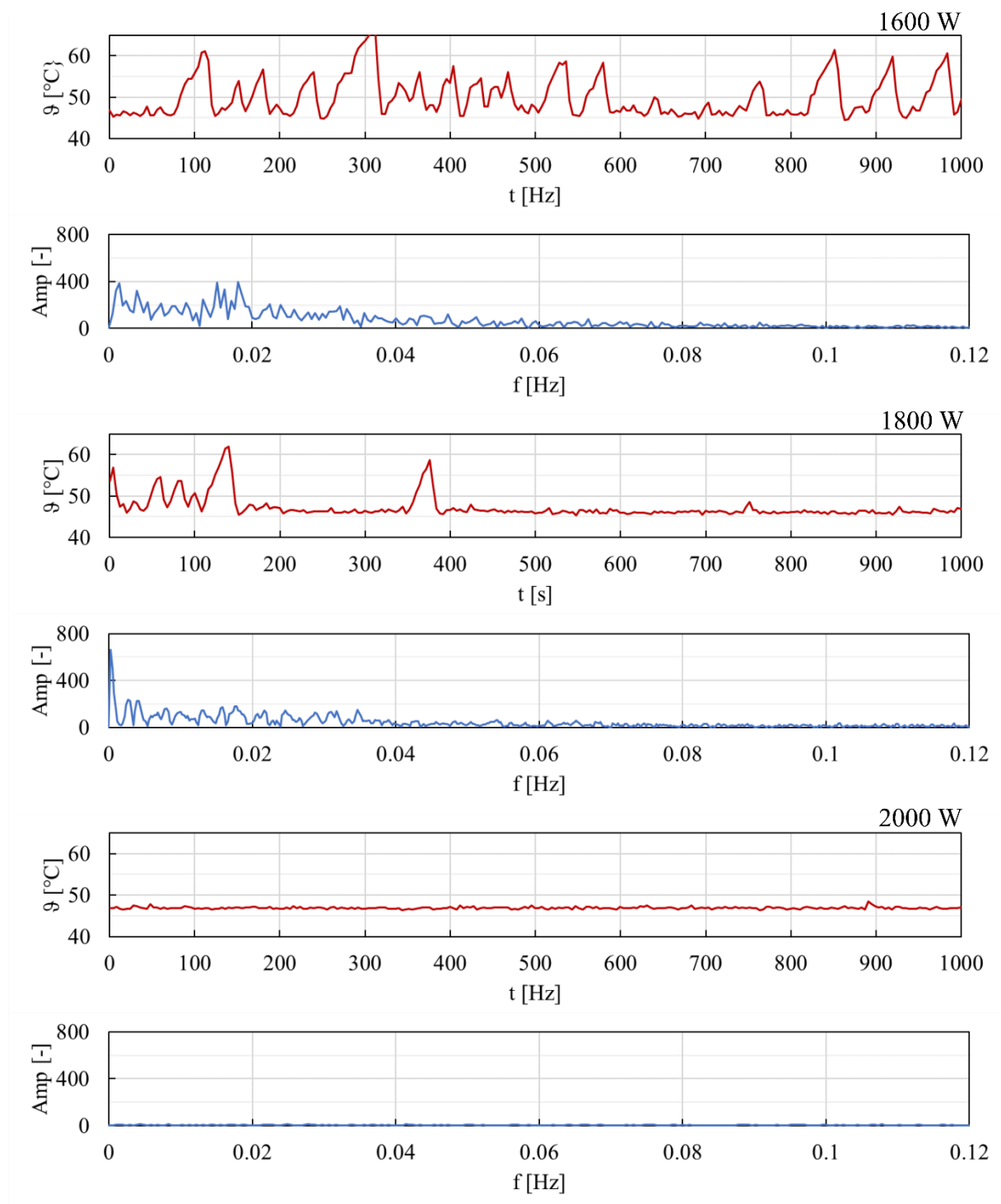


Abbildung 4.30: Zeitabhängige Temperaturmessung und entsprechendes Frequenzspektrum für Experimente im 1,5"-Thermosiphon mit 100% Füllgrad und bei 10 °C Kühlereintrittstemperatur

Mit steigender Heizleistung (1200 W, 1400 W) werden die Fluktuationen ungeordneter und unregelmäßiger, was sich durch zahlreiche Ausschläge bis 0,04 Hz jedoch ohne eindeutig dominante Frequenz äußert. Bei 1800 W Heizleistung kommt es nur noch zu vereinzelt,

aperiodischen Temperaturschwüngen im Thermosiphon und der Betrieb hat sich zunehmend stabilisiert.

Die Abtastrate der Messdatenerfassung im Laborversuchsstand beträgt $T = 4$ s bis 8 s je Durchlauf, demnach ist es nur möglich Frequenzen kleiner $0,25$ Hz zu erfassen. Experimentell wurde eine Erhöhung der Temperaturfluktuationen, also eine Zunahme der Frequenz mit zunehmender Heizleistung beobachtet. Die Versuchsdauer der Experimente und Durchlaufzeit der Datenerfassung erlaubt an dieser Stelle jedoch lediglich eine fundierte Auswertung bis maximal $0,06$ Hz. Fluktuationen über diesen Frequenzbereich hinaus wurden im Betrieb als thermisch stationär eingestuft.

Abbildung 4.31 zeigt Frequenzbereiche für die Wärmestromdichten 10 kW/m², 16 kW/m² und etwa 24 kW/m² in Abhängigkeit des Thermosiphons-Durchmessers. Die Thermosiphon-Rohre der Durchmesser 20 mm, 32 mm und $45,1$ mm sind in den dargestellten Versuchen mit je 70% Füllgrad gefahren worden. Im größten untersuchten Durchmesser („W2“ = $45,1$ mm) treten in allen Wärmestromdichten keine eindeutig dominanten Frequenzen unter $0,06$ Hz auf. Die Amplitude ist für niedrigere Wärmestromdichte (10 kW/m²) bei maximal 200 und nimmt mit steigender Wärmestromdichte ab. Für den mittleren Durchmesser („W1.5“ = 32 mm) sind im niedrigen Wärmestromdichtenbereich bei 10 kW/m² die Amplituden im Bereich um $0,022$ Hz etwas ausgeprägter und verschieben sich mit zunehmender Wärmestromdichte (16 kW/m²) in den Bereich zwischen $0,008$ Hz und $0,015$ Hz. Im Thermosiphon mit dem kleinsten untersuchten Durchmesser $d_i = 20$ mm wurden dominante Frequenzen im Bereich unter $0,02$ Hz bei 10 kW/m² festgestellt, welche mit zunehmender Heizleistung vollständig verschwinden. Dagegen bleiben die Frequenzen größer $0,03$ Hz zunächst stabil und flachen erst mit weiter steigender Heizleistung ab. Insgesamt ist demnach ein größerer Rohrdurchmesser vor allem für einen stationären Betrieb mit Wärmestromdichten unterhalb 16 kW/m² von Vorteil.

Umgekehrt verhält es sich mit dem Füllgrad im Thermosiphon gleichen Durchmessers. Eine Verringerung des Füllgrads scheint einen thermisch stabilen Betriebszustand zu begünstigen, jedoch wird der Siedezustand scheinbar stärker durch Rohrdurchmesser, Wärmestromdichte und Temperaturniveau beeinflusst, als durch den Füllgrad.

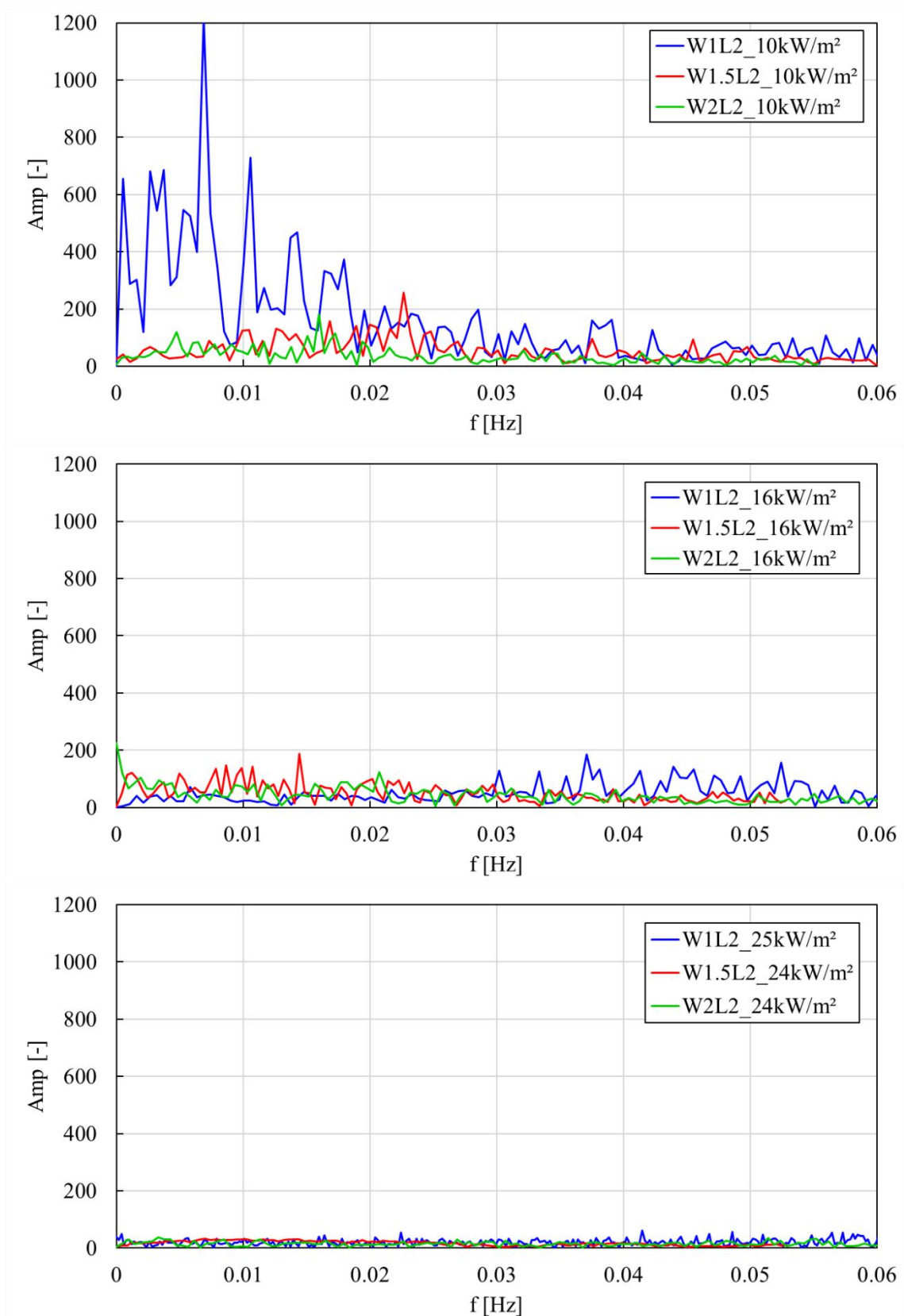


Abbildung 4.31: Frequenzspektrum der pulsierenden Siedetemperatur in unterschiedlichen Rohrdurchmessern bei unterschiedlichen Wärmestromdichten, 20 °C Kühler­temperatur und 70% Füllgrad

4.4 Experimenteller, effektiver Wärmetransportkoeffizienten

Die Effizienz der untersuchten Versuchparameter für einen stabilen Thermosiphonbetrieb kann in Abhängigkeit der Bewertungskriterien verschieden gewichtet werden. In den Auswertung der Experimente und Darstellung der Ergebnisse in Kapitel 4.1, sind die Messdaten anhand der Verdampfertemperaturen und der treibenden Temperaturdifferenzen zwischen Wärmequelle, der Außenwand der Verdampferzone und Wärmesenke, der Kühlereintrittstemperatur dargestellt. Die Beurteilung einer Einsatzzeichnung von Thermosiphons z.B. für die Kühlung von Nasslagerbecken kann nach verschiedenen Kriterien beurteilt werden.

Ein Stabilitätskriterium bzgl. des Zweiphasenkreislaufs im Thermosiphon ist eine Möglichkeit. Auch ein pulsierender Betrieb kann im Fall der Regelmäßigkeit als quasi-stationär bezeichnet werden. Dabei ist zu beachten, wie empfindlich das Einsatzgebiet auf Schwankungen des Temperaturniveaus oder die verwendeten Materialien auf eine pulsierende Dauerlast hinsichtlich Materialermüdung sind. Aus den untersuchten Konfigurationen und Parametern geht ein einfacher Alkohol wie Methanol oder Ethanol als Wärmeträgerfluid mit quasi-stationärer Betriebscharakteristik für alle untersuchten Temperaturniveaus hervor.

Ein weiteres Kriterium ist die Temperatur, zum einen in Form des erforderlichen Betriebs-Temperaturniveau, welches direkten Einfluss auf die Wahl eines entsprechenden Wärmeträgerfluids hat und andererseits in Form der treibenden Temperaturdifferenz zwischen Quelle und Senke, die zu Verfügung steht. Im konservativen Fall eines passiven Betriebskühlsystems im Nasslager muss bei hohen Außentemperaturen und einer Temperaturdifferenz von 5 K die Wärmeabfuhr gewährleistet sein. Die Beckentemperatur darf dabei 45 °C nicht überschreiten.

Ein eindeutiges Bewertungskriterium eines Wärmeübertragers ist der Wärmetransportkoeffizient. Anstelle des Wärmetransportkoeffizienten kann auch der thermische Widerstand betrachtet werden. Ein geschlossenes, Zwei-Phasen Thermosiphon kann vereinfacht als Wärmeleiter mit sehr geringem thermischen Widerstand verstanden werden. Nach Faghri wird ein Wärmerohr oder Thermosiphon aus vielen Einzelwiderständen aus z. B. Phasenübergängen und Dampf-/Flüssigströmungen zu einem thermischen Gesamtwiderstand aufaddiert.

$$Q = \frac{\Delta T}{R_{TS}} \quad (4.2)$$

$$R_{TS} = \frac{\Delta T}{Q_{cal}} = \frac{(\vartheta_{Evap} - \vartheta_{Cond})}{|\rho \dot{V} c_p (T_{VL} - T_{RL})|} \quad (4.3)$$

Aus der kalorimetrisch bestimmten, abgeführten Wärme und der Temperaturdifferenz zwischen Verdampfer und Kondensator im Thermosiphon wurde der thermische Widerstand bestimmt (Gleichung (4.3)). In Abbildung 4.32 sind die aus den Messdaten berechneten thermischen Widerstände über die Wärmestromdichte für ausgewählte Konfigurationen aufgetragen.

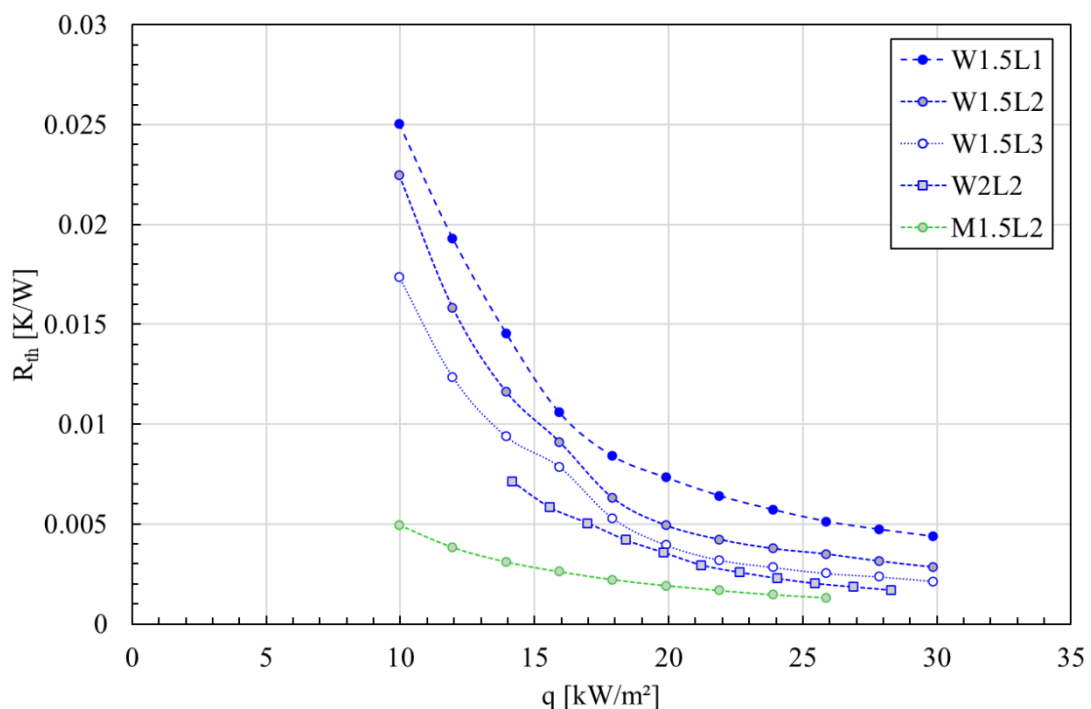


Abbildung 4.32: Thermische Widerstandswerte für ausgewählte Rohrdurchmesser, Füllgrade und Wärmeträger bei 20 °C Kühler­temperatur

Ausgehend von einem Thermosiphon mit Rohrdurchmesser $d_i = 32$ mm mit Wärmeträgerfluid Wasser bei einem Füllgrad von 100% (W1.5L1) bewirkt eine Verringerung des Füllgrad auf 70% (W1.5L2) bzw. 50% (W1.5L3) einen um 15% bzw. 30% geringeren thermischen Widerstand. Bei gleichem Füllgrad erreicht das Thermosiphon mit dem größeren Rohrdurchmesser $d_i = 45,1$ mm (W2L2) einen niedrigeren Wärmewiderstand, also einen höheren Wärmeleitwert. Der geringste thermische Widerstand wurde mit Methanol als Wärmeträgerfluid ermittelt (M1.5L2). Obgleich Wasser durch seine Stoffeigenschaften wie die

höchste Verdampfungsenthalpie Potential als Wärmeträger hat, bietet Methanol Vorteile hinsichtlich Betriebsverhalten, axialer Temperaturkonstanz entlang des Thermosiphons und thermischen Widerstand. Methanol ist jedoch als Gefahrenstoff als giftig, entzündlich und gesundheitsschädlich klassifiziert. Daher wird in den ATHOS Langzeituntersuchungen hinsichtlich der Einsetzeignung von Thermosiphons als passives Kühlsystem in Nasslagerbecken weiterhin deionisiertes Wasser als Arbeitsmedium eingesetzt.

4.5 Experimente ATHOS

In den technischen Richtlinien des Kerntechnischen Ausschusses (KTA) sind unterschiedliche Betriebstemperaturen für Nasslagerbecken festgelegt. Bei einer Wassertemperatur bis maximal 45 °C des Nasslagerbeckens wird von normalem Betrieb gesprochen. Zwischen 45 °C und 60 °C ist von abnormalen Betrieb die Rede. Eine Beckentemperatur von größer gleich 80 °C wird als Störfall eingestuft. Im ATHOS-Versuchsstand wird der Betrieb eines passiven Thermosiphon-Kühlsystems unter diesen thermischen Randbedingungen experimentell untersucht.

4.5.1 Normaler Betrieb bei 45 °C

Die experimentellen Untersuchungen bei einer Wassertanktemperatur von 45 °C entsprechend dem thermisch normalen Betrieb eines Nasslagers. Gleichzeitig sind diese Untersuchungen aufgrund der thermischen Randbedingungen mit dem niedrigen Temperaturniveau und den daraus resultierenden geringsten treibenden Temperaturdifferenzen und in Verbindung mit der sich im ATHOS-Kamin einstellenden Naturkonvektionsströmung der Luft als konservativ bzgl. des Wärmetransports durch das Thermosiphon-Rohrbündel einzustufen.

Abbildung 4.33 zeigt den Ausschnitt einer Messung bei 45 °C Wassertanktemperatur. Die Temperaturverläufe in den einzelnen Messhöhen sind innerhalb des 3x3 Bündels konsistent, daher werden für eine bessere Übersichtlichkeit lediglich die Temperaturmessergebnisse eines Rohrs exemplarisch für das Bündel dargestellt. Die Heizleistung ist in 1-stündigen Intervallen gemittelt. Im dargestellten Messausschnitt beträgt die Heizleistung $1230 \text{ W} \pm 114 \text{ W}$. Abzüglich eines Wärmeverlustes von 234 W von Tank und Wärmedämmung entspricht dies einer Wärmeabfuhr von etwa 111 W pro Rohr. Der Verlauf der Heizleistung zeigt keine eindeutige Abhängigkeit von der Kondensator- oder Lufttemperatur im Kamin, lediglich bei einer

Lufttemperatur über 15 °C ist eine leichte Abnahme in der Heizleistung zu erkennen. Der Messwert, die in Höhe der ersten Kaminmessebene (Turm) als Lufttemperatur erfasst wird, schwankt abhängig vom Wetter und Tag-Nacht-Rhythmus zwischen 7 °C und 19 °C im untersuchten Zeitraum.

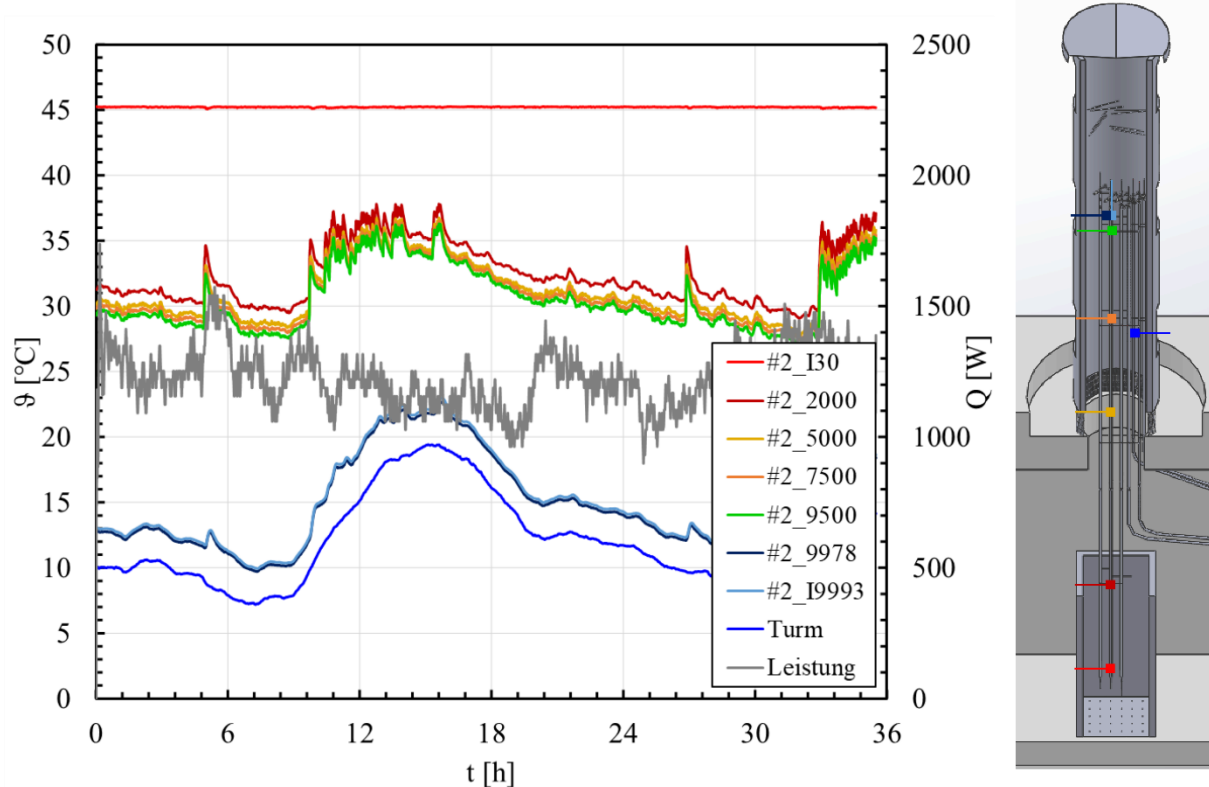


Abbildung 4.33: Temperaturen entlang des TS-Rohrs #2 exemplarisch für das Bündel über eine Messdauer von 36 h bei 45 °C Wassertanktemperatur

Die Messstelle #2_I30 befindet sich innerhalb vom Versuchsrohr im Wassertank. Die dort im unteren Thermosiphon-Verdampfersumpf gemessene Wärmeträgertemperatur ist mit 45 °C identisch mit der Wassertemperatur im Tank. Die Temperatur #2_2000 in Höhe der Tankabdeckung kennzeichnet den Übergang zwischen Verdampferzone und adiabater Zone und ist im Temperaturverlauf stärker von der Lufttemperatur auf der Kondensatorseite beeinflusst und etwa 10 K niedriger als die untere Verdampfertemperatur. Über die Höhen #2_5000, #2_7500 und #2_9500 entlang der Kondensationszone nimmt die Temperatur 1 K ab und schwankt im Verlauf in Abhängigkeit der Lufttemperatur zwischen 30 °C und 35 °C. Die Temperaturmessstellen am und im Kondensatorrohrende (#2_9978 und #2_I9993) sind innen wie außen gleich und im Durchschnitt 3 K unter der gemessenen Lufttemperatur. Die

Messdaten wurden in einem 40 s Takt erfasst und gespeichert. Im Rahmen dieser Abtastrate wurde kein pulsierender Geysiring-Betrieb vergleichbar zu den Laborergebnissen beobachtet. Bei Zunahme der Lufttemperatur über 10 °C und somit unterschreiten einer treibenden Temperaturdifferenz von 35 K schwanken die Temperaturen entlang des Rohres in Abbildung 4.33 minimal.

Die stündlichen Mittelwerte der Heizleistung der Langzeitversuche bei 45 °C Wassertanktemperatur sind in Abbildung 4.34 über die korrespondierende Lufttemperatur dargestellt. Im Untersuchungszeitraum konnten Lufttemperaturen zwischen 3 °C und 24 °C untersucht werden. Die Heizleistung der Wassertanks streut grob zwischen 800 W und 1600 W.

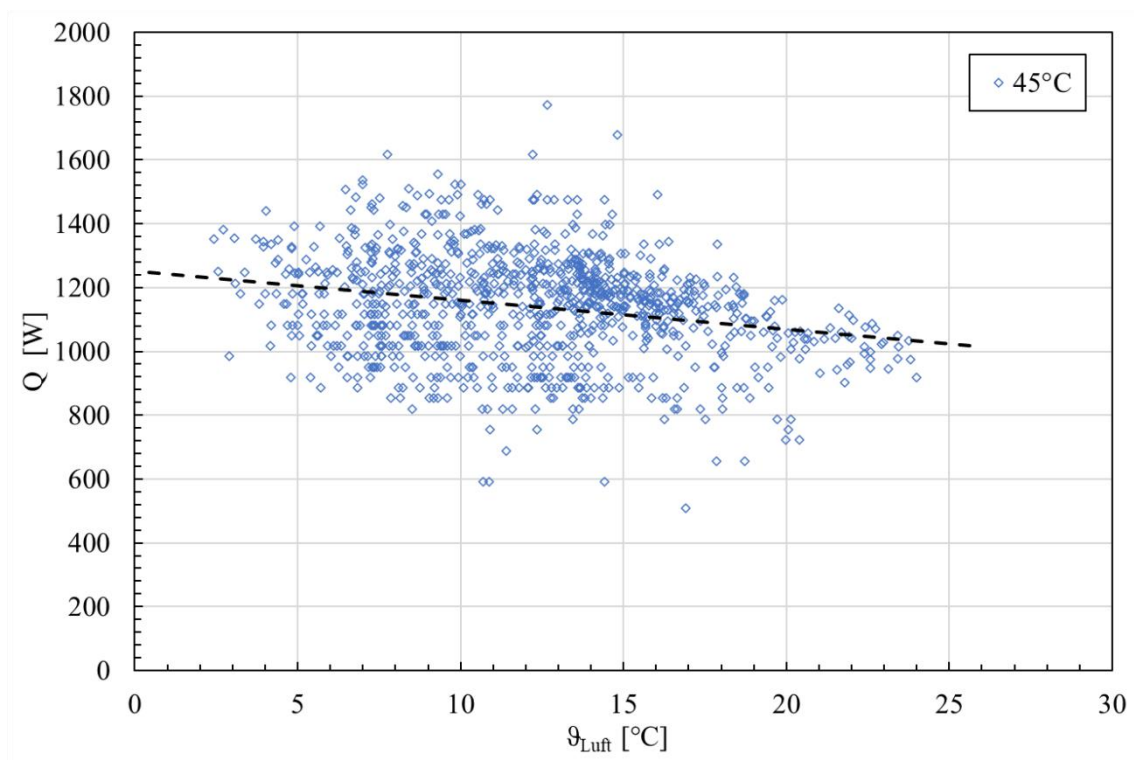


Abbildung 4.34: 1-h-gemittelte Heizleistung bei konstant 45 °C Wassertanktemperatur in Abhängigkeit der Lufttemperatur im unteren Kaminbereich

Aus einer linearen Interpolation der 1-stündlich-gemittelten Messdaten von Heizleistung und Lufttemperatur im Kamin in Abbildung 4.34 ergibt sich ein Anstieg der Heizleistung um 90 W bei Abnahme der Lufttemperatur um 10 K im Bereich der untersuchten Lufttemperaturen. Der grundsätzliche, qualitative Betrieb des Thermosiphon-Rohrbündels ist durch die gemessenen Temperaturen entlang der Kondensationszone verifiziert, jedoch ist die erreichte, quantitative Wärmeübertragungsleistung für den untersuchten Aufbau technisch nicht relevant.

4.5.2 Abnormaler Betrieb bei 60 °C

Im Fall von abnormalem Betrieb eines Nasslagers kann die Beckentemperatur bis 60 °C erreichen. In Abbildung 4.35 ist ein ATHOS-Versuch bei einer konstanten Wassertemperatur von 60 °C dargestellt. Aufgetragen sind exemplarisch die Temperaturen entlang eines Rohres aus dem Thermosiphon-Rohrbündel und die einstündlich gemittelte Heizleistung über die Versuchsdauer. Die Lufttemperatur in der unteren Kaminebene (Turm) schwankt abhängig von Tag-Nacht-Rhythmus zwischen 10 °C und 20 °C. Im TS-Verdampfersumpf (#2_I30) ist die Temperatur ebenfalls gleich der Wassertemperatur im Tank von 60 °C. Mit etwa 53 °C tritt der Dampf am oberen Tankende in die adiabate Zone ein (#2_2000). Entlang der Kondensationszone sinkt die Wandtemperatur etwas unter 50 °C (#2_9500) und nähert sich am Kondensatorende (#2_9978) mit gemittelt 31 °C der Lufttemperatur stärker an. Zudem folgen die Temperaturschwankungen der Messstellen am Kondensatorende dem atmosphärischen Temperaturverlauf. Die Rohrtemperaturen in der adiabaten Zone und entlang der Kondensatorzone unterscheiden sich im Gegensatz zur Untersuchung bei 45 °C Wassertanktemperatur nur um 10 K von der Temperatur im Verdampfer und passen sich nur geringfügig dem Temperaturverlauf der Luft an.

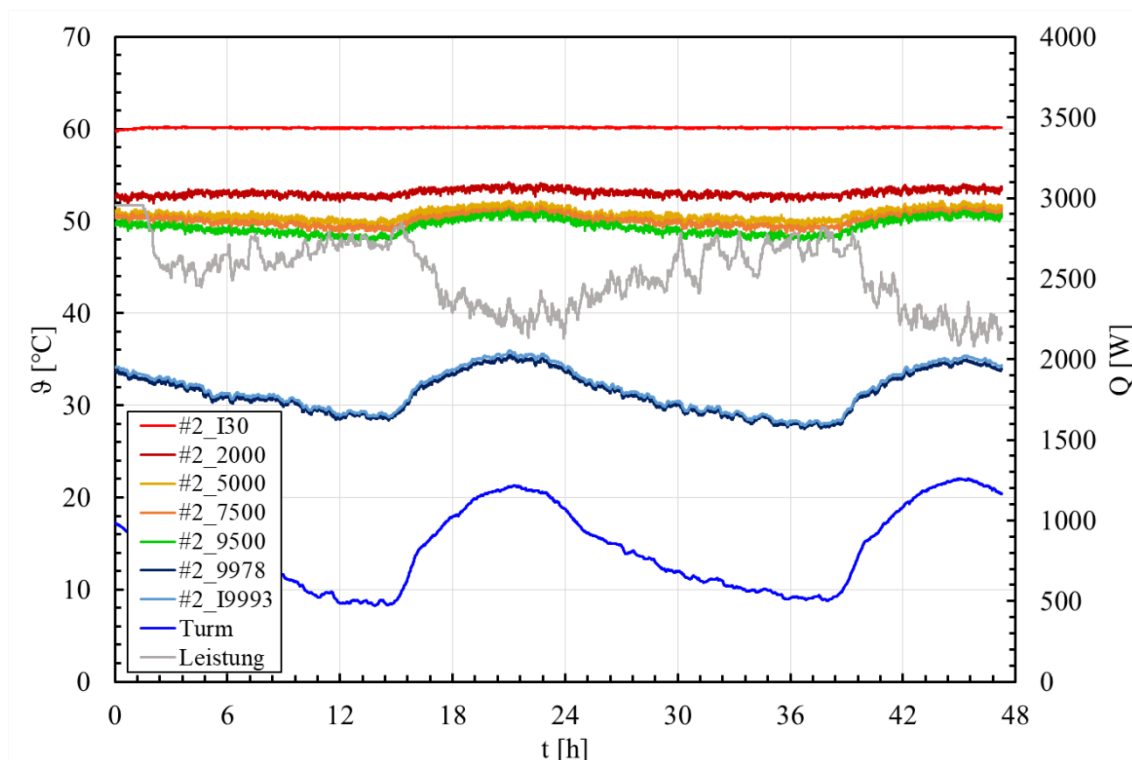


Abbildung 4.35: Temperaturen entlang eines TS-Rohrs exemplarisch für das Bündel und 1-std-Mittel der Heizleistung über die Dauer bei 60 °C Tanktemperatur

Die mittlere Heizleistung ist 2531 W und schwankt abhängig von der Außentemperatur zwischen 2081 W Minimum am Tag und 2953 W Maximum in der Nacht. Der Wärmeverlust der Versuchsanordnung wird rechnerisch auf 397 W abgeschätzt. Demnach wird ein mittlerer Wärmestrom von 2134 W abgeführt. Dies entspricht einem durchschnittlichen Wärmestrom von 237 W pro TS-Rohr. Mit einer wärmeübertragenden Fläche von 4,52 m² des Rohrbündels und einer mittleren Wandtemperatur 50 °C entspricht dies einem Wärmeübergangskoeffizient von etwa 13,5 W/(m²K) an die Luft. Unter Berücksichtigung des einfachen Kaminaufbaus ohne strömungstechnische Optimierungen ist dieser Wert plausibel. Die Zu- und Abnahme der Heizleistung aufgrund der tageszeitlichen Lufttemperaturschwankungen im Kamin zeigt eindeutig die Funktionstüchtigkeit des Thermosiphon-Rohrbündels.

Die einstündigen Heizleistungsmittelwerte in Abhängigkeit der entsprechenden gemessenen Lufttemperaturen ist in Abbildung 4.36 dargestellt. Es konnte ein atmosphärischer Bereich zwischen 5 °C und 35 °C untersucht werden. Im Vergleich zu 45 °C Wassertanktemperatur ist die Streuung der Messdaten kompakter. Die meisten Daten konnten oberhalb einer Lufttemperatur von 15 °C erhoben werden, darunter nimmt die Streuung der Messergebnisse

stark zu. Eine lineare Interpolation der Daten besagt eine Leistungszunahme von 400 W bei einer Temperaturabnahme von 10 K.

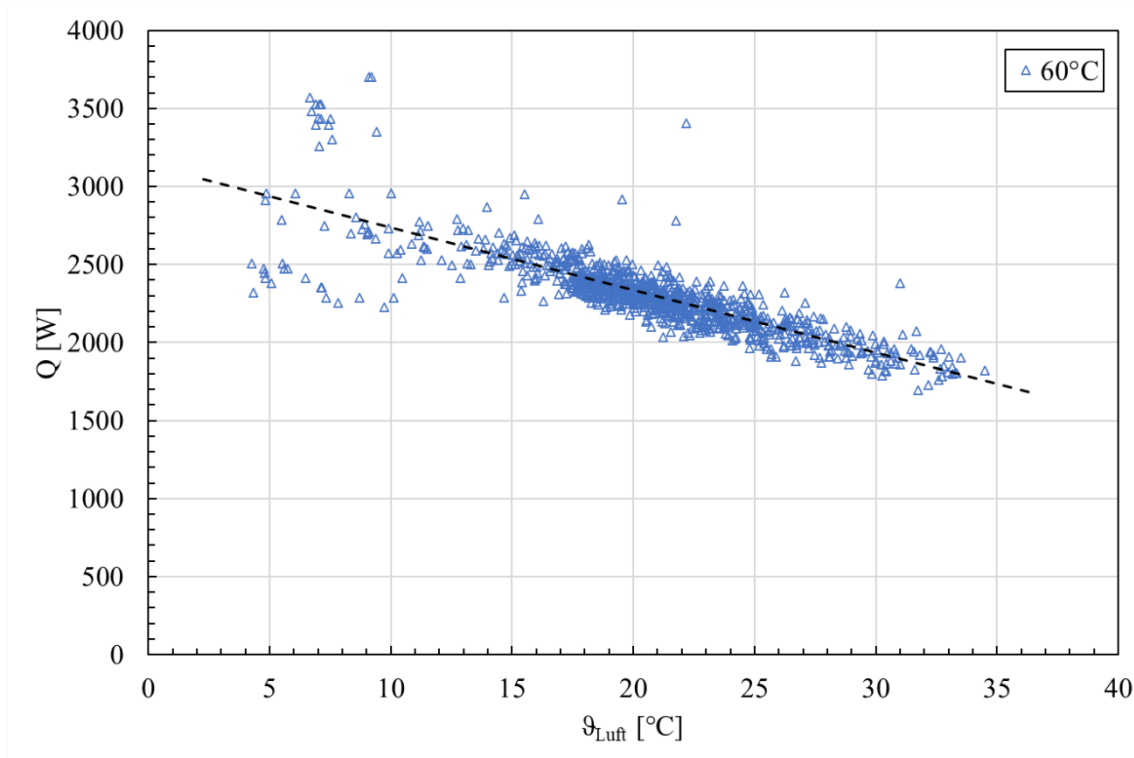


Abbildung 4.36: 1-h-gemittelte Heizleistung bei konstant 60 °C Wassertanktemperatur in Abhängigkeit der Lufttemperatur im unteren Kaminbereich

4.5.3 Störfallbetrieb bei 80 °C

Im Störfall muss eine Temperatur von 80 °C in Nasslagerbecken eingehalten werden. Eine entsprechende Messung bei 80 °C Betriebstemperatur im ATHOS-Versuchsstand ist in Abbildung 4.37 dargestellt. Die TS-Temperatur im Verdampfer (#2_i30) beträgt 79 °C im Sumpf bzw. 73 °C an der TS-Außenwand am oberen Tankaustritt (#2_2000). Im unteren Ende der Kondensationszone (#2_5000) ist die Temperatur 69 °C und nimmt auf 4,5 m Rohrlänge um 6 K ab (#2_9500). Für alle untersuchten Wassertanktemperaturen ist die Temperaturdifferenz zwischen Wassertankaustritt (#2_2000) und unterste Kaminebene (#2_5000) größer als entlang der Kondensationszone, ausgenommen ist hierbei das äußerste Rohrende (#2_9978, #2_i9993). Das Wärmeträgerfluid kondensiert demnach überwiegend direkt am Kondensatoreintritt aus. Die Temperaturdifferenz nimmt mit steigender Höhe entlang der Kondensationszone ab. Mit steigender Betriebstemperatur sind die Temperaturschwankungen des Thermosiphon gegenüber der Umgebungsluft im Kamin schwächer ausgeprägt. Die Temperaturdifferenz

zwischen Kondensatorende (#2_9978) und Luft (Turm) nimmt im Vergleich zu den Messungen bei 45 °C und 60 °C Wassertanktemperatur weiter zu. Zudem ist auch am Kondensatorende eine Temperaturdifferenz zwischen der Rohinnenseite (#2_i9993) und Rohraußenwand (#2_9978) zu erkennen. Die Lufttemperatur (Turm) schwankt während der Versuchsdauer zwischen 13 °C und 25 °C.

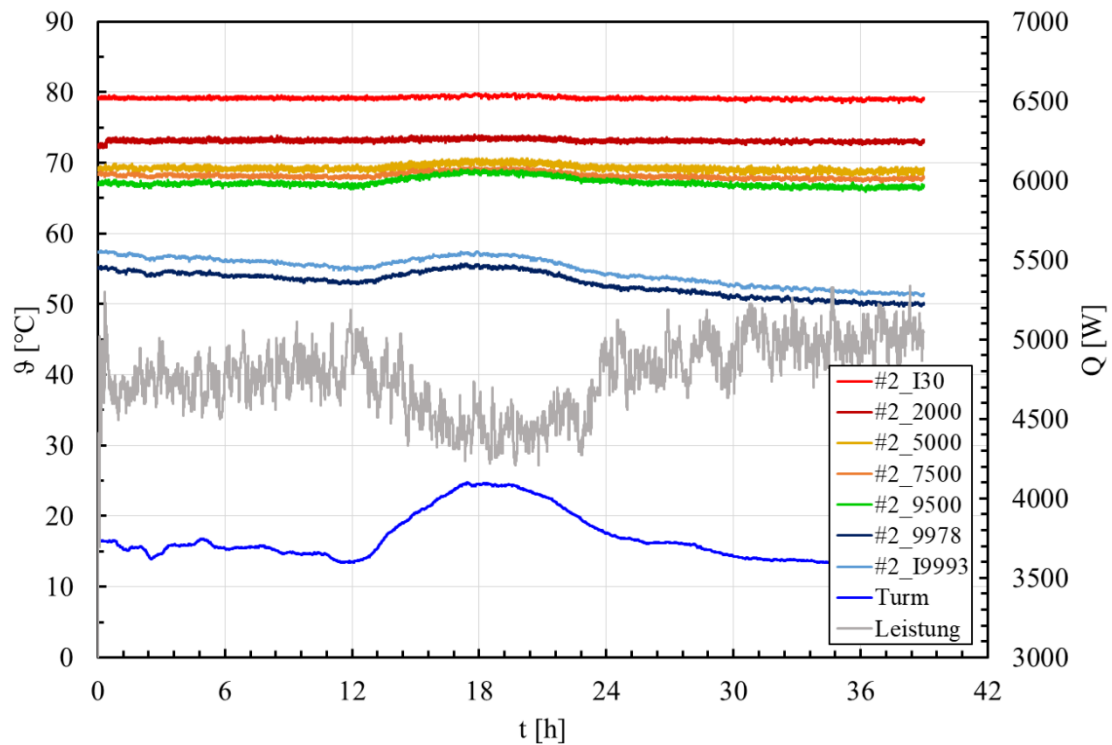


Abbildung 4.37: Temperaturen entlang eines TS-Rohrs exemplarisch für das Bündel und 1-std-Mittel der Heizleistung über die Dauer bei 80 °C Tanktemperatur

Die mittlere Heizleistung schwankt zwischen 4208 W und 5337 W und ist im Durchschnitt 4775 W über den Untersuchungszeitraum. Abzüglich 610 W Wärmeverlust an die Umgebung wurden 4165 W, d.h. etwa 463 W je TS-Rohr, abgeführt. Dies entspricht ein Wärmeübergangskoeffizient von 18 W/(m²K) an die Luft. Die Abhängigkeit der mittleren Heizleistung von der Lufttemperatur, gemessen in der unteren Kaminebene (Turm), zeigt sich deutlich in der Abnahme der Leistung bei steigenden Lufttemperatur und umgekehrt. Eine Übersicht des abgeführten Wärmestroms für die jeweilige Betriebstemperatur ist in Tabelle 4-8 aufgeführt.

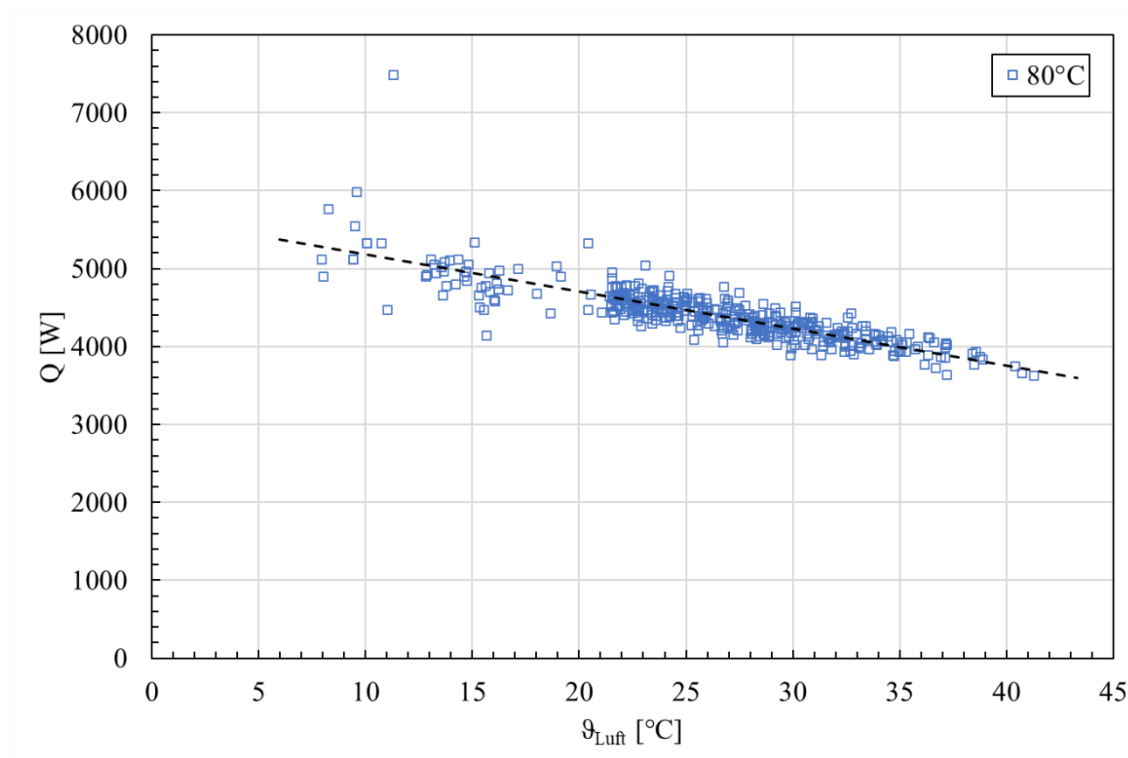


Abbildung 4.38: 1-h-gemittelte Heizleistung bei konstant 80 °C Wassertanktemperatur in Abhängigkeit von der Lufttemperatur im unteren Kaminbereich

Die Mehrheit der Messdaten für 80 °C Wassertanktemperatur wurden für Lufttemperaturen über 20 °C erfasst. Die Heizleistungsstreuung scheint mit Zunahme der Betriebstemperatur im Thermosiphon geringer zu werden. Die lineare Interpolation der Versuchsergebnisse ergibt einen Anstieg der Wärmeabfuhr um 475 W bei 10 K Temperatursenkung. Die Lufttemperatur wurde in der unteren Ebene im Kamin gemessen, daher ist davon auszugehen, dass die Messwerte gegenüber der Außentemperatur der Luft leicht erhöht sind. Anhand des Temperaturbereichs bis 42 °C in Abbildung 4.38 wird deutlich, dass an der Messstelle für der Lufttemperatur im unteren Kaminbereich bereits ein Einfluss durch die Temperatur des Thermosiphon-Rohrbündels vorliegt.

Tabelle 4-8: Übersicht durchschnittlich abgeführter Leistung für die Betriebstemperaturen 45 °C, 60 °C und 80 °C mit vorherrschende Lufttemperatur während der Untersuchung

	45 °C [W]	60 °C [W]	80 °C [W]
Wärmeabfuhr (gesamt)	996 (12°C)	2134 (14°C)	4165 (17°C)
pro TS-Rohr	111	237	463

Die beheizte Wasservorlage im Tank wurde ausschließlich durch die auftretende natürliche Konvektion umgewälzt. Um die Temperaturverteilung im Wasservolumen zu erfassen, wurden in Tank 1 die Wassertemperaturen in 4 verschiedenen Messhöhen im Tankwandbereich T1_0a, T1_250a, T1_800a und T1_2000a sowie in der Tankmitte T1_800i und T1_2000i gemessen. In Abbildung 4.39 sind exemplarisch für 80 °C Betriebstemperatur die Wassertanktemperaturen über die Versuchsdauer dargestellt. Die Temperaturschwankungen über den Messbetrieb betragen ± 1 K mit einer Messunsicherheit von $\pm 0,3$ K. Eine radiale oder axiale Temperaturverteilung im Wassertank konnte nicht festgestellt werden, daher ist zur Verdeutlichung die Temperatur-Skalierung in Abbildung 4.39 mit 0,5 K gewählt. Für alle untersuchten Betriebstemperaturen 45 °C, 60 °C und 80 °C sind und in allen gemessenen Tankhöhen konnten keine Temperaturschichtungen beobachtet werden. Demnach liegt eine thermisch angetriebene konvektive Strömung im Wassertank vor.

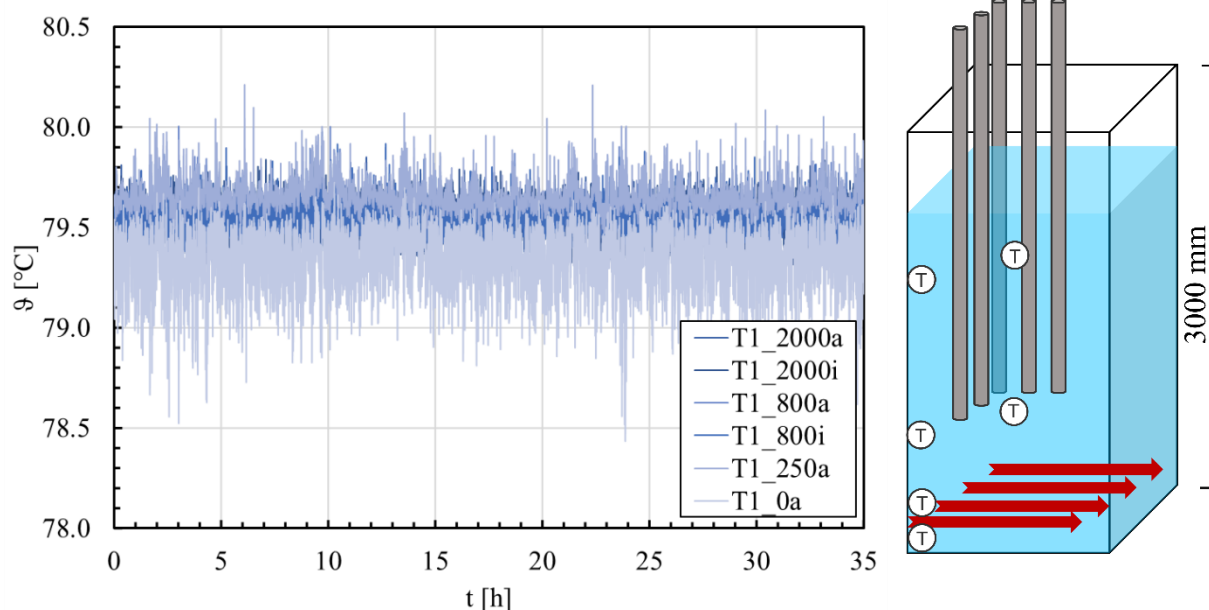


Abbildung 4.39: Temperaturverteilung im Wassertank bei 80 °C Randbedingung über Versuchsdauer (links) und schematische Grafik des Wassertanks mit Position der Temperaturmessstellen (rechts)

Der luftseitige Wärmeübergangskoeffizient limitiert im ATHOS-Versuchsaufbau die Wärmeübertragungsleistung des Thermosiphon-Rohrbündels. In der untersuchten Aufbaukonfiguration beeinflusst demnach die verhältnismäßig geringe Wärmeabfuhr auf der Kondensationsseite die TS-Innentemperaturen. Das hat zur Folge, dass die Betriebstemperatur im Thermosiphon stärker mit der Temperatur der Wärmequelle, hier der Wassertanktemperatur,

ansteigt. Gleichzeitig erhöht sich dadurch die Temperaturdifferenz auf der Kondensationsseite und somit auch die abgeführte Wärmeleistung. Eine Erhöhung des luftseitigen Wärmeübergangskoeffizienten bewirkt eine Absenkung der inneren TS-Temperaturen, die wiederum den Wärmeeintrag in die TS-Verdampferzone aufgrund des zunehmenden Temperaturgefälles zwischen Wassertank und Thermosiphon vergrößert. Bei einer hohen Wärmeabfuhr mit Wärmeübergangskoeffizienten in der gleichen Größenordnung auf TS-Verdampfer- und TS-Kondensatorseite ist die thermische Rückkopplung mit stärker ausgeprägter konvektiver Strömung und höheren Temperaturgradienten im Wassertank zu rechnen, die den dortigen Wärmeübertragung begünstigen. Ausgehend von einer konstanten Heizleistung stellt sich die Wassertemperatur im Tank abhängig von der Wärmeabfuhrleistung des TS-Bündels ein.

Die grundsätzliche Funktionalität eines passiven Thermosiphon-Wärmeabfuhrsystems für Nasslagerbecken kann aus dem ATHOS-Versuchsergebnissen abgeleitet werden, da im konservativen Untersuchungsbetrieb mit einem Wassertank-Temperaturniveau von 45 °C und rein natürlicher Konvektion ohne Strömungsoptimierung, sowohl wassertank- als auch luftseitig, der Betrieb des langen Thermosiphon-Rohrbündels gemessen werden konnte. Für eine kerntechnische Anwendung ist durch eine Verbesserung des luftseitigen Wärmetransports eine signifikante Steigerung der Wärmeabfuhr an die ultimative Wärmesenke in Form der Umgebungsluft zu erwarten.

4.5.4 Zwei-Tank-Betrieb

In der zweiten Ausbaustufe des ATHOS-Versuchsstands wurde ein zweiter Wassertank mit einem weiteren Thermosiphon-Rohrbündel bestückt und parallel betrieben. Das zweite Rohrbündel bestand aus vier Thermosiphons, von denen jeweils 2 mit unterschiedlichen Krümmungen und Neigungswinkeln installiert wurden. Die entsprechende technische Zeichnung ist im Anhang beigefügt. Die Versuchsrohre aus beiden Wassertanks kommen im Kamin zu einem Rohrbündel zusammen.



Abbildung 4.40: Foto vom ATHOS-Versuchsstand mit den zwei Wassertanks und Rohrbündeln

Im Vergleich zu den ersten, senkrechten Rohren, sind die Thermosiphons oberhalb vom Tank gekrümmt und haben eine geneigte adiabate Zone. Das untersuchte Rohrbündel ist in jeweils zwei Rohre mit unterschiedlichen Winkeln aufgeteilt. Zum einen, mit minimaler Operationsneigung von 7° gegen die Horizontale, bei dem das Kondensat gerade noch in den Verdampfer zurückfließt und andererseits, die in dieser Tankposition maximale Neigung von 27° . Aufgrund der geneigten adiabaten Zone sind die Rohre des zweiten Wassertanks mit 13-14 m insgesamt länger als die Rohre des geraden Bündels. In Abbildung 4.41 werden die Temperaturen der verschieden gekrümmten Rohre in den unterschiedlichen Höhen miteinander verglichen. Die Position der Messstellen beziehen sich dabei auf die Höhenkoordinate am senkrechten Rohr.

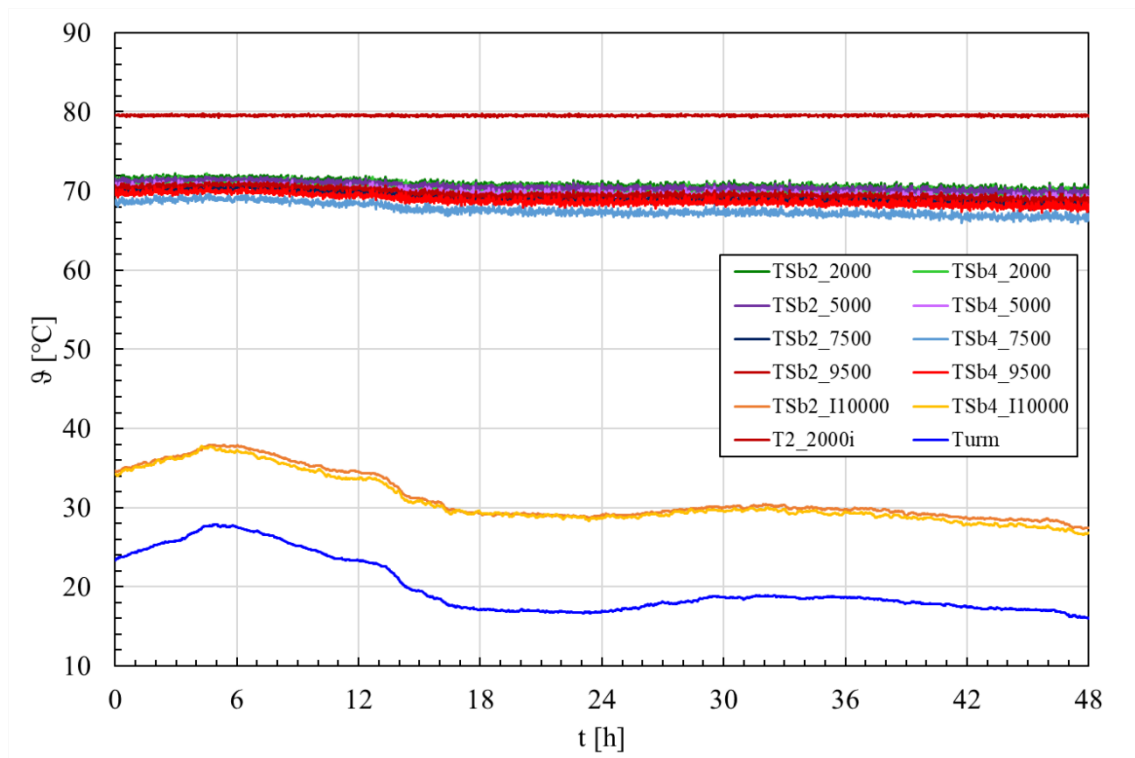


Abbildung 4.41: Temperaturen unterschiedlich geneigter Thermosiphons in unterschiedlichen Höhen bei 80 °C Wassertanktemperatur

Der dargestellte Versuch wurde bei 80 °C Wassertanktemperatur durchgeführt und zeigt einen Messausschnitt von 48 h Dauer. Das Versuchsrohr TSb2 ist um 27° steil geneigt und das Versuchsrohr TSb4 mit 7° relativ flach. Die beiden Rohre sind im Turm dem Bündel abgewandt, da allerdings in dem untersuchten Aufbau keine gegenseitige Beeinflussung der Rohre durch Bündeleffekte zu beobachten ist, sind die Temperaturen stellvertretend für die jeweils gleichgekrümmten Rohre. Die Temperatur im Wassertank in Höhe der Rohre ist mit T2_2000i aufgetragen und ist konstant knapp 80 °C. Die Temperaturen in den jeweiligen Höhen sind in den unterschiedlichen Rohren sehr nah beieinander. Das Thermosiphon mit der flachen adiabaten Zone (TSb4) ist entlang der Kondensationszone stets 1K kühler. Genau wie den geraden Rohren (vgl. Abbildung 4.37) sind die Temperaturen am Tankaustritt etwa 10 K unter der eingestellten Wassertanktemperatur und sinken entlang der Kondensationszone weniger als 5 K. Die Kondensationstemperaturen im oberen Rohrenden richten sich an Tagesrhythmus der Umgebungsluft aus und sind im Durchschnitt 10 K wärmer als diese.

Die beiden Wassertanks sind im parallelen Betrieb geschaltet und wurden beiden bei gleichen Wassertanktemperaturen gefahren. Aufgrund der Vergrößerung der wärmeübertragenden Fläche an die Umgebungsluft, durch die gestiegene Anzahl an Rohren im Kaminschacht, wird

ein Anstieg der abgeführten Wärme untersucht. Anhand einer Langzeitmessung bei 60 °C Wassertanktemperatur werden die beiden Thermosiphon-Rohrbündel mit unterschiedlicher Rohranzahl und Geometrie verglichen. In Abbildung 4.42 sind die gemessenen Temperaturen in den Höhen 2000 mm, 7500 mm und im Kondensator-Rohrende. Die Lufttemperatur, die im Turm gemessen wurde, schwankt im Tag-Nacht-Rhythmus zwischen 24 °C und 34 °C.

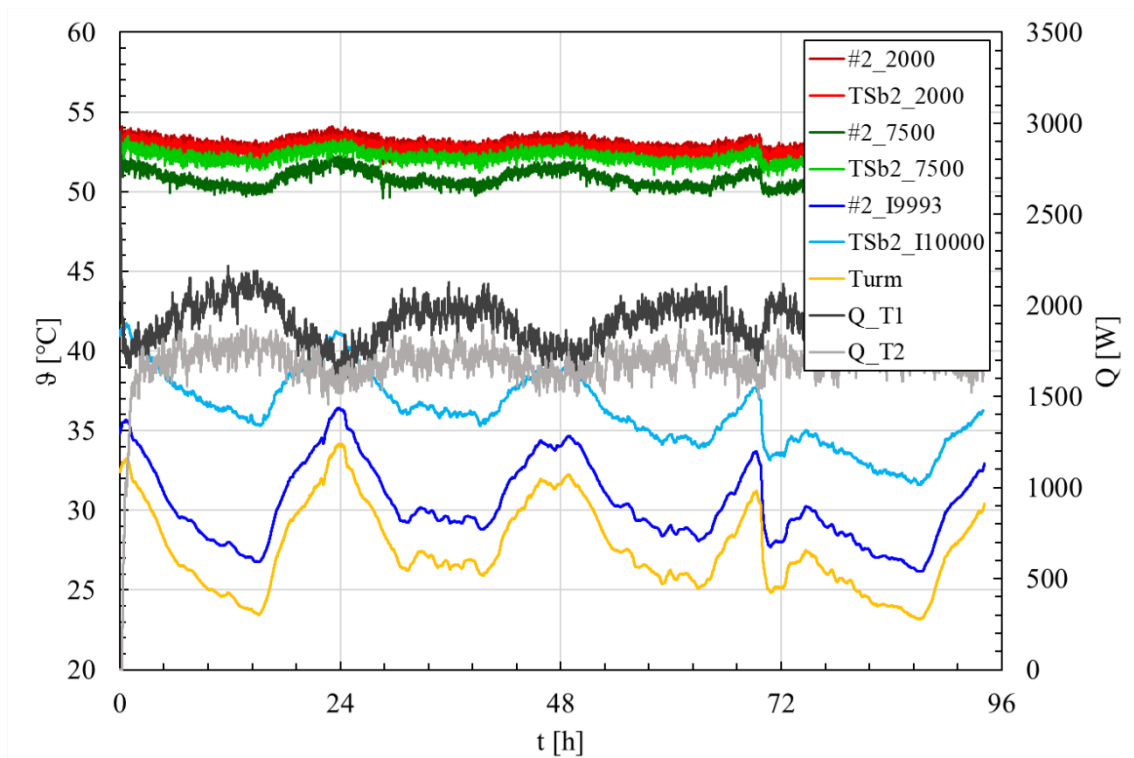


Abbildung 4.42: Temperaturen entlang je eines TS-Rohrs exemplarisch für die Bündel in je einem Wassertank und 1-std-Mittel der Heizleistung über die Dauer bei 60 °C Wassertanktemperaturen

Die Temperaturen im Tankaustritt (2000) sind für beide Rohre durchschnittlich 53 °C und damit 7K unter der Heiztemperatur. In der Kondensationszone bildet sich eine Differenz zwischen den unterschiedlichen Rohrkonfigurationen aus, die mit zunehmender Höhe größer wird. Die Kondensationstemperaturen in beiden Anordnungen richten sich in Verlauf und Temperaturniveau nach der Umgebungsluft aus. Im geraden Rohr liegt die Kondensationstemperatur 2 K über der Lufttemperatur und 5 K unter der des geneigten Rohrs. Tank 1 wurde mit durchschnittlich 1930 W beheizt, dies entspricht bei gleichmäßiger Verteilung einer Abfuhr von 214 W pro Thermosiphon bei einer mittleren Umgebungstemperatur von 27 °C. Bei der Untersuchung des 3x3 Rohrbündels im 1-Tank-Betrieb konnte bei 60 °C Wassertanktemperatur und einer mittleren Umgebungstemperatur von 14 °C eine

Heizleistung von 2134 W abgeführt werden. Eine lineare Regression ergab eine Abnahme der Leistung um 400 W je 10 °C Temperaturzunahme der Luft (vgl. Abbildung 4.36). Dieser Interpolation folgend ergibt dies eine Heizleistung von 1614 W. Abzüglich der Wärmeverluste an die Umgebung wurde der Wassertank mit 1680 W beheizt und somit etwa 60 W mehr als erwartet. Diese Erhöhung ist wahrscheinlich auf die gestiegene Anzahl an Rohren und daher vergrößerte wärmeübertragende Fläche im Kamin zurückzuführen.

Wassertank 2 wurde mit durchschnittlich 1697 W beheizt. Die Differenz der Heizleistung zwischen den Wassertanks ist zum Teil auf die unterschiedliche Beladung mit einmal 9 und einmal 4 Thermosiphons zurückzuführen. Tank 2 ist mit 4 Rohren bestückt, abzüglich der Verluste entspricht dies einer Wärmeabfuhr von etwa 338 W pro Rohr. Obwohl in den vorangegangenen Laborexperimenten kein Unterschied in der abgeführten Wärme für unterschiedlich gekrümmte oder angeordnete Rohre beobachtet wurde, zeigt sich in diesen Ergebnissen eine Differenz von 150 W pro Rohr zwischen geradem und geneigtem Rohr. Die zuvor erwähnte zunehmende Temperaturdifferenz in der Kondensatorzone ist ein Anzeichen für eine effizientere Wärmeübertragung im geneigten Rohr.

4.5.5 Atmosphärische Wärmesenke

Die Umgebungsluft dient im ATHOS-Versuchsstand als Wärmesenke an die, die durch die Thermosiphons transportierte Wärme abgeführt wird. Der Kaminaufbau schützt dabei die Thermosiphon-Rohre und bietet einen Kanal für die Luftströmung. In den Untersuchungen wurde zunächst auf Optimierungen der Luftseite durch Strömungsrichter oder zusätzliche Ventilation verzichtet, um erste Basismessdaten eines Grundaufbaus zu erhalten. Da erwartungsgemäß der Wärmetransport an die Luft der limitierende Faktor in der Untersuchung eines Kühlsystems mit atmosphärischer Wärmesenke ist, wurden die Lüftungsgitter im unteren Turmaufbau zusätzlich mit Ventilatoren bestückt. In Abbildung 4.43 ist ein Foto von der ersten Arbeitsebene aus in den Kamin hinein mit Blick auf den Lufteinlass mit Ventilatoren zu sehen.



Abbildung 4.43: Foto im unteren Ende des Kaminaufbaus mit 3x3 Thermosiphon-Rohrbündel und Lufteinlass durch Lüftungsgitter und Ventilatoren

Mit der Strömungsgeschwindigkeit und der Temperaturänderung der Luft, sowie der spezifischen Wärmekapazität und der Dichte der Luft kann die durch die Umgebungsluft aufgenommene Wärme theoretisch berechnet werden. Die Differenz der im Turm gemessenen Lufttemperaturen in der unteren Ebene und am oberen Kaminende ist bei natürlicher Konvektion kleiner 1 K und somit im Bereich der Messunsicherheit. Eine belastbare, quantitative Auswertung der abgeführten Wärme ist in dieser Konstellation demnach nicht möglich.

Im Zuge der Langzeituntersuchungen im ATHOS Versuchsstand wurde zusätzlich eine potenzielle Steigerung des luftseitigen Wärmeübergangskoeffizienten durch erzwungene Konvektion untersucht. Die Ergebnisse werden anhand der Heizleistung von Tank 1 in Abhängigkeit von Temperatur und Strömungsgeschwindigkeit der Luftströmung durch den Kamin in Abbildung 4.44 dargestellt. Die Wassertanktemperatur beträgt für alle gezeigten Messdaten 60 °C. Die Strömungsgeschwindigkeit der Luft durch den Kamin erreicht bei natürlicher Konvektion bis 0,5 m/s.

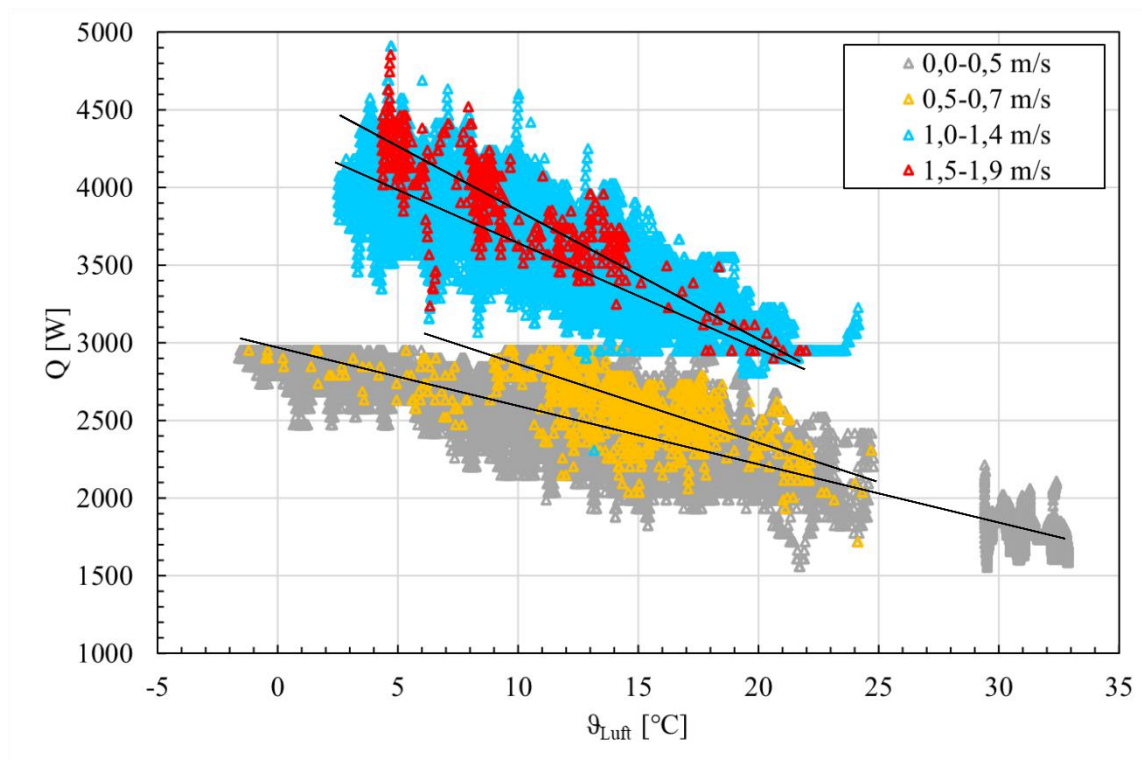


Abbildung 4.44: Heizleistung in Wassertank 1 in Abhängigkeit von der Lufttemperatur im Turm bei unterschiedlichen Strömungsgeschwindigkeiten

Die weitestgehend bei natürlicher Konvektion erfassten Messdaten bis 0,5 m/s Strömungsgeschwindigkeit zeigen den bekannten linearen Zusammenhang zwischen Lufttemperatur und Heizleistung. Mit zunehmender Strömungsgeschwindigkeit der Luft durch den Kamin erhöht sich die Wärmeabfuhr und die Heizleistung für eine konstante Temperatur im Wassertank steigt an. Die Außentemperatur korreliert positiv mit der Strömungsgeschwindigkeit. Je niedriger die Lufttemperatur desto mehr Wärme wird mit höheren Geschwindigkeiten übertragen. Die angedeuteten linearen Trendverläufe deuten ebenso auf eine rückläufige Unterstützung durch erzwungene Konvektion bei höheren Umgebungslufttemperaturen hin. Demzufolge würden die Ventilatoren bei vorherrschenden Lufttemperaturen über etwa 30 °C keinen erhöhten Wärmetransport im Vergleich zur freien Konvektion bewirken. Die Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit hat in den Messdaten ebenfalls eine Erhöhung der Temperaturdifferenz der Luft im Kamin bewirkt. Aus Datensätzen mit hohem Durchsatz und Temperaturdifferenzen größer 2 K über den Kamin könnten grobe quantitative Auswertungen der luftseitigen Wärmeabfuhr durchgeführt werden.

In Tabelle 4-9 sind exemplarisch Heizleistungen bei 15 °C Umgebungstemperatur für natürliche und verschieden stark erzwungene Konvektionsströmung im Kamin aufgelistet. Eine

Erhöhung der natürlichen Luftströmung um nur 1 m/s führt zu einer Steigerung des Wärmetransports um etwa 40%. Diese deutliche Erhöhung des Wärmetransports hebt die limitierende Wirkung und gleichzeitig die ausgeprägte Sensitivität des Kühlsystems bzgl. der Wärmesenke hervor.

Tabelle 4-9: Ergebnisauszug aus ATHOS-Untersuchungen bei unterschiedlich ausgeprägter Luftströmung im Kamin, mit 60 °C Wassertanktemperatur, exemplarisch für 15 °C Umgebungstemperatur

bei 15 °C	Q [W]	Steigerung	Q je TS-Rohr [W]
0,0-0,4 m/s	2461	-	273
0,5-0,9 m/s	2583	+ 5%	287
1,0-1,4 m/s	3357	+ 36%	373
1,5-1,9 m/s	3475	+ 41%	386

Eine geringe Steigerung der Strömungsgeschwindigkeit kann auch durch passive Optimierung erreicht werden. Die Anordnung der einzelnen Thermosiphons war in den Untersuchungen sehr weiträumig und erzeugte wie die Messdaten zeigen keine Bündeleffekte. Eine kompaktere Anordnung der Rohre zueinander in Kombination mit Strömungsrichter-Einbauten im Kamin, würden höhere Lufttemperaturen und somit auch ausgeprägtere Naturkonvektion im Rohrbündel erzeugen.

5 Zusammenfassung

In Folge eines Störfalls mit Ausfall des aktiven Kühlkreislaufs kann ein passives Wärmeabfuhrsystem auf der Basis von Wärmerohren oder geschlossenen Zwei-Phasen-Thermosiphons eine ausreichende Kühlung des Nasslagerbeckens abgebrannter Brennelemente aufrechterhalten und somit erheblich zur Sicherheit der kerntechnischen Anlage beitragen.

Im Rahmen dieser Arbeit wurden drei neue Versuchsstände geplant, aufgebaut und in Betrieb genommen, sowie umfangreiche, experimentelle Versuchsreihen unter definierten thermischen und atmosphärischen Randbedingungen zur passiven Wärmeabfuhr durch Zwei-Phasen-Thermosiphons durchgeführt.

Die experimentellen Untersuchungen wurden in zwei Phasen unterteilt. In der ersten Untersuchungsphase wurden Laborversuche unter definiert vorgegebenen thermischen Randbedingungen zur Untersuchung von Betriebscharakteristik 10 m langer Thermosiphon-Einzelrohre unter Variation verschiedener Einflussparameter im Laborversuchsstand durchgeführt. Im Rahmen der Laboruntersuchungsphase erfolgten außerdem grundlegende Untersuchungen zum inneren Wärmeübergang an veränderten Oberflächen bei zusätzlicher Variation der Wärmeträgerfluide unter Verwendung kurzer, 1 m langer Thermosiphons im Siederversuchsstand. In der zweiten Untersuchungsphase wurden Langzeitversuche mit Umgebungsluft als Wärmesenke an Thermosiphon-Rohrbündeln im ATHOS-Versuchsstand unter anwendungsbezogenen Randbedingungen, die sich näherungsweise an dem Betriebseinsatz der Thermosiphons in einem Nasslagerbecken orientieren, durchgeführt.

Laborversuche

In den Laborexperimenten mit Wärmeträgerfluid Wasser befüllten Thermosiphons zeigt sich ein überwiegend instationäres Betriebsverhalten in den Versuchsrohren, welches durch die Parameter Füllgrad, Kühler Temperatur und Wärmestromdichte beeinflusst wird. Um die Bandbreite der Wärmeübertragungsleistung der Thermosiphons zu erfassen und falls vorhanden Leistungsgrenzen zu identifizieren, wurden Versuchsreihen mit steigender Heizleistung gefahren. Im instationären Betriebsbereich konnten periodisch auftretende Pulsationen, so genanntes Geysiring, in den Thermosiphons festgestellt werden. Mit Erhöhung

der elektrisch zugeführten Heizleistung nimmt die Frequenz des Geysirings zu, während die Temperaturschwankungsbreite bis hin zu stationärem, thermisch stabilen Betrieb abnimmt. Die Thermosiphonbetriebstemperatur nimmt im stationären Bereich linear mit der Heizleistung zu.

Der Einfluss des Rohrdurchmessers auf den Betriebszustand des Thermosiphons wird anhand von drei Innendurchmessern, i. e. $d_i=20$ mm, $d_i=32$ mm und $d_i=45,1$ mm, untersucht. Der Vergleich entsprechender Versuchsergebnisse zeigt, dass für eine feste Betriebstemperatur mit einem kleineren Rohrdurchmesser eine höhere Wärmestromdichte erreicht wird. Beispielsweise erzielte bei 55 °C Betriebstemperatur im Verdampfer ein Thermosiphon mit $d_i=20$ mm eine etwa 35% höhere Wärmestromdichte im Vergleich zu einem Thermosiphon mit $d_i=45,1$ mm. Bezüglich dem Umschlag von pulsierendem zu stationärem Betrieb ist kein eindeutiger Zusammenhang erkennbar. In der Versuchsreihe mit $d_i=20$ mm kommt es bei Heizleistungen ab 2200 W in Abhängigkeit von der Kühler Temperatur und des Füllgrads zum Auftreten einer thermischen Leistungsgrenze. Am oberen Ende der Verdampfungszone entsteht ein Dampfpolster und die Wandtemperatur steigt an dieser Stelle sprunghaft an. Diese Siedegrenze bzw. das lokale Austrocknen der Wand (Dry-out) bei einem $d_i=20$ mm Thermosiphon ist die einzige Leistungsgrenze, die im Rahmen des untersuchten Versuchsparameterbereichs auftrat. Für die Versuche im ATHOS-Versuchsstand wurde daher der nächst größere Rohrdurchmesser $d_i=32$ mm gewählt.

Die Kühler Temperatur beeinflusst maßgeblich die Betriebstemperatur sowie die thermische Stabilität im Wärmerohr. In den Laborversuchen wurde daher die Wärmeabfuhr der Thermosiphons für die Kühler Temperaturen 10 °C, 20 °C und 30 °C im wasserbetriebenen Doppelrohr-Wärmeübertrager untersucht. Mit steigender Kühleintrittstemperatur stabilisiert sich der Kreislauf aus Verdampfung und Kondensation hin zu niedrigerer Wärmestromdichte. Pro 10 K höherer Kühler Temperatur wird ein stationärer Betrieb der Thermosiphons mit einer um 200 W verminderten Heizleistung erreicht. Hierbei nimmt die Betriebstemperatur im Thermosiphon mit höherer Senktemperatur zu, während gleichzeitig die gesamte treibende Temperaturdifferenz abnimmt. Der Wärmeübergangskoeffizient der Wasserkühlung ist in den Laborversuchen gegenüber den ATHOS-Versuchen um den Faktor 10 größer.

Im Rahmen weiterer Laborversuche wurden die Thermosiphon-Füllgrade 50% , 70% und 100% und deren Einfluss auf das Thermosiphonbetriebsverhalten untersucht. Der Füllgrad entspricht dem Verhältnis aus dem Volumen des Wärmeträgerfluids zum Volumen der beheizten Verdampferzone und wird für einen bestimmten, vordefinierten Betriebspunkt ausgelegt. Ein geringerer Füllgrad bewirkt eine niedrigere Siedetemperatur im Thermosiphon. Dies ist auf den

sinkenden hydrostatischen Druck im Verdampfer bei vertikalem Thermosiphonbetrieb zurückzuführen. Ein Einfluss des Füllgrades auf die Stabilisierung von pulsierendem zu stationärem Zweiphasen-Betrieb kann nicht eindeutig festgestellt werden. Mit abnehmendem Füllgrad sinkt die Grenzleistung für das Erreichen der Austrocknungsgrenze im $d_i = 20$ mm Versuchsrohr. Während bei 70% Füllgrad die Grenze bei 2400 W Heizleistung eintritt, wird bei 50% Füllgrad unter ansonsten gleichen Randbedingungen diese Grenze schon bei etwa 2000 W Heizleistung erreicht. Insgesamt ist der Füllgrad entsprechend der Design-Betriebstemperatur auszuwählen, da sich im Betrieb jenseits dieser Temperatur das Phasengleichgewicht zwischen Flüssigkeit und Dampf im Thermosiphon verschiebt und bei höheren Temperaturen das Flüssigkeitsniveau abnimmt.

Weitere Labormesskampagnen befassten die Untersuchung des Einflusses einer Rohrkrümmung auf den Thermosiphonbetrieb. Krümmungen in Rohrleitungen führen zu Druckverlust und können den thermodynamischen Zweiphasenkreislauf in Wärmerohren empfindlich stören. Die Experimente dazu wurden an einem in der Mitte der adiabaten Zone um 84° gebogenem Versuchsrohr durchgeführt. Im Untersuchungsfall mit vertikal orientiertem Verdampfer und nahezu horizontalem Kondensator zeigte sich kein Unterschied in den Betriebstemperaturen oder Drücken im Vergleich zum geraden, vertikalen Rohr. In umgekehrter Anordnung mit nahezu horizontalem Verdampfer entfällt die hydrostatische Drucksäule im Verdampfer, und die thermische Betriebsstabilisierung des Thermosiphon wurde bei vergleichsweise kleineren Wärmeübertragungsleistungen erreicht. Im Betrieb höherer Wärmeübertragungsleistungen, in dem auch für die vertikale gerade Rohrkonfiguration ein stationärer Betrieb erreicht ist, besteht kein Unterschied in den Betriebstemperaturen.

Als Untersuchungszwischenschritt von elektrisch beheizten Thermosiphons in den Laborversuchen zu der konvektiven Beheizung der Thermosiphon-Rohrbündel in den Wassertanks des ATHOS-Versuchsstand wurden temperaturgesteuerte Laborversuche mit zwangskonvektiver Wasserbeheizung unter Verwendung eines Doppelrohr-Wärmeübertrager durchgeführt. Es wurden Experimente bei 45°C und 60°C konstanter Heiztemperatur für kühlseitige Temperaturrampen der Wärmesenke von 0°C bis 30°C ausgeführt. Um den internen Zweiphasen-Kreislauf der Thermosiphons zu initiieren, muss eine Mindest-Temperaturdifferenz gegeben sein. Die Versuche bei 45°C Heiztemperatur zeigen keinen signifikanten Wärmetransport. Die Versuchsreihen bei 60°C Beheizungstemperatur erfolgt der Wärmetransport der Thermosiphons in einem langzeitstabilen, pulsierenden Betriebsmodus.

Der Thermosiphon-Füllgrad hat in diesem Fall Einfluss auf den Wärmetransport. Eine Verringerung des Füllgrads von 100% auf 70% führt zu einer Erhöhung des übertragenen Wärmestroms um etwa 20%. Bei einer weiteren Reduzierung auf 50% erhöht sich der Wärmestrom um ca. 30%. Für diese Konfiguration wurde ein optimaler Füllgrad zwischen 50% und 70% ermittelt. Ein stationärer Zweiphasen-Wärmetransport, wie in den Versuchen mit elektrischer Beheizung, konnte für den temperaturgesteuerten Betrieb im untersuchten Temperaturbereich nicht festgestellt werden. Ein Füllgrad unter 50% brachte keine weitere Steigerung des Wärmestroms und erhöht die Wahrscheinlichkeit für das Eintreten einer Leistungsgrenze. Eine Überfüllung der Verdampferzone (120% Füllgrad) ist aufgrund des zusätzlichen hydrostatischen Drucks nicht vorteilhaft und führt zu keinem stabilen Betrieb.

Siedeversuche

Die Laborversuche mit elektrischer Beheizung an 10 m langen Thermosiphons erbrachten für alle untersuchten Konfigurationen eine ausgeprägte Wandüberhitzung der Thermosiphon-Verdampferzone. Im Siedeversuchsstand wurden daher anhand kurzer, 1 m langer Versuchsröhre mit $d_i = 20$ mm und $d_i = 45,1$ mm Innendurchmesser unterschiedliche Bearbeitungsverfahren der Rohrrinnenoberfläche und mehrere Wärmeträgerfluide untersucht, um die Siedebedingungen in der Verdampfungszone zu verbessern und somit die Wandüberhitzung zu reduzieren. Die untersuchten Modifikationen sind zwei sandgestrahlte Rohrvarianten mit unterschiedlichem Rauheitsgrad der Oberfläche, eine manuell gehobte Oberfläche und eine chemische Beschichtung. Das beste Ergebnis wurde mit der Aufbringung einer hydrophoben Monolayer-Schicht (SAM), die zu einer signifikanten Absenkung der Wandüberhitzung um fast 80% im $d_i = 45,1$ mm Versuchrohr führte, erreicht. Eine Übertragung der Monolayer-Beschichtung auf 10 m lange Thermosiphons für die ATHOS-Versuche war im Rahmen der Arbeit technisch nicht möglich. Die Untersuchung der sandgestrahlten (Korund, Pb27) Oberflächenmodifikation ergab eine ähnlich hohe Reduzierung der Wandüberhitzung um ca. 70% für das Versuchrohr mit Innendurchmesser $d_i = 45,1$ mm. In den ATHOS-Untersuchungen wurden daher entsprechend behandelte Thermosiphonrohre zum Einsatz gebracht.

Die vergleichenden Untersuchungen mit verschiedenen Wärmeträgerfluiden, i.e. Wasser Ethanol, Methanol, novocTM5110, zeigten unterschiedliche Bewertungskriterien bzgl. der

Auswahl eines optimalen Arbeitsmediums auf. Im vorliegenden Fall der Wärmeübertragung auf niedrigem Temperaturniveau ist insbesondere die treibende Temperaturdifferenz, die durch die Wärmewiderstände der Wärmeübertragungskette induziert wird, von Bedeutung. In diesem Zusammenhang ist auch axiale Isothermie, d.h. ein Wärmetransport bei möglichst geringem Temperaturabfall im Thermosiphon, von Interesse. Schließlich ist ein stabiles Betriebsverhalten mit stationären Siedezuständen im Thermosiphon erstrebenswert. Unter Berücksichtigung genannter Kriterien wurde Methanol als ein vielversprechendes, alternatives Wärmeträgerfluid für Wasser bewertet, da es besonders für niedrige Thermosiphon-Betriebstemperaturen geeignet ist und gleichzeitig einen nahezu isothermen Wärmetransport über die Rohrlänge ermöglicht.

ATHOS-Versuche

Im ATHOS-Versuchsstand wurden Langzeitversuche mit Thermosiphon-Rohrbündeln in zwei beheizten Wassertanks durchgeführt. Die Wassertanktemperaturen in den Versuchen sind in Anlehnung an KTA3303 und die Betriebsbedingungen in einem Nasslager auf 45 °C für Normalbetrieb, 60 °C im abnormalen Betrieb und maximal 80 °C im Störfall-Betrieb festgelegt. Die veränderlichen Wärmesenkentemperaturen (Umgebungsluft) sind durch die atmosphärischen Witterungsbedingungen gegeben und daher nicht fest definiert. In Wassertank 1 ist ein vertikales, fluchtend angeordnetes 3x3 Rohrbündel installiert. Bei einer 80 °C Wassertanktemperatur und durchschnittlich 15 °C Lufttemperatur werden 4165 W an die Umgebung abgeführt. Die Funktionalität eines passiv betriebenen Thermosiphon-Kühlsystems wurde somit grundsätzlich experimentell demonstriert.

In den Wassertanks wurde aufgrund der Wärmeabfuhr über das Rohrbündel eine natürliche Konvektionsströmung induziert, sodass für die betrachteten Untersuchungsfälle keine Temperaturschichtungen in den Wasservolumina der Tanks vorlag.

In den ATHOS-Experimenten ist der Wärmeübergangskoeffizient auf der Luftseite der limitierende Faktor für den abgeführten Wärmestrom. Die Erhöhung der Wärmeübertragung an die Atmosphäre durch eine erzwungene Konvektionsströmung im Kamin über Ventilation führte zu einer Erhöhung der Wärmeabfuhrleistung durch die Thermosiphons. Für eine reale Nasslagerkühlung bedarf es einer Optimierung der Kondensationsseite beispielsweise in Form von Rohrberippung und ggf. gezielter Strömungsrichtung der Kaminluft.

Ausblick auf zukünftige Forschungsansätze

Diese Arbeit hat eine experimentelle Basis für die Untersuchung von geschlossenen Zwei-Phasen-Thermosiphons zur Nasslagerbeckenkühlung gelegt. Für eine Umsetzung in der Anwendung bedarf es jedoch der Optimierung der übertragenen Wärme.

Ein Ansatz könnte die Untersuchung weiterer Wärmeträgermedien und vor allem auch von Mischfluiden sein. Aufbauend auf den Ergebnissen dieser Arbeit wäre eine Alkohol-Wasser-Mischung ein vielversprechender Ansatz. Die hohe Verdampfungswärme des Wassers kombiniert mit den geringen treibenden Temperaturdifferenzen, die von Alkohol benötigt werden und dessen thermisch stationäre Wärmeübertragung, könnten die Temperaturdifferenz im Thermosiphon verringern, die Betriebstemperatur dabei erhöhen und das Eintreten eines pulsierenden Geysir-Siedebetriebs verhindern. Jedoch verfügen azeotrope Gemische über eigene Stoffdaten und könnten wiederum andersartige Betriebscharakteristika hervorrufen.

Der größte Optimierungsbedarf und zeitgleich auch das größte Optimierungspotential liegt auf dem luftseitigen Wärmetransport. Wie in der Arbeit angedeutet, kann durch Ventilation, also durch Zwangskonvektion der Luft, der Wärmeübergangskoeffizient erhöht werden. Um weiterhin ein passives Kühlsystem zu betreiben, wird empfohlen zunächst die Turmgeometrie, welche die natürliche Konvektion der Luft durch den Kamineffekt unterstützt zu optimieren. Hierfür können beispielsweise mechanische Einbauten und Strömungsrichter die Luftströmung durch den Turm lenken. Allem voran wird eine Vergrößerung der wärmeübertragenden Fläche die wahrscheinlich größte Verbesserung bewirken. Das untersuchte Rohrbündel im ATHOS Versuchsstand ist vertikal angeordnet, demnach müsste hier eine Längsberippung der Thermosiphons durchgeführt werden. Sinnvoller ist es jedoch, auch die Anordnung der Verdampfungs- und Kondensationszone der Thermosiphonrohre zu evaluieren und in Kombination mit einer entsprechenden Anströmungsfläche die abgeführte Wärme um ein Vielfaches zu steigern. In der Wärmeübertragung durch Rohrbündel werden die Rohre meist quer angeströmt, wie z.B. auch im Nasslager Gösgen. Queranströmung und Flächenvergrößerung würde sich mit einer geneigten, nahezu horizontalen Orientierung der Kondensationszone gut umsetzen lassen. Viele dieser Ansätze sind in den eingangs vorgestellten Untersuchungen bereits angeschnitten. Daraus ergibt sich die Konstruktion des Thermosiphons als Loop, mit einem Steigrohr (*Riser*), ein Rohr, in dem die Dampfströmung zum Kondensator aufsteigt und in einem separaten Fallrohr (*Downcomer*), in dem das

Kondensat zum Verdampfer zurückfließt. Kondensator und Verdampfer bestehen aus mehreren Rohren und werden hierbei quer zur umströmenden Luft und Beckenwasser installiert. Die Trennung von Dampf- und Kondensatströmung verhindert ebenfalls das Erreichen der Wechselwirkungsgrenze, die in dieser Arbeit nicht erreicht wurde, jedoch mit steigendem Wärmetransport zum Problem werden könnte.

Die Einbauten und Modifizierungen für den Kaminaufbau können gleichermaßen im Wassertank verbaut werden und somit auch wasserseitig den Wärmeübergangskoeffizienten ins Thermosiphon erhöhen. Dies ist allerdings erst sinnvoll, wenn die natürliche Konvektion im Wassertank ausgeschöpft ist und es aufgrund starker Wärmeabfuhr bereits zu Temperaturschichtungen über die Höhe des Wassertanks kommt.

6 Literaturverzeichnis

- [1] BUNDESMINISTERIUM FÜR UMWELT, NATURSCHUTZ UND NUKLEARE SICHERHEIT: *Sicherheitsanforderungen an Kernkraftwerke* (idF v. 3. 3. 2015) (2012). URL https://www.base.bund.de/SharedDocs/Downloads/BASE/DE/rsh/3-bmub/3_0_1.pdf?__blob=publicationFile&v=1 – Überprüfungsdatum 04/2020
- [2] *Passive safety systems and natural circulation in water cooled nuclear power plants*. Vienna, Austria : International Atomic Energy Agency, 2009 (IAEA-TECDOC 1624)
- [3] REAY, D. A. ; DUNN, P. D.: *Heat Pipes*. 4. Aufl. : Pergamon, 1994
- [4] FAGHRI, A.: *Heat pipe science and technology*. Second edition. [Columbia, MO] : Global Digital Press, 2016
- [5] PIORO, I. L. ; ROHSENOW, W. ; DOERFFER, S. S.: *Nucleate pool-boiling heat transfer. II : Assessment of prediction methods*. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 47 (2004), No. 23, pp. 5045–5057
- [6] PIORO, I. L. ; ROHSENOW, W. ; DOERFFER, S. S.: *Nucleate pool-boiling heat transfer. I : Review of parametric effects of boiling surface*. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 47 (2004), No. 23, pp. 5033–5044
- [7] NOIE, S. H.: *Heat transfer characteristics of a two-phase closed thermosyphon*. In: *Applied Thermal Engineering* 25 (2005), No. 4, pp. 495–506
- [8] SHABGARD, H. ; XIAO, B. ; FAGHRI, A. ; GUPTA, R. ; WEISSMAN, W.: *Thermal characteristics of a closed thermosyphon under various filling conditions*. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 70 (2014), pp. 91–102
- [9] BAUER, M., FREEDEN, W., JACOBI, H., NEU, T.: *Handbuch Oberflächennahe Geothermie*. Berlin : Springer Verlag, 2018
- [10] MCGLEN, R. J. ; JACHUCK, R. ; LIN, S.: *Integrated thermal management techniques for high power electronic devices*. In: *Applied Thermal Engineering* 24 (2004), 8-9, pp. 1143–1156

- [11] KALOGIROU, S.: *Thermal performance, economic and environmental life cycle analysis of thermosiphon solar water heaters*. In: *Solar Energy* 83 (2009), No. 1, pp. 39–48
- [12] RASSAMAKIN, B. ; KHAIRNASOV, S. ; ZARIPOV, V. ; RASSAMAKIN, A. ; ALFOROVA, O.: *Aluminum heat pipes applied in solar collectors*. In: *Solar Energy* 94 (2013), pp. 145–154
- [13] ADAMS, B. M. ; KUEHN, T. H. ; BIELICKI, J. M. ; RANDOLPH, J. B. ; SAAR, M. O.: *On the importance of the thermosiphon effect in CPG (CO₂ plume geothermal) power systems*. In: *Energy* 69 (2014), pp. 409–418
- [14] FUCHS, T.: *The Evolution of passive heat-removal systems session experiments and backfitting for the improvement of safety and efficiency (Annual Meeting on Nuclear Technology)*. Hamburg, 2014
- [15] FRAMATOME ANP GMBH (Hrsg.): *Separates Brennelement-Nasslager im Kernkraftwerk Gösgen-Däniken*, 2007
- [16] FUCHS, T.: *Passive cooling systems for spent fuel pools*. In: *Nuclear Engineering International* 2015, pp. 35–37
- [17] MOCHIZUKI, M ; NGUYEN, T. ; MASHIKO, K. ; SAITO, Y. ; SINGH, R. ; NGUYEN, T. ; WUTTIJUMNONG, V.t: *Prevention possibility of nuclear power reactor meltdown by use of heat pipes for passive cooling of spent fuel*. In: *Frontiers in Heat Pipes* 4 (2013), No. 1, pp.15-26
- [18] YE, C. ; ZHENG, M. G. ; WANG, M. L. ; ZHANG, R. H. ; XIONG, Z. Q.: *The design and simulation of a new spent fuel pool passive cooling system*. In: *Annals of Nuclear Energy* 58 (2013), pp. 124–131
- [19] XIONG, Z. ; WANG, M. ; GU, H. ; YE, C.: *Experimental study on heat pipe heat removal capacity for passive cooling of spent fuel pool*. In: *Annals of Nuclear Energy* 83 (2015), pp. 258–263
- [20] XIONG, Z. ; YE, C. ; WANG, M. ; GU, H.: *Experimental study on the sub-atmospheric loop heat pipe passive cooling system for spent fuel pool*. In: *Progress in Nuclear Energy* 79 (2015), pp. 40–47
- [21] LAI, K. ; WANG, W. ; YI, C. ; KUANG, Y. ; YE, C.: *The study of passive cooling system assisted with separate heat pipe for decay heat removal in spent fuel pool*. In: *Annals of Nuclear Energy* 111 (2018), pp. 523–535

- [22] FU, W. ; LI, X. ; WU, X. ; ZHANG, Z.: *Investigation of a long term passive cooling system using two-phase thermosiphon loops for the nuclear reactor spent fuel pool*. In: *Annals of Nuclear Energy* 85 (2015), pp. 346–356
- [23] KUSUMA, M. H. ; PUTRA, N. ; ANTARIKSAWAN, A. R. ; KOESTOER, R. A. ; WIDODO, S. ; ISMARWANTI, S. ; VERLAMBANG, B. T.r: *Passive cooling system in a nuclear spent fuel pool using a vertical straight wickless-heat pipe*. In: *International Journal of Thermal Sciences* 126 (2018), pp. 162–171.
- [24] ZHENG HUANG ; WEIMIN MA: *Performance of a passive cooling system for spent fuel pool using two-phase thermosiphon evaluated by RELAP5/MELCOR coupling analysis*. In: *Annals of Nuclear Energy* 128 (2019), pp. 330–340.
- [25] KUANG, Y.; YI, C.; WANG, W.: *Modeling and simulation of large-scale separated heat pipe with low heat flux for spent fuel pool cooling*. In: *Applied Thermal Engineering* 147 (2019), pp. 747–755.
- [26] KUANG, Y.; YI, C.; WANG, W.: *Heat transfer performance analysis of a large-scale separate heat pipe with a built-in tube*. In: *Applied Thermal Engineering* 167 (2020), pp. 114716.
- [27] UNGER, S.; KREPPER, E.; HAMPEL, U.: *Numerical analysis of heat exchanger designs for passive spent fuel pool cooling to ambient air*. In: *Nuclear Engineering and Design* 333 (2018), pp. 224–234.
- [28] GROLL, M., RÖSLER, S., *Operation Principles and Performance of Heat Pipes and Closed Two-phase Thermosiphons*, In: *Journal of Non-Equilibrium Thermodynamics*; Volume: 17:2 (1992), pp. 91-151
- [29] O. BROST ; M. GROLL: *Wärmerohre-Auslegung, Betrieb, Anwendungsbeispiele. Teil II*. In: *Wärme* 1980, No. 86, pp. 71–74
- [30] O. BROST ; M. GROLL: *Wärmerohre-Auslegung, Betrieb, Anwendungsbeispiele. Teil I*. In: *Wärme* 1980, No. 86, pp. 36–41
- [31] STARFLINGER J., GRASS, C., KULENOVIC, R., SCHAFFRATH, A., FUCHS, T., KNOLL, A., PÖHLMANN, M.; *Experimental and analytical investigation of the performance of heat pipes for residual heat removal from spent fuel pools*, In: *Conference proceedings of the Annual Meeting on Nuclear Technology (AMNT), Hamburg, 2016*

- [32] KERNTÉCHNISCHER AUSSCHUSS: *Wärmeabfuhrsysteme für Brennelementlagerbecken von Kernkraftwerken mit Leichtwasserreaktoren* (idF v. 2017-11) (1990). URL http://www.kta-gs.de/d/regeln/3300/3303_r_2015_11.pdf – Überprüfungsdatum 04/2020
- [33] ELECTRONICS MATERIALS SOLUTIONS DIVISION, 3M: *3M(TM) Novec(TM)5110 Insulating Gas : Safety Data Sheet*. URL <https://multimedia.3m.com/mws/media/1132123O/3m-novec-5110-insulating-gas.pdf> – Überprüfungsdatum 04/2020
- [34] SARKER, D. ; FRANZ, R. ; DING, W. ; HAMPEL, U.: *Single bubble dynamics during subcooled nucleate boiling on a vertical heater surface : An experimental analysis of the effects of surface characteristics*. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 109 (2017), pp. 907–921
- [35] NGUYEN-CHI, H. ; GROLL, M., THONG, D.-V: *Experimental Investigation of Closed Two-phase Thermosyphons*. In: *Journal of Energy* Vol. 6 (1982), pp. 283–285
- [36] NGUYEN-CHI, H. ; GROLL, M.: *Entrainment of flooding limit in a closed two-phase thermosyphon* (4th International Heat Pipe Conference). Stuttgart, 1981
- [37] MOHAMED S. EL-GENK, HAMED H. SABER: *Heat transfer correlations for small, uniformly heated liquid pools*. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* (1998), Vol.41, No.2, pp. 261–274
- [38] BONNER, Richard W.: *Correlation for dropwise condensation heat transfer : Water, organic fluids, and inclination*. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 61 (2013), pp. 245–253

A Leistungsgrenzen von Zwei-Phasen-Thermosiphons

Die Leistungsgrenzen von Wärmerohr und geschlossenem Zwei-Phasen Thermosiphon unterscheiden sich bedingt durch die Innenstrukturen voneinander. Im Folgenden werden die Betriebs- bzw. Leistungsgrenzen von Thermosiphons wie sie unter anderem in [3] erläutert sind, aufgeführt.

Austrocknungsgrenze

Die Austrocknungsgrenze hängt stark vom Füllgrad im Thermosiphon ab. Wenn der Füllgrad sehr gering ist und im Verdampfersumpf des Thermosiphons nur wenig Wärmeträgermedium vorliegt, kann es für hohe Wärmestromdichten vorkommen, dass das Medium vollständig verdampft und die Verdampfungszone somit austrocknet. Es verdampft mehr Arbeitsmedium als Kondensat zurückgeführt wird und der Füllstand im Verdampfer nimmt schleichend ab, bis hin zur vollständigen Austrocknung. Die Austrocknungsgrenze lässt sich aus der Literatur wie folgt berechnen:

$$q_{dry,TS} = A_{ev,i} \rho_d \Delta h_{vap} \left(\frac{\sigma g (\rho_f - \rho_d)}{\rho_d^2} \right)^{0,25} \left(\frac{g \rho_f^2}{3\eta_l l_{ev} \sqrt[4]{\sigma g \rho_d^2 (\rho_f - \rho_d)}} \right) \left(\frac{V_{WR}}{\pi d_{WR,i} (0,8l_c + l_{ad} + 0,75l_{ev})} \right)^3 \left(\frac{(V_{ev}/V_{TS}) V' - (\rho_d/\rho_f)}{1 - (\rho_d/\rho_f)} \right)^3 \quad (A.1)$$

Die Austrocknungsgrenze hält einen Teil der Flüssigkeit im Kondensator zurück. In diesem Fall übertrifft die Scherkraft an der Flüssig-Dampf-Grenzfläche die Gravitationskraft und die Kondensat-Rückführung wird unterbrochen. Basierend auf der Nusselt-Theorie ist in [3] eine Korrelation für den Füllgrad nach Stel'tsov für vertikale Rohre und maximale Wärmestromdichte gegeben.

$$F = (0,8 l_{cond} + l_{ad} + 0,8 l_{evap})^3 \sqrt{\frac{3 Q \eta_l \rho_l \pi^2 d^2}{\Delta h_{vap}}} \quad (\text{A.2})$$

Wechselwirkungsgrenze (entrainment)

Bei hohen Wärmestromdichten treten ausgeprägte Scherkräfte zwischen den entgegengesetzten Dampf- und Flüssigströmungen im Rohr auf. An der welligen Oberfläche des Kondensatrückflusses kommt es durch die entgegengerichtete Aufwärts-Dampfströmung zum Tröpfchenmitriss. Die Wechselwirkungsgrenze ist somit erreicht. In Einzelfällen wird auch von der Flutgrenze gesprochen, da sich ein Flüssigkeitsrückstau ausbilden kann und somit den Kondensator flutet. Die Berechnung der Wechselwirkungsgrenze in Thermosiphons wird in Abhängigkeit des Rohrdurchmessers und über die Bond-Zahl durchgeführt.

$$Q_{entrain,TS} = K A_e \Delta h_{vap} \left(\rho_g^{-\frac{1}{4}} + \rho_l^{-\frac{1}{4}} \right)^{-2} \left[\sigma_l g (\rho_l - \rho_g) \right]^{\frac{1}{4}}; \quad \text{mit } A_e = \frac{\pi d_e^2}{4} \quad (\text{A.3})$$

K ist die Kultateladze-Zahl und wird nach Faghri folgend berechnet:

$$K = \left[\frac{\rho_l}{\rho_g} \right]^{0,14} \tanh^2 (Bo^{0,25}) \quad (\text{A.4})$$

mit der durchmesserabhängigen Bond-Zahl nach:

$$Bo = d_i \left[\frac{g (\rho_l - \rho_g)}{\sigma_l} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (\text{A.5})$$

Alternativ schlägt Reay eine modifizierte Berechnung mit empirischen Faktoren vor, die ebenfalls eine Neigung des Thermosiphons gegen die Horizontale berücksichtigt. Dabei verändert sich Gleichung (A.3) wie folgt [23]:

$$Q_{\text{entrain,TS}} = f_1 f_2 f_3 A_e \Delta h_{\text{vap}} (\rho_g)^{\frac{1}{2}} [\sigma g (\rho_l - \rho_g)]^{\frac{1}{4}}; \text{ mit } A_e = \frac{\pi d_e^2}{4} \quad (\text{A.6})$$

Die Faktoren f_1 und f_3 werden aus Abbildung A.1 und Abbildung A.2 in Abhängigkeit der Bond-Zahl, die nach Gleichung (A.5) berechnet wird abgelesen.

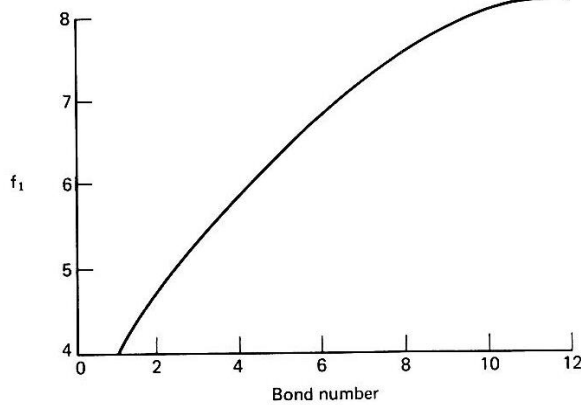


Abbildung A.1: Faktor f_1 in Abhängigkeit von der Bond-Zahl

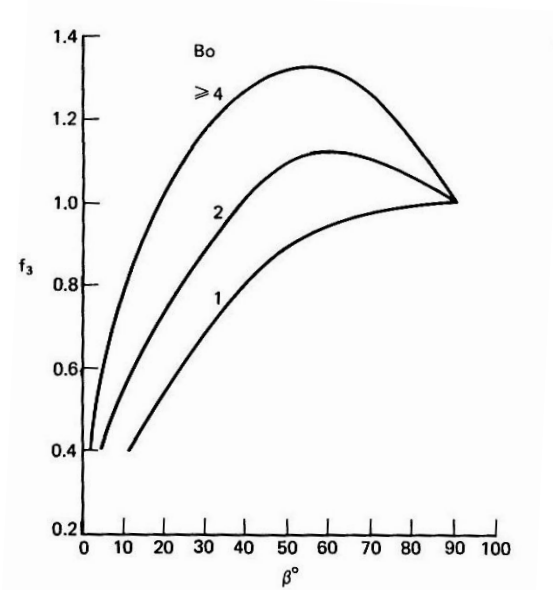


Abbildung A.2: Bond-Zahl in Abhängigkeit von Faktor f_2 und Neigungswinkel

Der semiempirische Faktor f_2 ergibt sich aus einem dimensionslosen Druckparameter K

$$K = \frac{\rho_g}{[\sigma g (\rho_l - \rho_g)]^{0,5}} \quad (\text{A.7})$$

Daraus ergibt sich für f_2 :

$$f_2 = K_p^{-0.17} \text{ when } K_p < 4 \cdot 10^4$$

$$f_2 = 0.165 \text{ when } K_p \geq 4 \cdot 10^4$$

Siedegrenze (boiling limit)

Die Siedegrenze tritt dann ein, wenn es zur lokalen Überhitzung kommt und sich Dampfblasen an der Rohrwand ausbilden und durch diese Dampfpuffer die Wärmeübertragung behindert wird. Es kommt zu lokaler Überhitzung des Wandmaterials und der Wärmetransport an das Wärmeträgerfluid ist eingeschränkt oder kommt kurzzeitig vollständig zum Erliegen. Die Siedegrenze ist für Thermosiphons komplex zu berechnen, da in der Verdampferzone zwischen benetzter Wand und Flüssigkeitssumpf und somit auch unterschiedlichen Siedevorgängen unterschieden werden muss.

Groll und Rösler [28] schlagen eine Berechnung der Siedegrenze in geschlossenen Zwei-Phasen-Thermosiphons ohne Separator nach Gleichung (A.8) vor.

$$Q_{boi,TS} = 0,12 A_e \Delta h_{vap} (\rho_g)^{\frac{1}{2}} [\sigma g (\rho_l - \rho_g)]^{\frac{1}{4}}; \text{ mit } A_e = \pi d_e l_e \quad (\text{A.8})$$

Eine weitere empirische Korrelation wurde von Nguyen-Chi et al. [35, 36] aufgestellt nach der die Siedegrenze im Thermosiphon nachfolgend berechnet wird.

$$Q_{boi,TS} = 6,1 \cdot 10^6 \Delta h_{vap}^{-0,67} \rho_g^{0,22} d_i \quad (\text{A.9})$$

Die aufgelisteten Korrelationen zur Berechnung und Abschätzung der Leistungsgrenzen im geschlossenen Zwei-Phasen-Thermosiphon beziehen sich auf einen Gültigkeitsbereich mit Rohrdurchmessern kleiner 20 mm und Rohrlängen von maximal einem Meter und wurden mit entsprechenden experimentellen Daten validiert.

Jede Veränderung im Zwei-Phasen-System führt zu Abweichungen von diesen empirischen Korrelationen. Für die Auslegung und Planung des Einsatzes von Thermosiphons für neue Anwendungen und Dimensionen wird daher zunächst immer zu einer experimentellen Untersuchung der Leistungsgrenzen geraten.

B Kalibrierung der Beiheizung

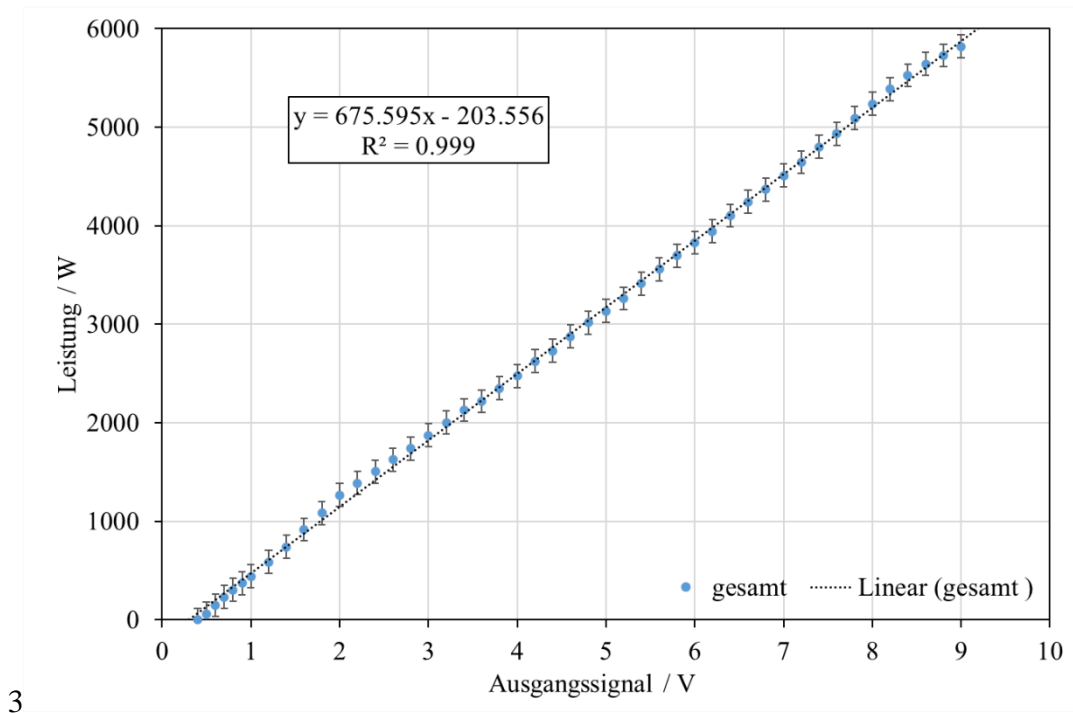


Abbildung B.1: Kalibrierkurve aus Oszilloskopmessung der Phasenanschnittsteuerung im Laborversuchsstand

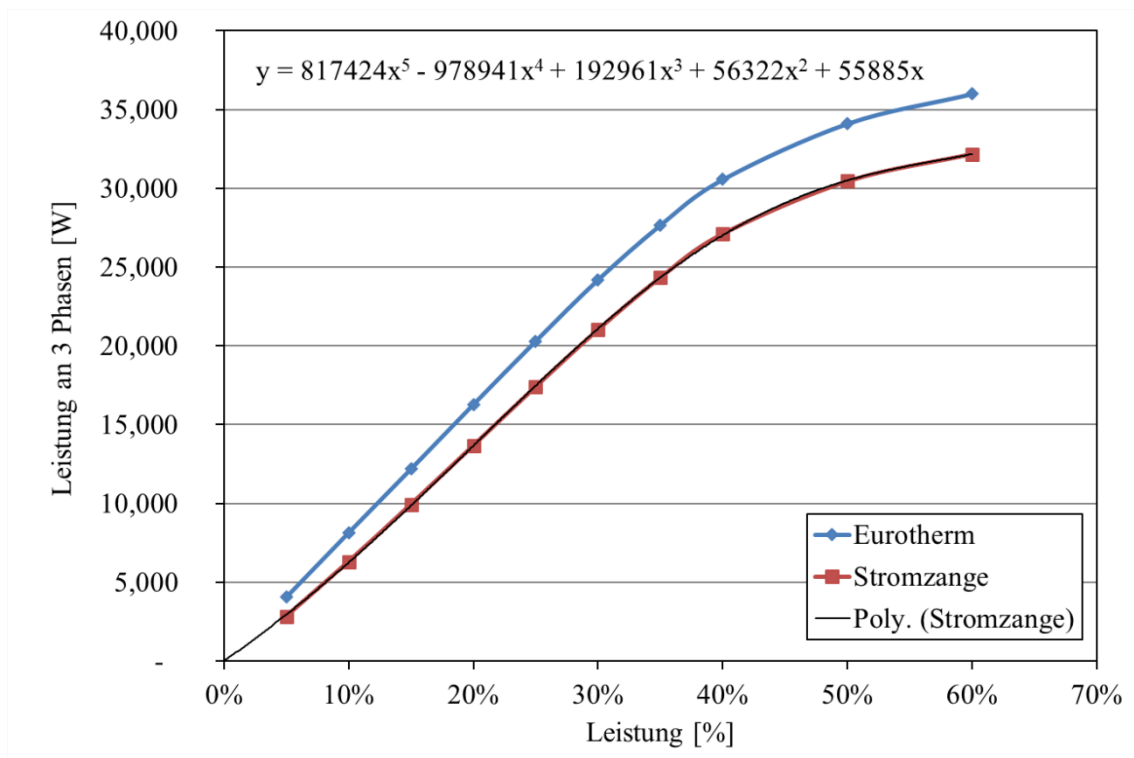


Abbildung B.2: Kalibrierungs-Kennlinie der Eurotherm Leistungssteller in ATHOS

C Messunsicherheiten und Fehlerrechnung

Tabelle C-1: Tabelle der verwendeten Messgeräte

Gerät	Anzahl
Prozessthermostate (wassergekühlt)	3
Datenerfassung (Gehäuse + Messkarten)	3+10
Meteorologische Messstation	1
Leistungssteller	5
Heizung (Heizpatronen + Heizkörper)	24+20
Wassertanks aus Edelstahl	2
Oszilloskop	1

Tabelle C-2: Tabelle der verwendeten Messgeräte

Messgröße	Messprinzip	Genauigkeit
Temperatur	Widerstandsthermometer PT100 Klasse A [verschiedene Ausführungen]	$\pm (0,15 + 0,002 MW) \text{ } ^\circ\text{C}$
Druck	Piezoelektrische Absolutdrucktransmitter	$\pm 0,15\% \text{ MB (Labor)}$ $\pm 0,25\% \text{ MB (ATHOS)}$
Durchfluss	Ultraschall-Volumenstrommesser	$\pm (0,7\% \text{ MB} + 0,7\% \text{ MW})$
Durchfluss + Temperatur (ATHOS)	Thermisches Anemometer	$\pm (5\% \text{ MW} + 0,4\% \text{ MB})$ $\pm 1 \text{ K [10-30 } ^\circ\text{C]}$

[MW = Messwert; MB= Messbereich]

Gauß'sche Fehlerfortpflanzung der kalorimetrisch bestimmten Leistung:

$Q = \dot{V} \rho c_p (T_{aus} - T_{ein})$ mit der Annahme $c_p = \text{konst.}$ und $\rho = \text{konst.}$; die Messgrößen Temperatur und Volumenstrom aus den Experimenten sind fehlerbehaftet. Die Wurzel aus der Summe der Quadrate der Einzelableitungen ergibt den absoluten Fehler.

$$s_Q = \sqrt{(\rho c_p (T_{aus} - T_{ein}) s_{\dot{V}})^2 + (\rho c_p \dot{V} s_{T_{aus}})^2 + (-\rho c_p \dot{V} s_{T_{ein}})^2}$$

Bsp.: Ein Messpunkt mit $T_{Ein}=10,22\pm 0,17$ °C, $T_{Aus}=13,36\pm 0,18$ °C und $V=4,8\pm 0,31$ L/min ergibt mit den Konstanten $4,18$ kJ/(kg K) und 995 kg/m³ einen abgeführten Wärmestrom von $1047,18\pm 106,57$ W. Dies entspricht einem relativen Fehler von $\pm 10\%$.

Abbildung D.1: Technische Zeichnung mit Messstellen Laborversuchsrohr $d_i=20$ mm

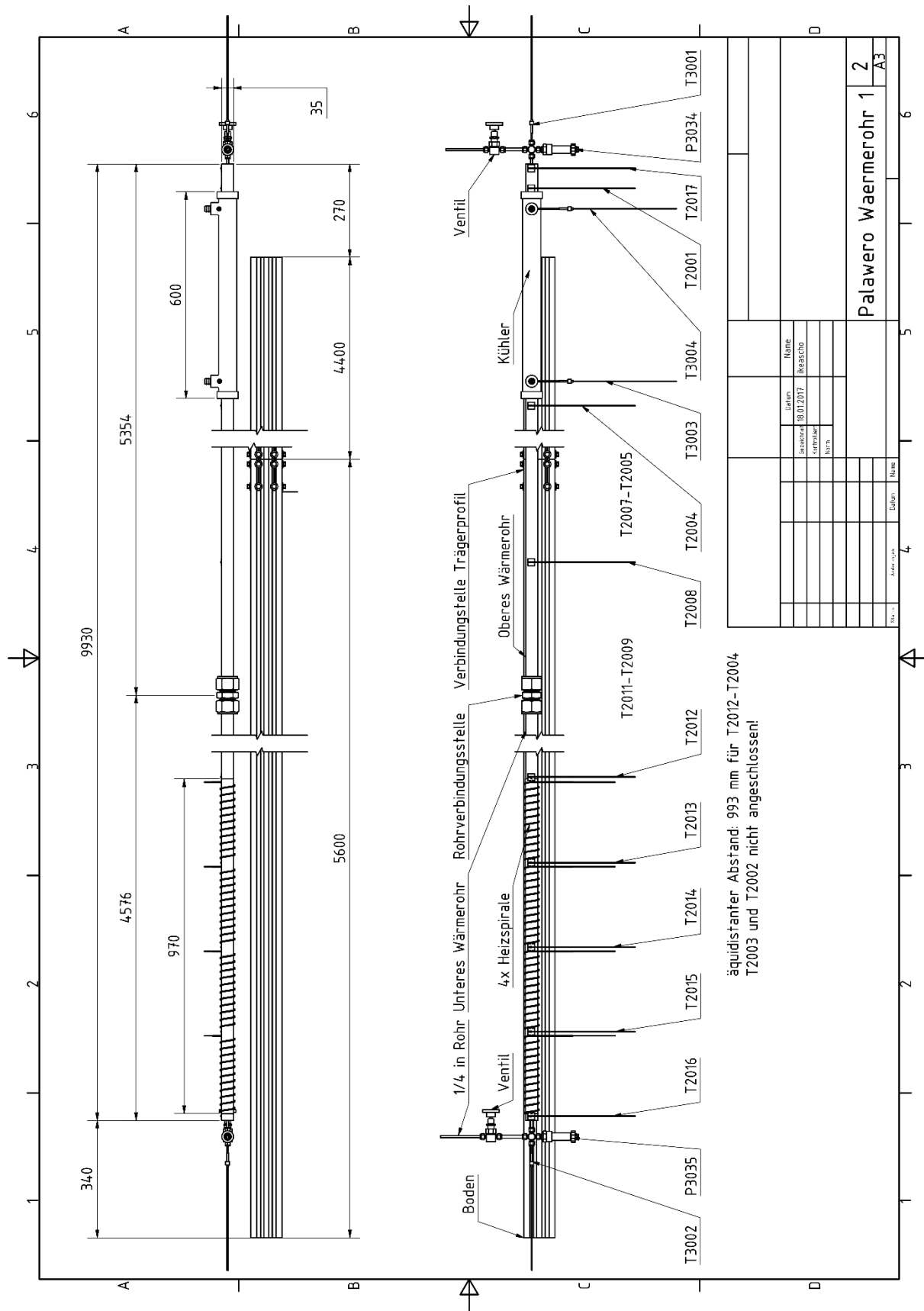


Abbildung D.2: Technische Zeichnung mit Messstellen Laborversuchsrohr $d_i=32$ mm

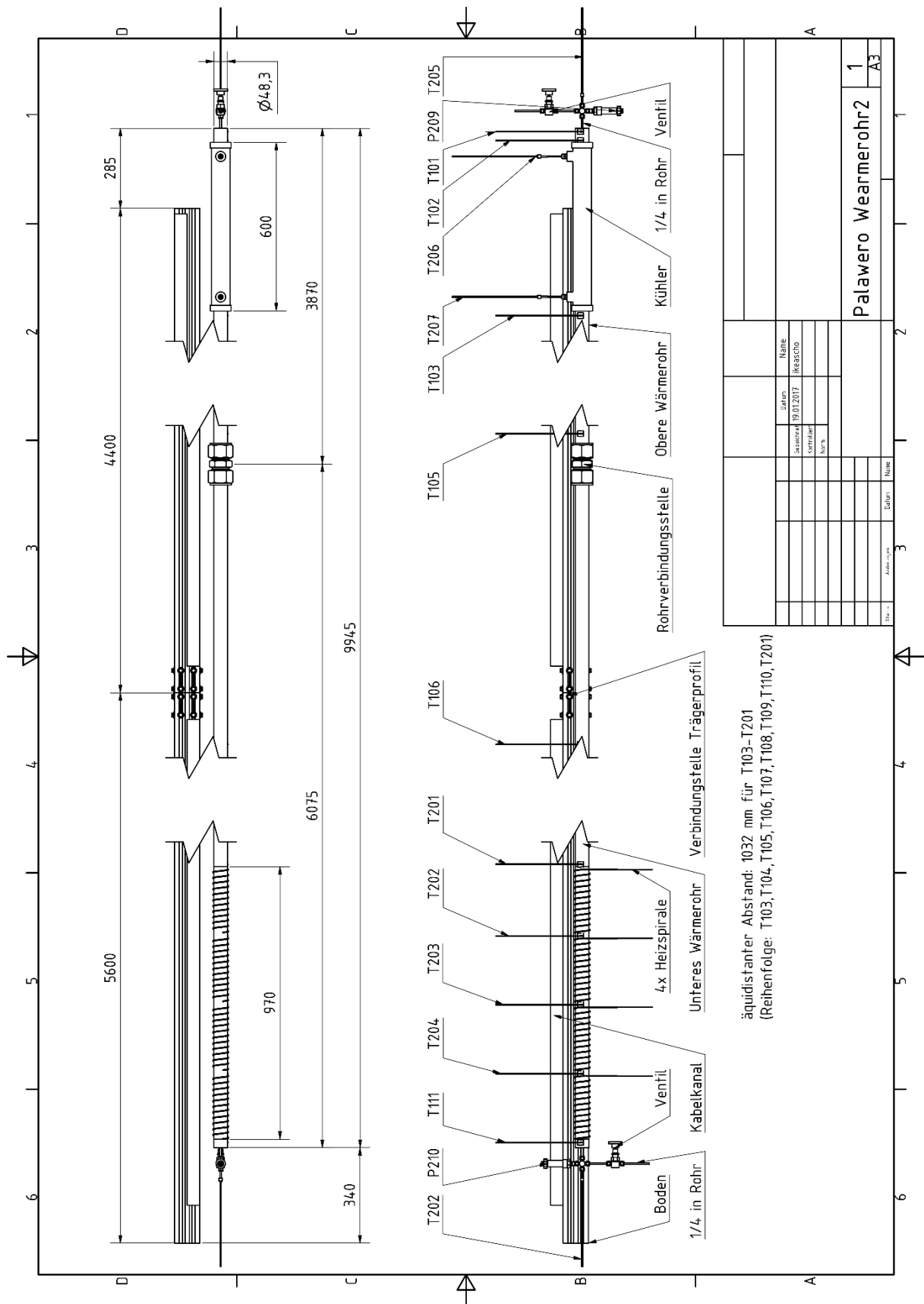


Abbildung D.3: Technische Zeichnung mit Messstellen Laborversuchsrohr $d_i=45,1$ mm

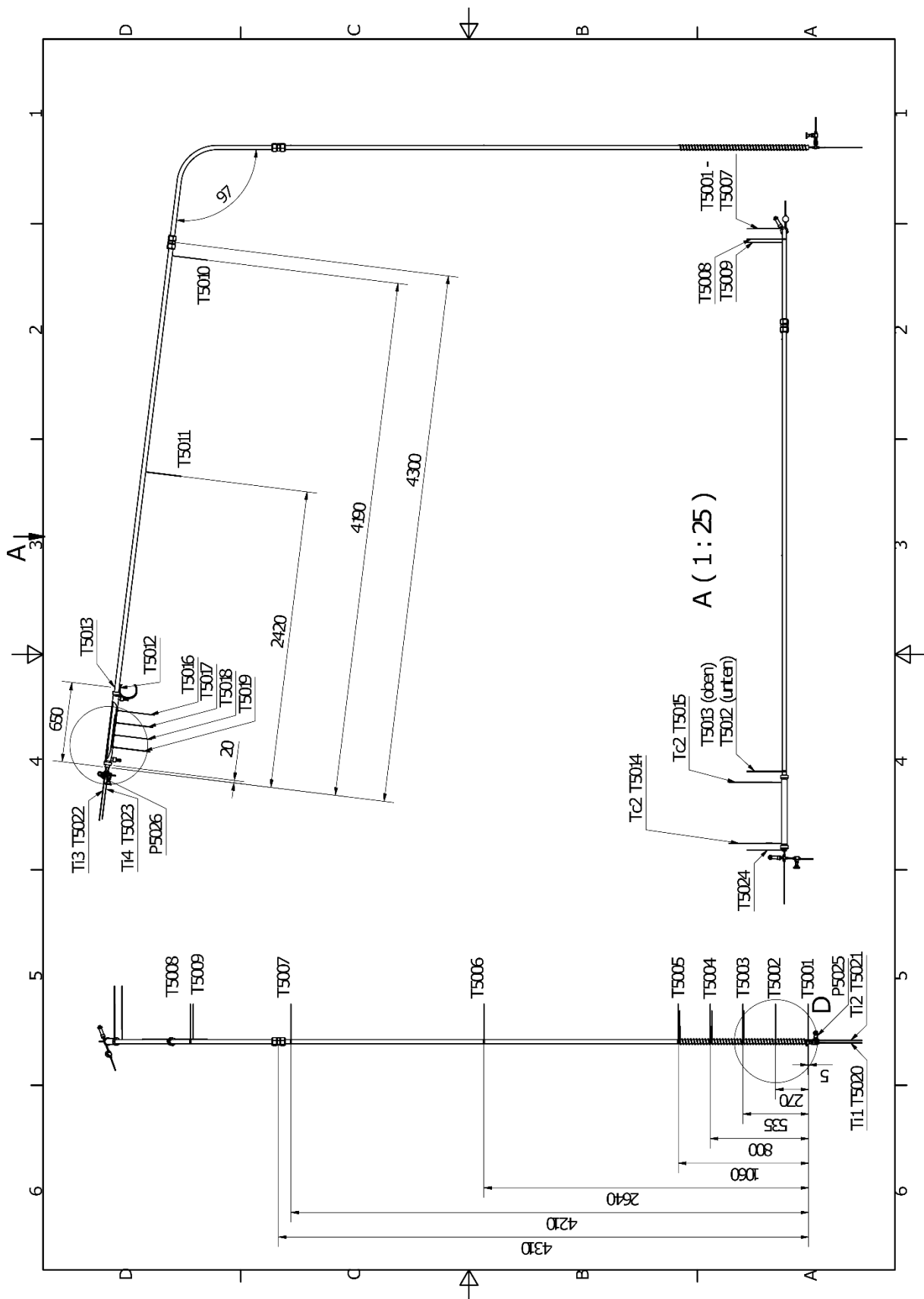


Abbildung D.4: Technische Zeichnung gekrümmtes Thermosiphon Laborrohr $d_i=32$ mm

