

Schlussbericht vom 30.05.2023

zu IGF-Vorhaben Nr. 20755 N

Thema

Steigerung der Energieeffizienz von Produktionsprozessen durch innovative Wärmeübertrager:
Verdampfung und Kondensation von Gemischen

Berichtszeitraum

01.12.2019 bis 28.02.2023

Forschungsvereinigung

Forschungs-Gesellschaft Verfahrens-Technik e.V. - GVT

Forschungseinrichtungen

FSt 1: Universität Kassel, Institut für Thermische Energietechnik (UKS)

FSt 2: Technische Universität München, Lehrstuhl für Anlagen- und Prozesstechnik (TUM)

FSt 3: Technische Universität Braunschweig Institut für Chemische und Thermische
Verfahrenstechnik (TUBS)

FSt 4: Universität Paderborn, Lehrstuhl für Fluidverfahrenstechnik (FVT) (UPB)

Gefördert durch:

Inhalt

1 Vorbemerkung	4
2 Gegenüberstellung der durchgeführten Arbeiten mit den Zielen.....	6
2.1 Verdampfung an strukturierten Rohren (UKS)	6
2.1.1 Umbau, Adaption und Wiederinbetriebnahme der Versuchsanlage (AP1)	8
2.1.2 Messungen an Reinstoffen (AP2)	14
2.1.3 Messungen für gemeinsame Gemische der jeweiligen Mechanismen (AP4)	26
2.1.4 Modellierung und Entwicklung von Kennzahlenbeziehungen (AP3).....	30
2.2 Kondensation an strukturierten Rohren (TUM).....	36
2.2.1 Wiederinbetriebnahme und Umbau der Versuchsanlage (AP 1)	36
2.2.2 Messungen zur Kondensation von Reinstoffen (AP 2)	40
2.2.3 Messung zur Kondensation des gemeinsamen Gemisches <i>n</i> -Propanol/Isobutanol (AP 4).....	43
2.2.4 Messung zur Kondensation des technologie-spezifischen Gemisches Aceton/Isopropanol (AP 5).....	46
2.2.5 Messungen zur Kondensation mit Stickstoff als Inertgas (AP 7)	50
2.2.6 Modellierung und Entwicklung von Kennzahlenbeziehungen (AP 3).....	51
2.3 Verdampfung an Kissenplatten (TUBS)	64
2.3.1 Umbau, Adaption und Wiederinbetriebnahme der Versuchsanlage (AP 1)	64
2.3.2 Messungen Reinstoffe (AP 2)	66
2.3.3 Messungen für gemeinsame Gemische der jeweiligen Mechanismen (AP 4)	69
2.3.4 Messungen für technologiespezifisches binäres Gemisch (AP 5)	72
2.3.5 Messungen für Reinstoffe mit Inerten (N ₂ oder Nichtsieder) (AP 7)	74
2.3.6 Modellierung und Entwicklung von Kennzahlbeziehungen (AP 3).....	76
2.4 Kondensation an Kissenplatten (UPB)	86
2.4.1 Umbau, Adaption und Wiederinbetriebnahme der Versuchsanlage (AP 1)	86
2.4.2 Messungen für Reinstoffe (AP 2)	92
2.4.3 Messungen für gemeinsame Gemische der jeweiligen Mechanismen (AP 4)	94
2.4.4 Messungen für technologiespezifisches Gemisch (AP 5).....	94
2.4.5 Messungen für Reinstoffe mit Inerten (N ₂ oder Nichtsieder) (AP 7)	94
3 Vergleich der innovativen Wärmeübertragerbauformen.....	94
3.1 Vergleich der Wärmeübertragerbauformen bei der Verdampfung	95

3.2	Vergleich der Wärmeübertragerbauformen bei der Kondensation.....	102
3.3	Zukünftige Arbeiten, offene Fragestellungen, potenzielle Anwendungen	103
4	Verwendung der Zuwendung	105
5	Notwendigkeit und Angemessenheit der geleisteten Arbeit	106
6	Wissenschaftlich-technischer und wirtschaftlichen Nutzen der Ergebnisse	106
7	Plan zum Ergebnistransfer in die Wirtschaft	108
	Literatur	112

1 Vorbemerkung

Die Gestaltung energieeffizienter Prozesse ist eine der zentralen Ingenieuraufgaben der Verfahrenstechnik in unserer Zeit. Sei es durch vermehrte Wärmeintegrationsmaßnahmen, die Einbindung einer Brüdenkompression in Verdampfungsprozesse oder den Einsatz von geschlossenen Wärmepumpen zur Aufwertung von Wärmeangeboten, stets muss Wärme bei möglichst kleinen Temperaturdifferenzen von der wärmeabgebenden zur wärmeaufnehmenden Seite übertragen werden. Zentrales Element hierbei sind die eingesetzten Wärmeübertrager, welche verlässlich, sicher und mit breitem Betriebsbereich diese Verfahrensaufgabe lösen müssen. Besonders relevant sind Verdampfungs- und Kondensationsprozesse, da hierbei in der Regel besonders große Wärmeströme übertragen werden und diese damit die Energieeffizienz eines Prozesses besonders beeinflussen. Zudem ist die Berechnung der Apparate aufgrund der komplexen Kopplung von ein- und zweiphasiger Fluidodynamik und Wärmeübertragung herausfordernd. Den Standardapparat gemäß Stand der Technik stellen Rohrbündelwärmeübertrager mit zylindrischen Glattrohren dar. In dem in den Jahren 2011 bis 2014 durchgeführten Verbundprojekt „*Innovative Apparate- und Anlagenkonzepte zur Steigerung der Effizienz von Produktionsprozessen - InnovA²*“ konnte durch die vier Forschungsstellen Fachgebiet Technische Thermodynamik der Universität Kassel, Institut für Chemische und Thermische Verfahrenstechnik der TU Braunschweig, Lehrstuhl für Anlagen- und Prozesstechnik der TU München und Lehrstuhl für Fluidverfahrenstechnik der Universität Paderborn gezeigt werden, dass außen strukturierte Rohre und Kissenplattenapparate in Verdampfungs- und Kondensationsanwendungen erhebliche Vorteile gegenüber dem Standardrohrbündelapparat aufweisen können. In der gemeinschaftlichen Bearbeitung des Projektes konnten zudem eine standardisierte und definierte Vorgehensweise zur Erstellung der relevanten Wärmebilanzen, zur Bestimmung charakteristischer geometrischer Kenngrößen sowie zum Einsatz verbindender Stoffsysteme zur besseren Vergleichbarkeit der Leistungsdaten der verschiedenen Apparatetypen abgestimmt und etabliert werden. Um einen Vergleich mit klassischen Rohrbündelwärmeübertragern zu ermöglichen, mussten für Rippenrohre und Kissenplatten äquivalente Werte für die Wärmeübertragungsfläche, Strömungsquerschnitte und hydraulischen Durchmesser festgelegt werden. Allerdings konnten die experimentellen und theoretischen Untersuchungen aufgrund der sehr komplexen und umfangreichen Versuchsanlagen nur für Reinstoffe durchgeführt werden. Gerade Gemische stellen in Verdampfungs- und Kondensationsprozessen besondere Herausforderungen dar, da sich die Zusammensetzungen von Dampf- und Flüssigphase sowie die daraus resultierenden Kondensations- bzw. Verdampfungstemperaturen entlang des Wärmeübertragungsweges kontinuierlich ändern. Zudem zeigen Gemische – abhängig von ihrer Zusammensetzung – häufig Minima im Wärmeübergangskoeffizienten im Vergleich zu den betreffenden Koeffizienten der Reinstoffe.

In dem hier berichteten Verbundprojekt „*Steigerung der Energieeffizienz von Produktionsprozessen durch innovative Wärmeübertrager: Verdampfung und Kondensation von Gemischen – InnovA⁴Mix*“ wurden daher die Untersuchungen an strukturierten Rohren und Kissenplatten erweitert auf die Verdampfung und Kondensation von Gemischen. Dabei konnten die in dem Verbundprojekt InnovA² erstellten Versuchsanlagen an den vier Forschungsstellen – nach individuellen Umbauten und Anpassungen – weiter genutzt werden, was einen erheblichen Zeitgewinn und Kosteneinsparungen gegenüber einem Neubau der Anlagen erbrachte. Außerdem konnte die in InnovA² gemeinschaftlich entwickelte Vorgehensweise in Versuchsdurch-

führung, -auswertung und Datenverdichtung weiter angewendet werden. Zur Sicherstellung der Vergleichbarkeit der verschiedenen apparativen Technologien untereinander und mit der Referenz zylindrisches Glattrohr wurden binäre Systeme jeweils für die Verdampfung (Pentanol/Hexanol) und die Kondensation (n-Propanol/i-Butanol) festgelegt, s. Abbildung 1. Daneben wurde ein technologiespezifisches Stoffsystem eingesetzt, da die geometrischen Gegebenheiten von strukturierten Rohren und Kissenplatten für bestimmte Stoffeigenschaften besonders vorteilhafte Einsatzfälle zeigen. Zuletzt wurde jeweils noch ein Stoffsystem mit einer Inertkomponente bei der Verdampfung (Glyzerin) und Kondensation (Stickstoff) untersucht.

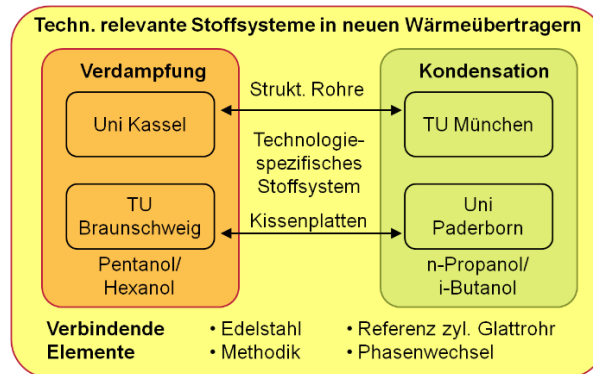


Abbildung 1: Methodik der eingesetzten Stoffsysteme in dem Verbundprojekt *InnovA4Mix*

Da Wärmeübertrager in der Prozessindustrie bevorzugt aus Edelstahl gefertigt werden, wurde dieser Werkstoff auch in den Untersuchungen eingesetzt; diese Daten wurden ergänzt durch frühere Messungen im Rahmen von InnovA² speziell zur Verdampfung am Rippenrohr an Baustahl.

Insgesamt konnten die positiven Befunde zur Wärmeübertragungsleistung von berippten Rohren und Kissenplattenapparaten aus dem InnovA²-Projekt bestätigt und für Gemische erweitert werden. Die im Vergleich zu zylindrischen Glattrohren größeren Wärmeübergangskoeffizienten können genutzt werden, um die gleichen Wärmeströme bei geringeren treibenden Temperaturdifferenzen oder mit einem geringeren Flächenbedarf zu realisieren oder bei gegebener Temperaturdifferenz größere Wärmeströme zu übertragen. Geringere erforderliche Temperaturdifferenzen eröffnen Wärmeintegrationspotentiale, die mit Glattrohren nicht erschließbar wären, geringere Flächenbedarfe oder höhere Wärmeströme erhöhen die Wirtschaftlichkeit von z. B. Wärmeintegrationsmaßnahmen. Beides erweitert die apparativen Möglichkeiten zur Gestaltung energieeffizienter Produktionsprozesse der Prozessindustrie.

In dem Verbundprojekt wurden eine Vielzahl ausführlich dokumentierter experimenteller Versuchsergebnisse erzielt, die insbesondere eine große stoffliche Breite für gleiche Wärmeübertragungsgeometrien abdecken. Zudem konnte die Tragfähigkeit der Auswertemethode mit Referenzierung zum zylindrischen Glattrohr bestätigt werden. Letzteres kann mit kommerziellen Auslegungsprogrammen gut abgebildet werden, und die in InnovA4Mix erzielten Ergebnisse zeigen eine potenzielle Verbesserung gegenüber diesem Stand der Technik auf. Beides stellt insbesondere für kleine und mittlere Unternehmen der apparatebauenden Industrie sowie für in diesem Feld tätige Ingenieurdienstleister eine bisher nicht verfügbare und aus eigenen Mitteln nicht erstellbare Informationsbasis dar, welche ohne das InnovA4Mix-Projekt so nicht erzielbar gewesen wäre.

Die Forschungsstellen danken dem Bundesministerium für Wirtschaft und Klimaschutz für die Förderung im Rahmen der Industriellen Gemeinschaftsforschung der Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen e.V. und den beteiligten Forschungseinrichtungen für die administrative Betreuung des Verbundprojektes.

2 Gegenüberstellung der durchgeführten Arbeiten mit den Zielen

Im Folgenden werden die im Projekt durchgeführten Arbeiten und die daraus gewonnenen Ergebnisse mit den Zielen verglichen, die im Projektantrag festgelegt wurden. Untersucht wurden jeweils die Verdampfung und Kondensation an strukturierten Rohren und an Kissenplatten. Die Unterstruktur der jeweiligen Kapitel orientiert sich an den bearbeiteten Arbeitspaketen.

2.1 Verdampfung an strukturierten Rohren (UKS)

Verdampfer werden durch verschiedene Bauarten realisiert, z.B. Rohrbündel oder Kissenplatten. Wärmeübergang und Fluidodynamik in den Apparaten sind durch verschiedene Mechanismen der Verdampfung komplex gekoppelt. Daher wird für die Auslegung auf empirische Berechnungsgleichungen zurückgegriffen, die auf mehr oder weniger genauen experimentellen Daten beruhen. Für die Steigerung der Effizienz von Verdampfern müssen die entsprechenden Maßnahmen an den jeweiligen Mechanismus angepasst werden. Strukturierte Rohre werden zwar seit langem eingesetzt, aber bekannte Berechnungsansätze wie der im VDI-Wärmeatlas (GORENFLO 2006, 2013) ist auf einfache Trapezrippen, Kupferrohre und für früher gebräuchliche Kältemittel bei Umgebungsdruck begrenzt.

Unterschiedliche Siedemechanismen liegen in Abhängigkeit der Überhitzung der Heizfläche im Vergleich zum Siedezustand (bzw. zur Temperatur der siedenden Flüssigkeit) vor: konvektives Sieden und Blasensieden. Der Wärmeübergang im Bereich des konvektiven Siedens wird durch bekannte Kennzahlenbeziehung ergänzt durch die Zweiphasenströmung berechnet, es gehen Stoffdaten, der Strömungsdampfgehalt sowie Geometrie ein (GORENFLO 2006, 2013). Der Übergang vom konvektiven zum Blasensieden, der sog. "Onset of Nucleate Boiling", ist durch einen metastabilen thermodynamischen Zustand gekennzeichnet und daher von einer Vielzahl von Parametern abhängig, die in komplexen Wechselwirkungen zueinanderstehen. Diese sind noch nicht im Einzelnen wissenschaftlich geklärt, daher werden einige der Einflussparameter in empirischen Berechnungsansätzen in einem Potenzansatz getrennt berücksichtigt: der Betriebszustand - Siededruck und Wärmestromdichte bzw. Überhitzung, Stoffeigenschaften des Fluids, Mikrostruktur (Oberflächenrauheit), Makrostruktur (Rippenstrukturen) und Geometrie (z.B. Rohrdurchmesser) der Heizfläche, Material der Heizfläche. Zusätzliche Apparateeigenschaften wie konvektive Effekte in Rohrbündeln und Plattenapparaten (Orientierung der Heizfläche) werden durch empirische Zusatzparameter berücksichtigt.

Für niedrige Drücke, besonders im Unterdruckbereich, wird die Keimbildung erschwert und dadurch der Hysteresebereich erheblich vergrößert. Durch Strukturierung der Oberflächen wird die Keimbildung erhöht, der Wärmeübergang erheblich verbessert und die Apparate so effizienter gestaltet. Dies gilt besonders für Gemische, da hier die Keimbildung zusätzlich durch die Anreicherung der schwersiedenden Komponente an der Heizfläche erschwert wird. Diese Verschlechterung des Wärmeübergangs wird durch unterschiedliche Ansätze in der Literatur beschrieben, die jedoch nur für sehr spezielle Gemische validiert sind.

Daher wird im Rahmen dieses Projektes die Verdampfung von Reinstoffen und Gemischen an der Außenseite von strukturierten Rohren experimentell und theoretisch untersucht. Ziel ist die Aufstellung bzw. die Validierung der Kennzahlenbeziehung und der empirischen Gleichungen über ihren bisher geltenden Anwendungsfall hinaus, z.B. werden erstmals Edelstahlheizflächen untersucht, s. Tabelle 1. Für die Validierung und zur Verknüpfung mit bekannten Ergebnissen aus der Literatur dienen Kupferheizflächen. Die Einflussparameter auf den Wärmeübergang mit Phasenwechsel werden zum einem bezogen auf den Mechanismus der Verdampfung zusammen mit Teilprojekt C betrachtet und zum anderen bezogen auf die technologie-spezifische Bauart der strukturierten Rohre mit Teilprojekt B. Als technologie-spezifisches Stoffsystem wird n-Pentan/i-Oktan gewählt, da für n-Pentan eine Datenbasis für Kupferglattrohre und berippte Baustahlrohre (GORENFLO 2006, 2013, INNOVA-Bericht o. anderes) vorhanden ist. Die Identifizierung technologiespezifischer Einflussparameter wird somit ermöglicht. Die „mechanismus-spezifischen“ Stoffsysteme Pentanol/Hexanol (Alkohole) gewinnen zwar in der Industrie zunehmend an Bedeutung („E-Fuels“, Power to Liquid), jedoch sind belastbare Daten zum Wärmeübergang beim Sieden in der Literatur kaum vorhanden. Dies gilt besonders für niedrige Siededrucke (insbesondere für Unterdruck). Für den Vergleich der Ergebnisse zwischen den strukturierten Edelstahlrohren an der Uni Kassel und den Kissenplattenverdampfern der TU Braunschweig wird der Einfluss des Apparats bzw. der Form der Heizfläche bestimmt. Das Material der Versuchsrohre und die Eigenschaften der Makrostruktur, wie z.B. die Rippenteilung, werden mit dem Projektpartner „Wieland AG“ abgestimmt.

Tabelle 1: Übersicht zu den durchgeführten Messungen des Wärmeübergangs beim Sieden von Reinstoffen

Rohr	Material	Oberfläche	P_a [μm]	Versuchsstoff	p^*	T_s [$^{\circ}\text{C}$]
RKS1	Kupfer	Glatt	0,42	2-Propanol	0,07 / 0,1	63,33 / 76,56
R23	Edelstahl	Glatt	0,43	n-Pentan	0,03 / 0,1	35,99 / 76,56
				i-Oktan	0,03 / 0,05	89,99 / 107,82
				Pentanol	0,007 / 0,01	102,16 / 110,99
				Hexanol	0,007 / 0,01	126,77 / 117,68
R29	Edelstahl	K30 (30fpi)	Spitze: 1 Tal: 0,68	n-Pentan	0,03 / 0,1	35,99 / 76,56
				i-Oktan	0,03 / 0,05	89,99 / 107,82
				Pentanol	0,007 / 0,01	102,16 / 110,99
				Hexanol	0,007 / 0,01	117,68 / 126,77
R30	Edelstahl	Glatt	0,61	n-Pentan	0,03 / 0,1	35,99 / 76,56
				i-Oktan	0,03 / 0,05	89,99 / 107,82
				Pentanol	0,007 / 0,01	102,16 / 110,99
				Hexanol	0,007 / 0,01	117,68 / 126,77

Tabelle 2: Übersicht zu den durchgeführten Messungen des Wärmeübergangs beim Sieden von Gemischen

Rohr	Material	Oberfläche	Rauheit [μm]	Versuchsstoff	X [mol/mol]	p^*
R29	Edelstahl	K30 (30fpi)	Spitze: 1,0 Tal: 0,68	Pentanol/ Hexanol	0,75 / 0,25	0,007 / 0,01
					0,5 / 0,5	
					0,25 / 0,75	
R30	Edelstahl	Glatt	0,61			

2.1.1 Umbau, Adaption und Wiederinbetriebnahme der Versuchsanlage (AP1)

Versuchsanlage

Die grundlegenden Untersuchungen zum Wärmeübergang beim Sieden werden an einer Versuchsanlage durchgeführt, die auf dem Prinzip des Naturumlaufs beruht, s. Abbildung 2 (GOETZ 1980, FATH 1986). Der Versuchsstoff verdampft unter stationären Bedingungen auf der Außenseite eines elektrisch beheizten, horizontal angeordneten Versuchsrohrs in weiten Bereichen des Siededruckes und der Wärmestromdichte vom beginnenden, konvektiven Sieden bis zum intensiven Blasensieden. Die gesamte Versuchsanlage ist in einer wärmeisolierten Klimazelle angeordnet, so dass die Siedetemperatur und damit der Druck entlang weiter Bereiche der Dampfdruckkurve unter reproduzierbaren Bedingungen variiert werden kann. Durch die Klimakammer werden zum einen Umgebungseinflüsse minimiert, zum anderem ist eine Inertisierung

möglich, so dass brennbare Fluide wie Kohlenwasserstoffe und Alkoholgemische untersucht werden können.

Da die Klimazelle und der Kondensator nach Projektbeginn unerwarteterweise nicht mehr funktionsuntüchtig sind, muss die vorhandene Versuchsanlage instandgesetzt und für die Messungen im Unterdruck sowie höheren Temperaturen angepasst werden. Dazu sind umfangreiche Umbaumaßnahmen notwendig, die durch die Pandemie, Lieferengpässen und Personalmangel erheblich verzögert wurden. Der neu konstruierte Kondensator sowie die Kondensatrückführung gewährleistet, dass der Naturumlauf stabil ist und die Messungen nicht beeinflusst werden, vgl. Abbildung 2 mit FATH 1986 und GORENFLO 2006. Im Rahmen der Instandsetzung wird die gesamte Messtechnik der Anlage neu installiert. Zusätzliche Temperatursensoren in Verdampfer und Klimazelle ermöglichen eine lokal aufgelöste Analyse des Temperaturfeldes und damit der Mechanismen und des Wärmeübergangs beim Sieden. Die Klimakammer wird durch verschiedene Maßnahmen optimiert, weitere Komponenten werden ersetzt, so dass die gesamte Versuchsanlage nun für Temperaturen bis 130°C geeignet ist. Die Flanschverbindungen zur Befestigung des Versuchsrohres im Verdampfer werden angepasst, sodass der Einbau der Rohre und damit der Wechsel der Rohre vereinfacht wird. Durch die verbesserte Versuchsdurchführung wird auf den Mischbehälter verzichtet. An der Versuchsanlage befindet sich ein optischer Zugang, der die Dokumentation der Blasenbildung mit Fotografien und Hochgeschwindigkeitsaufnahmen ermöglicht. Die modifizierte Versuchsanlage ist ausführlich in DEEB o. J. beschrieben.

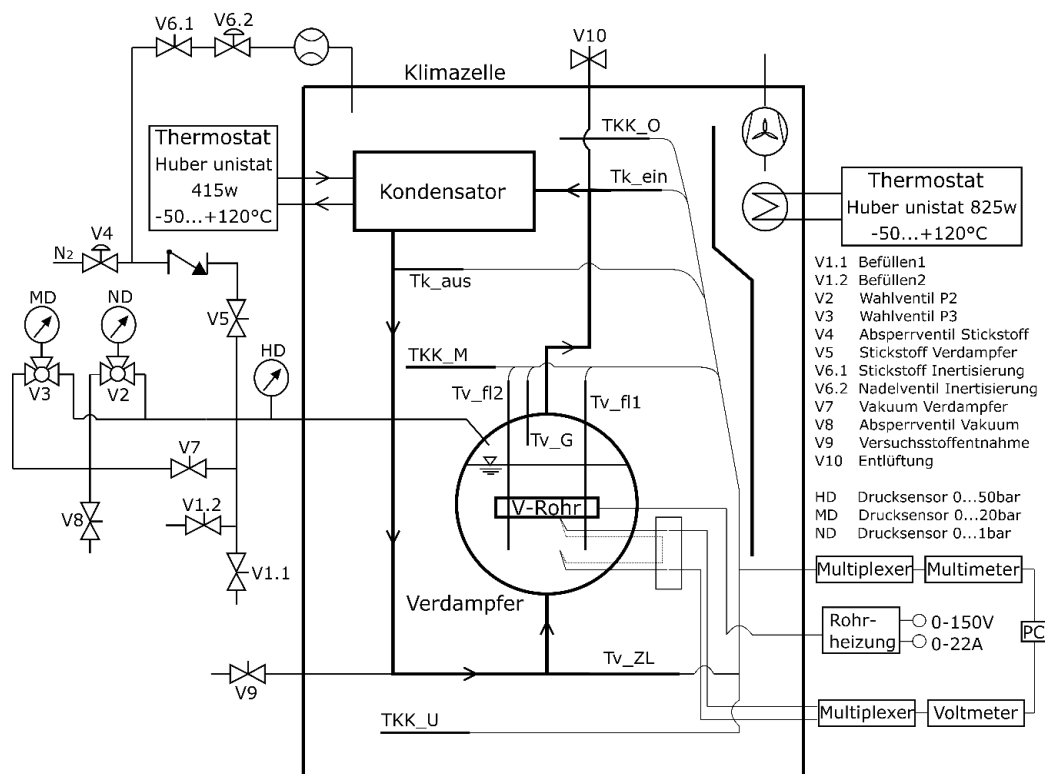


Abbildung 2: Schematische Darstellung und R&I-Fließschema der neu konzipierten und erweiterten Versuchsanlage (DEEB o. J.)

Die so völlig neu aufgebaute Versuchsanlage wird mit einem bekannten Referenzsystem (Kupferglattrohr mit einem Durchmesser von $D = 18,95 \text{ mm}$, einem Mittenrauheitswert von $P_a = 0,42 \text{ }\mu\text{m}$ und Isopropanol als Versuchsstoff) in Betrieb genommen und anhand von Daten aus der Literatur sowohl im Bereich des konvektiven als auch des Blasensiedens validiert, s. Abbildung 3. Im

Bereich des konvektiven Siedens stimmen die Messwerte mit experimentellen Daten aus der Literatur (DANGER 2004) und der Korrelation nach VDI-Wärmeatlas (GORENFLO 2006, 2013) gut überein. Im Bereich des Blasensiedens bzw. bei höherer Wärmestromdichte wird die Druckabhängigkeit innerhalb des in GORENFLO 2006 angegebenen Streubereichs $\pm 0,1$ wiedergegeben, s. Abbildung 3, rechts. Die Abweichung zu den experimentellen Ergebnissen (DANGER 2004) sind im Wesentlichen auf die geringere Rauheit der Heizfläche zurückzuführen. Der Referenzwert α_0 , der den Einfluss der Stoffeigenschaften auf den Wärmeübergang beim Blasensieden berücksichtigt, entspricht dem nach der neuen Korrelation (GORENFLO 2013) berechneten, s. Abbildung 3, unten. Die Druckabhängigkeit der experimentellen Daten wird durch den VDI-Wärmeatlas (GORENFLO 2013) genauer wiedergegeben als nach GORENFLO 2006.

Mit der erfolgreichen Modifikation der Versuchsanlage ist es nun möglich, die geplanten Messungen im Über- und Unterdruck an Reinstoffen und Gemischen durchzuführen. Durch die ungeplanten, notwendigen Umbaumaßnahmen der Anlage und gleichzeitig auftretenden Lieferengpässen verschiedener Komponenten aufgrund der Pandemie, kommt es zu erheblichen Verzögerungen im Projektablauf. Durch die kostenneutrale Verlängerung des Projektzeitraums werden Rückstände aufgeholt, jedoch werden die ursprünglich geplanten Messungen mit dem Gemisch n-Pentan/i-Oktan nicht mehr durchgeführt. Zudem hat sich nach Rücksprache mit Projektpartnern ergeben, dass die Zugabe von Silikonöl als inerte Komponente den Versuchsstoffkreislauf, insbesondere den Kondensator, nachhaltig verunreinigt, sodass eine komplette Revision im Anschluss an die Messungen notwendig gewesen wäre. Vor dem Hintergrund der neu instandgesetzten Anlage und dem Rückstand im Projekt muss daher auf die Messungen mit inerte Komponente im Berichtszeitraum verzichtet werden, da auch Reproduktionsmessungen aufgrund von Ablagerungen während des Siedeprozesses notwendig geworden sind.

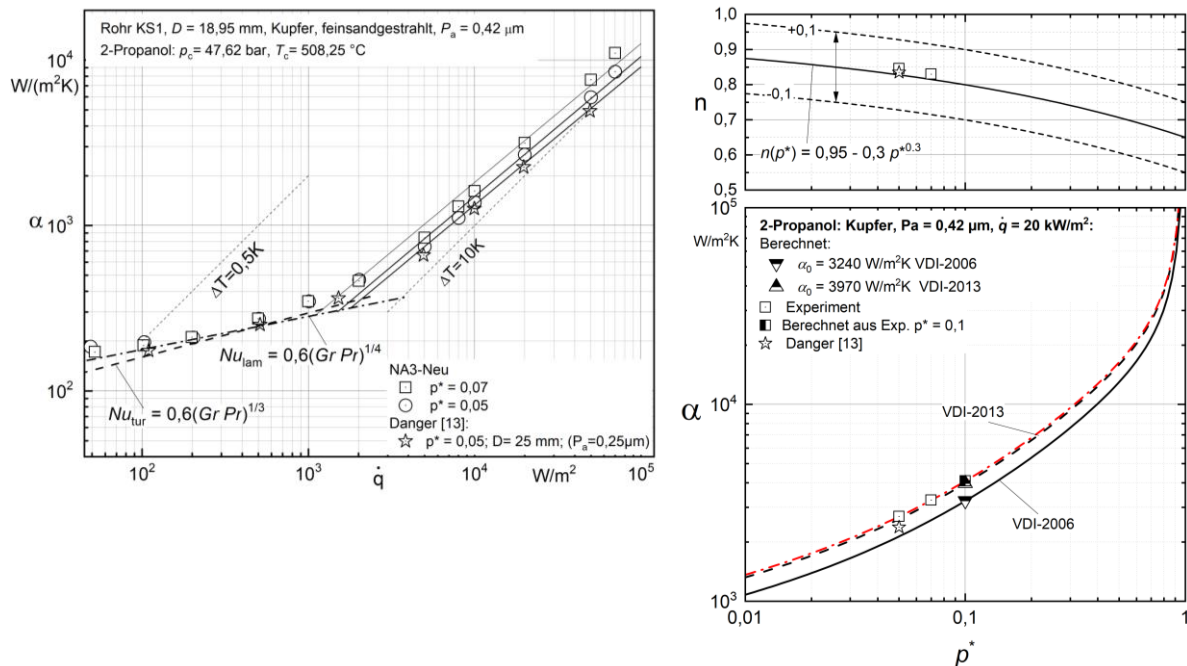


Abbildung 3: Ergebnisse der Validierung der neu konzipierten Versuchsanlage anhand von siedendem Isopropanol an einem Kupferrohr. Links: Wärmeübergangskoeffizient als Funktion der Wärmestromdichte mit Daten aus DANGER 2004, Rechts: Druckabhängigkeit der Steigung der Ausgleichskurven n (oben) und des Wärmeübergangskoeffizienten α für eine Wärmestromdichte $q_0 = 20 \text{ kW/m}^2$ im Vergleich zu bekannten Korrelationen (GORENFLO 2006, 2013)

Versuchsrohre

Im Rahmen des Projektes werden zwei Versuchsrohre konstruiert und gefertigt, s. die Übersicht in Tabelle 3. Das Rohr mit der Bezeichnung „KS1“ ist bereits vorhanden, s. Abbildung 4 und wird für die Validierungsmessungen nach der Anlagenmodifikation mit dem Versuchsstoff Isopropanol verwendet, s. Abbildung 3. An den Rohren „R29“ und „R30“ aus Edelstahl werden die im Rahmen dieses Projektes vorgesehenen Wärmeübergangsmessungen durchgeführt. Die beiden Glattrohre („KS1“, „R30“) werden vor den Messungen feinsandgestrahlt (s. Abschnitt 2.1.2), das Rippenrohr wird von der Fa. Wieland AG gefertigt und zur Verfügung gestellt. Die eigentlichen Versuchsrohre setzen sich aus einem Außenrohr mit unter der Oberfläche angeordneten Thermoelementen und einem Heizleiterträger mit dem aufgewickelten Heizleiter sowie einer Halterung zusammen, s. Abbildung 4 und Abbildung 5. Die Thermoelemente sind in erodierten Bohrungen unter der Heizoberfläche des Versuchsrohres befestigt, s. WENGLER 2017. Die geometrischen Abmessungen der Edelstahlrohre sind in Tabelle 3 aufgelistet. Zwölf Thermoelemente (Typ K) sind in 12 Bohrungen auf einer Länge von 75 mm azimuthal mit einem Abstand von 30° verteilt eingelassen, s. Abbildung 6. Zu jedem Thermoelement ist eine Vergleichsstelle, die sich in der Flüssigkeit im Verdampfer befindet, direkt zugeordnet. Damit wird die Überhitzung der Heizfläche azimuthal auf der Rohroberfläche verteilt lokal aufgelöst bestimmt.

In dem modifizierten Verdampfer werden die Versuchsrohre direkt an dem Verdampfer angeflanscht. Damit wird die komplizierte Führung der Heizleiter und Thermoelemente vermieden, die sehr fehleranfällig ist, vgl. Abbildung 4 mit Abbildung 5.

Tabelle 3: Übersicht der untersuchten Versuchsrohre

Rohr Nr.	Material	d_k [mm]	d_a [mm]	beheizte Länge [mm]	gesamte Länge [mm]	Bearbeitung
KS1 Glatt	Kupfer	18,95	18,95	61	85	Feinsandgestrahlt $P_a = 0,42 \mu\text{m}$
R29 Rippen	Edelstahl	19,05	20,05	80	125	Gewalzt, Rippen K30 $\varphi = 1,5$
R30 Rippen	Edelstahl	19,05	19,05	80	125	Feinsandgestrahlt $P_a = 0,6 \mu\text{m}$

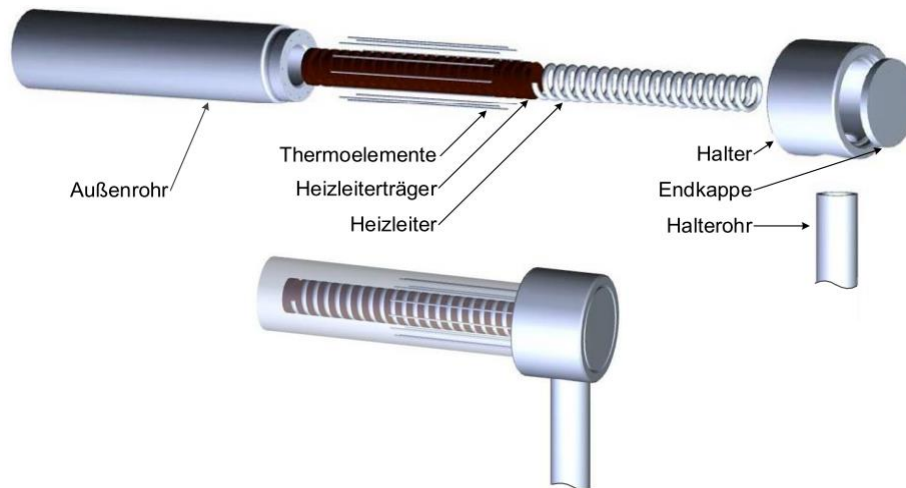


Abbildung 4: Schematische Darstellung der bisherigen Rohrkonstruktion anhand des Kupferrohres aus WENGLER 2017

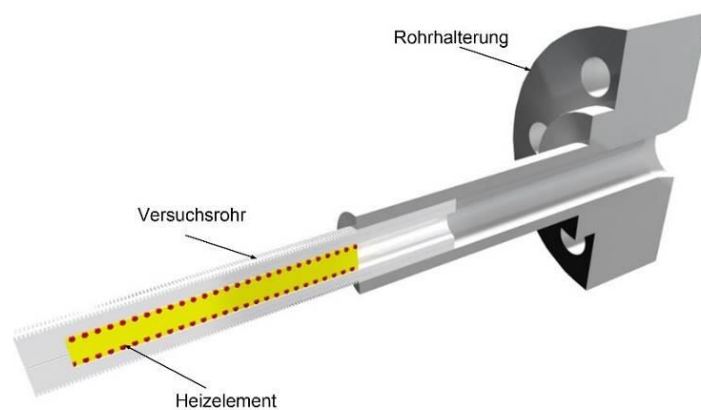


Abbildung 5: Schematische Darstellung der modifizierten Versuchsrohrhalterung für die Edelstahlrohre (DEEB o. J.)

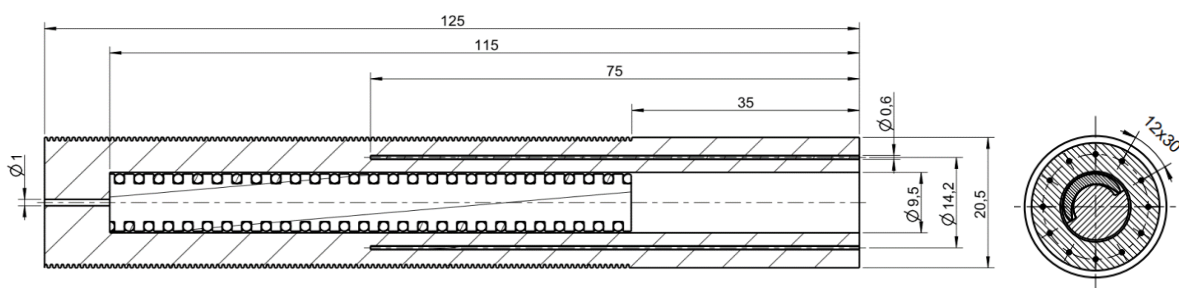


Abbildung 6: Konstruktionszeichnung des Rippenrohres „R29“ mit der Verteilung der Thermoelemente (DEEB o. J.)

Versuchsstoffe

In Tabelle 4 sind die untersuchten reinen Versuchsstoffe und in Tabelle 5 die untersuchten Gemische mit den kritischen Daten zusammengestellt. Die zwei Kohlenwasserstoffe n-Pentan und i-Oktan werden als sog. technologie-spezifische Stoffe bezeichnet und die zwei Alkohole 1-Pentanol und Hexanol als mechanismus-spezifische Stoffe. Die Messungen an den Kohlenwasserstoffen bzw. Alkanen erfolgen im Überdruck und die an den Alkoholen im Unterdruck. Aufgrund der nicht vorgesehenen erheblichen notwendigen Umbaumaßnahmen und der damit verbundenen Zeitverzögerungen wird in Abstimmung mit den Projektpartnern auf das technologie-spezifische Gemisch verzichtet. Die Zusammensetzung des sog. mechanismus-spezifischen Gemischs 1-Pentanol / Hexanol wird in enger Abstimmung mit Teilprojekt C (TU Braunschweig) festgelegt. Die zwei untersuchten Siededrucke werden im Unterdruck durchgeführt.

In der Literatur sind für diese Versuchsstoffe mit Ausnahme von n-Pentan keine Daten zum Wärmeübergang beim Sieden bekannt, daher auch kein sog. α_0 -Wert, der den Stoffeinfluss beim Blasensieden in den empirischen Auslegungsgleichung beschreibt (GORENFLO 2006, 2013).

Die verwendenden Stoffwerte des Versuchsstoffes n-Pentan werden der Datenbank „REFPROP“ (REFPROP 2018) entnommen. Die Stoffwerte von Hexanol und 1-Pentanol werden nach VDI-Wärmeatlas (KLEIBER & JOH 2019a, 2019b) berechnet, die Daten für i-Oktan stammen von der Firma „Linde AG“.

Tabelle 4: Zusammenstellung der untersuchten Reinstoffe mit den kritischen Daten sowie dem gemessenen Druckbereich

Stoff	Chem. Verbindungen	p_c [bar]	T_c [°C]	$p^* = p_s/p_c$
n-Pentan	C_5H_{12}	33,70	196,56	0,03 – 0,05 – 0,1
i-Oktan	C_8H_{18}	25,67	270,85	0,03 – 0,05
1-Pentanol	$C_5H_{12}O$	38,80	313,00	0,007 – 0,01
Hexanol	$C_6H_{14}O$	35,10	338,20	0,007 – 0,01

Tabelle 5: Zusammenstellung der untersuchten Gemischzusammensetzungen mit den kritischen Daten sowie dem gemessenen Druckbereich

Stoff	p _c [bar]	T _s [°C]	p*	x [mol/mol]
1-Pentanol/Hexanol	37,87	111,98 – 103,19	0,01 – 0,007	75/25
1-Pentanol/Hexanol	36,95	116,07 – 107,16	0,01 – 0,007	50/50
1-Pentanol/Hexanol	36,02	120,92 – 111,90	0,01 – 0,007	25/75

2.1.2 Messungen an Reinstoffen (AP2)

Die Ergebnisse zum Wärmeübergang werden anhand des Wärmeübergangskoeffizienten α , der aus dem Quotienten von Wärmestromdichte und der Temperaturdifferenz $\Delta T = (T_w - T_s)$, mit der Wandtemperatur T_w und der Siedetemperatur des Fluids T_s ,

$$\alpha = \frac{\dot{q}}{\Delta T} = \frac{\dot{Q}}{A \Delta T} \quad (1)$$

berechnet wird, diskutiert. Die Überhitzung wird über die gesamte Oberfläche gemittelt. Der aufgeprägte Wärmestrom wird auf die Wärmeübertragungsfläche bezogen. Als Bezugsfläche für den Wärmeübergangskoeffizienten und die Wärmestromdichte wird häufig die Kernfläche oder die Gesamtfläche gewählt (GOETZ 1980). Hersteller von Wärmeübertragern und die Rohrhersteller beziehen ihre Werte zumeist auf die Hüllfläche, da dies das entscheidende Maß für den Einbau ist. Zudem kann bei komplexen Rippenstrukturen bei Hochleistungsrohren die gesamte Fläche nicht immer bestimmt werden. Im Folgenden wird sich im Projekt darauf geeinigt, den Wärmeübergang auf die äußere Hüllfläche zu beziehen. Zum Vergleich mit Korrelationen aus der Literatur (GORENFLO 2006, 2013) ist es jedoch notwendig, als Bezugsfläche die Kernfläche zu wählen. In dem Falle des hier verwendeten Rippenrohres ist der Einfluss der Bezugsfläche nicht sehr groß.

Da sowohl die Mikrostruktur (Rauheit) als auch die Makrostruktur (Rippen) der Heizfläche einen erheblichen Einfluss auf den Wärmeübergang hat, muss eine detaillierte Analyse der Oberflächenstruktur der Heizflächen unter genau definierten Nebenbedingungen vor den Wärmeübergangsmessungen erfolgen (GORENFLO 2006, 2013).

Bearbeitung und Analyse der Oberflächen

Die Glattrohre „KS1“ und „R30“ werden feinsandgestrahlt und anschließend wird die Rauheit mit einem optischen Rauheitsmessgerät, das nach dem Fokusvariationsprinzip arbeitet, erfasst und nach Norm DIN EN ISO 4287:2010-07 ausgewertet. Beim Rippenrohr „R29“ werden zum einen die Geometriedaten wie Rippenhöhe, Rippenbreite, lichter Abstand zwischen den Rippen etc., und zum andern wird die Rauheit am Rippengrund, Rippenspitze und Rippenflanke ebenfalls nach Norm DIN EN ISO 4287:2010-07 bestimmt. Aufgrund der hohen Auflösung des optischen Messgerätes werden die Oberflächen mit einer sehr geringen Messlänge aufgenommen, die für die eigentliche Oberflächenstruktur nur bedingt repräsentativ ist. Daher sind die Werte für die feinsandgestrahlte Oberfläche nicht mit denen aus der Literatur vergleichbar. Aus Zeitgründen wird nicht mit dem hochauflösenden Tastschnittsystem mit einem Taster aus der Nahfeldakustik

im Berichtszeitraum gemessen. Die entsprechenden korrigierten Daten werden in (DEEB o. J.) und in einer weiteren Veröffentlichung in der „CIT“ aufgeführt.

Makrostruktur - Rippenstruktur

Die mit dem optischen Messgerät bestimmten geometrischen Daten des Rippenrohres „R29“ sind in Tabelle 6 zusammengefasst. Die aufgenommene Rippenstruktur ist in Abbildung 7, links, dargestellt. Die Oberflächenvergrößerung des Rippenrohres „R29“ im Vergleich zum Glattrohr mit gleichem Kernrohrdurchmesser wird mit

$$\varphi = \frac{A}{A_K} \quad (2)$$

berechnet. Die Flächenvergrößerung im Vergleich zum Glattrohr beträgt $\varphi = 1,488$. Die Rippen weisen eine trapezförmige Kontur mit 30 Rippen pro Inch (fpi) mit einer Rippenhöhe von 0,5 mm und einem lichten Rippenabstand von 0,4 mm auf, s. auch die quantitative Darstellung in Abbildung 7, rechts.

Tabelle 6: Geometrieparameter des Rippenrohres R29

Rippenhöhe	h	0,5 mm
Rippenbreite	b	0,35 mm
Lichter Rippenabstand	t_l	0,84 mm
Radius am Grund	r	0,25 mm
Rippenteilung	b_t	0,4 mm
Abstand zwischen Grund- und Spitze	w	0,04 mm
Flächenvergrößerung	φ	1,488

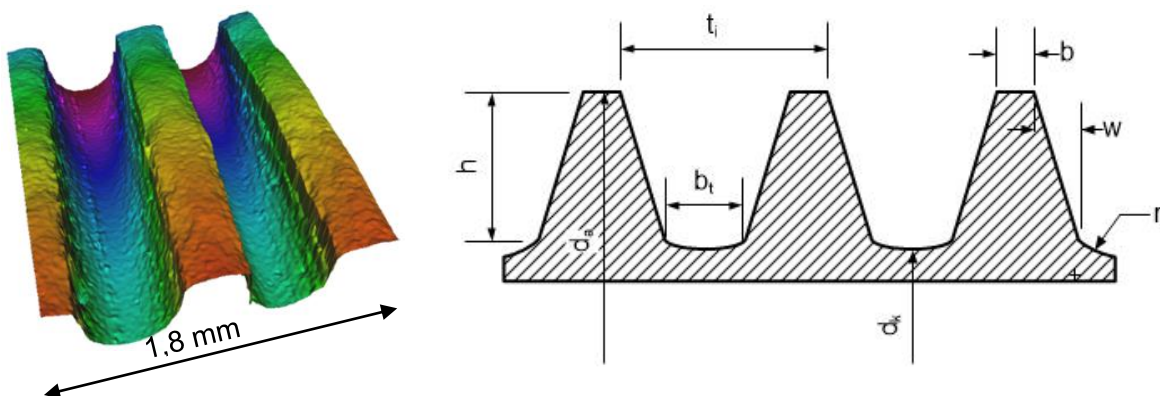


Abbildung 7: Darstellung der Rippengeometrie des Rippenrohres „R29“

Mikrostruktur – Rauheit

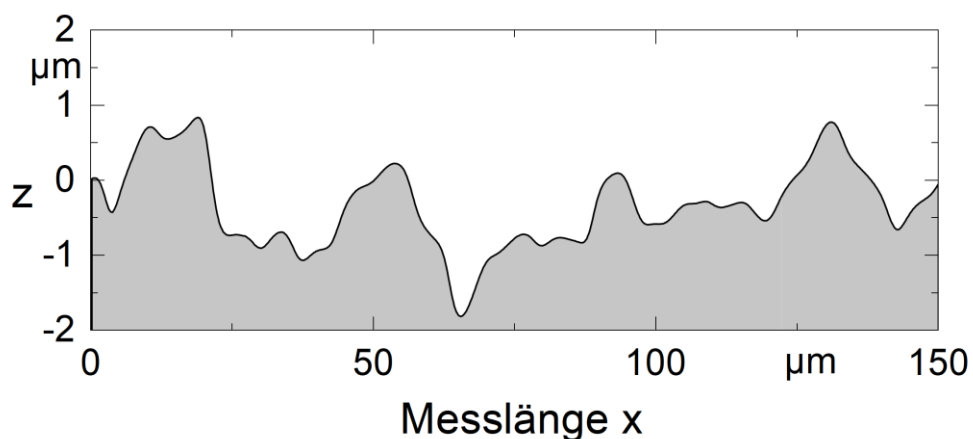
Die Rauheit des feinsandgestrahlten Edelstahlrohres „R30“ wird über den Positionen der Thermoelemente gemessen, so dass man 12 Topografien aus 10.296 Messläufen über den Umfang des Rohres verteilt erhält. Zusätzlich werden weitere 20 Topografien aus Messläufen in axialer Richtung aufgenommen. Die Messlänge ist aufgrund des oben genannten Umstands am Messgerät auf $x = 0,15$ mm im Vergleich zur üblichen Messlänge von $x = 0,5$ mm verkürzt. Aus allen

Messungen wird ein arithmetischer Mittenrauheitswert von $P_a = 0,6 \mu\text{m}$ für eine Messlänge von $x = 0,15 \text{ mm}$ mit einer Standardabweichung von $\sigma = 0,13 \mu\text{m}$ bestimmt.

Tabelle 7: Rauheitsparameter des feinsandgestrahlten Versuchsrohres (Nr. 30) nach DIN EN ISO 4287:2010-07 für eine Messlänge von $x = l_m = 0,15 \text{ mm}$, ohne cut-off ($\lambda = \infty$).

	$P_a [\mu\text{m}]$	$P_q [\mu\text{m}]$	$P_p [\mu\text{m}]$	$P_t [\mu\text{m}]$	$P_z [\mu\text{m}]$	Anzahl der Messläufe
Mittelwert	0,6	0,73	1,75	3,43	1,29	27456 Messläufe an 32 Positionen gemessen
Max	1,6	1,98	4,24	8,32	4,42	
Min	0,24	0,29	0,61	1,46	0,61	
Sigma	0,13	0,16	0,47	0,81	0,46	

In Abbildung 8, unten, ist die Topografie des feinsandgestrahlten Edelstahlrohres mit der Überhöhung von $z / x = 6 \mu\text{m}$ und oben der Profilschnitt aus der Topografie mit der Überhöhung $z / x = 13,2$ dargestellt. Die Oberfläche ist sehr homogen und die Vertiefungen, die während der Verdampfung als potenzielle Keimstellen dienen, sind stochastisch verteilt. Aufgrund der homogenen Oberflächenstruktur ist zu vermuten, dass der tatsächliche Mittenrauheitswert bezogen auf die Messlänge von $x = 0,5 \text{ mm}$ nicht sehr stark von dem oben genannten Wert abweicht.



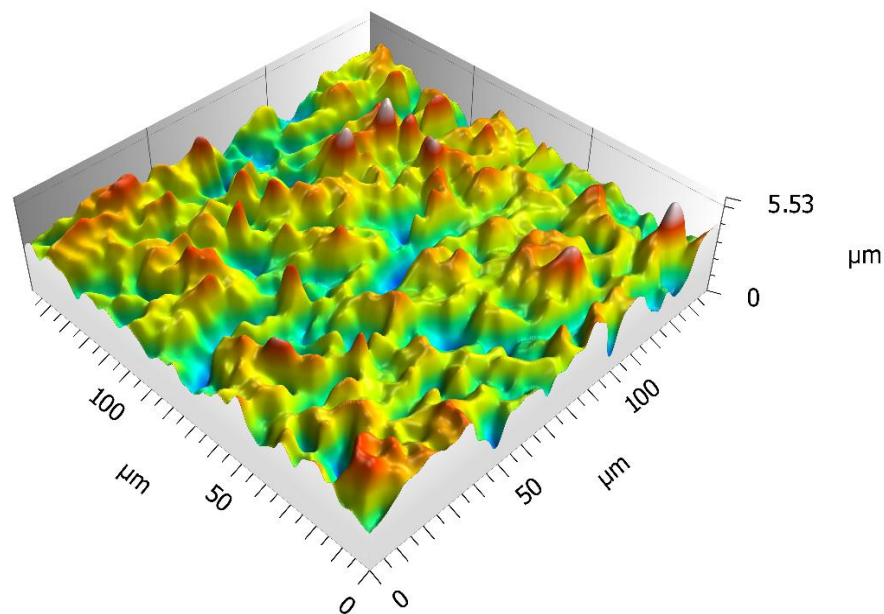


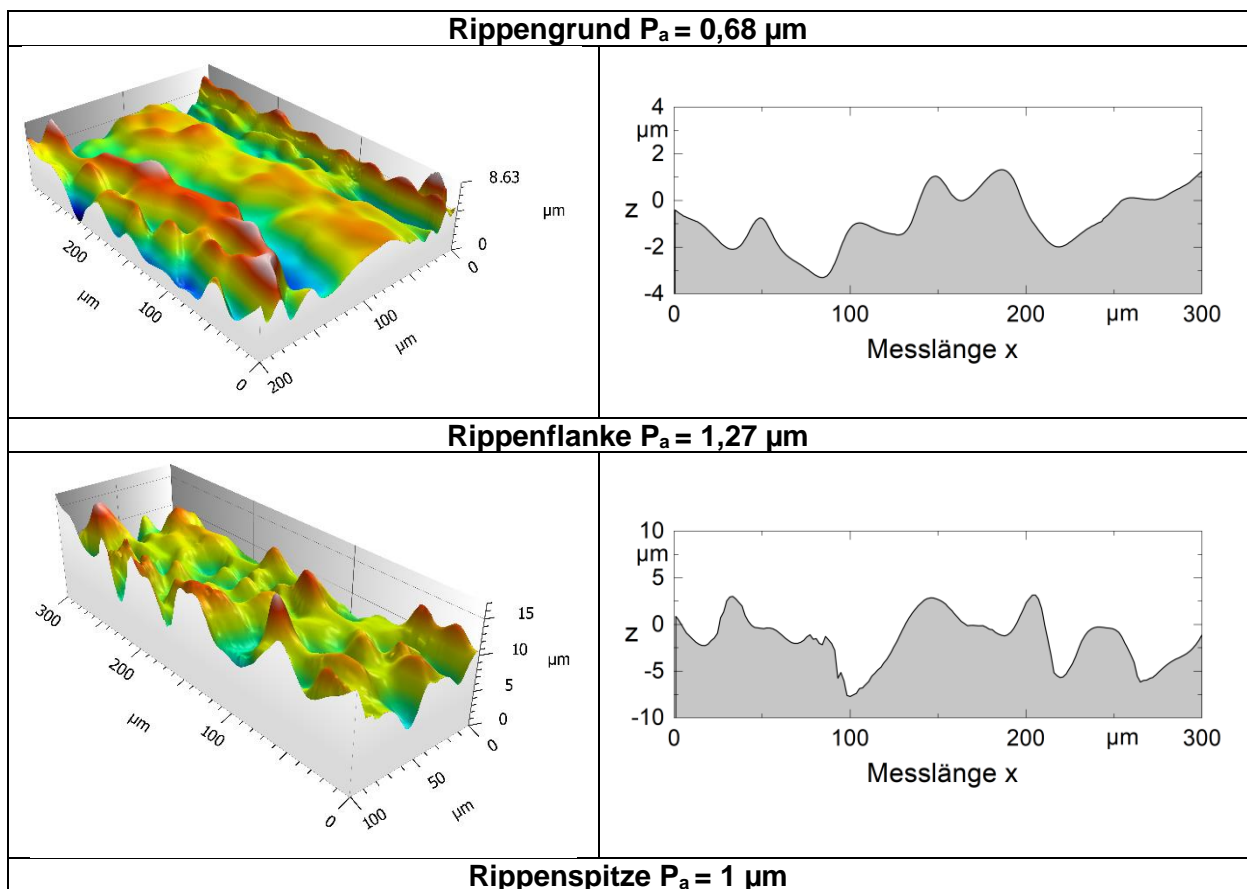
Abbildung 8: Topografie (unten) und Profil (oben) des feinsandgestrahlten Edelstahlrohres „R30“ mit der üblichen Überhöhung (unten: $z/x = 6$ oben $z/x = 6$)

Die gemessenen Topografien werden an die jeweilige Geometrie von Rippenspitze, -flanke und -grund angepasst, daher ist die jeweilige Messlänge variabel, s. Tabelle 8 und Abbildung 9. In Tabelle 8 werden die an die jeweiligen Messlänge angepassten genormten Rauheitsparameter aufgelistet, während in Abbildung 9 repräsentative Topografien und die dazugehörigen Profilschnitte dargestellt sind. Die Anzahl der Topografien ist sehr unterschiedlich, da besonders die Messung an der Rippenflanke sehr aufwendig ist. Am Rippengrund wird ein arithmetischer Mittenrauheitswert von $P_a = 0,68 \mu\text{m}$ festgestellt, der ungefähr der Rauheit des feinsandgestrahlten Rohres „R30“ entspricht. Im Gegensatz dazu zeigen die Rauheitswerte an der Rippenflanke bzw. Rippenspitze einen höheren Wert als am Rippengrund. Die Standardabweichung liegt zwischen 30 % und 50 % des untersuchten arithmetischen Mittenrauheitswerts. Dies deutet darauf hin, dass die Mikrostruktur des Rippenrohres aufgrund des Walzvorgangs bei der Fertigung weniger homogen als die des feinsandgestrahlten Versuchsrohres ist.

Anhand der in Abbildung 9 gezeigten Topografien bzw. Profilschnitte ist zu sehen, dass die Oberfläche am Rippengrund eine deutlich glattere Struktur aufweist als die an Rippenflanke und -spitze. Diese geht auf das Bearbeitungsverfahren bzw. das verwendete Walzverfahren zur Herstellung der Rippen zurück. Außerdem ist Abbildung 9 und Tabelle 8 zu entnehmen, dass anders als in der Literatur postuliert (HÜBNER & KÜNSTLER 1997) die Flanke der Rippen über eine höhere Anzahl an Vertiefungen verfügt als an der Spitze und im Grund und daher rauer ist.

Tabelle 8: Rauheitsparameter des Rippenrohres „R29“, am Rippengrund, Rippenflanke und Rippen Spitze nach DIN EN ISO 4287:2010-07 für unterschiedliche Messlängen, ohne cut-off ($\lambda=\infty$).

Rippen	Messlänge [μm]		P_a [μm]	P_q [μm]	P_p [μm]	P_t [μm]	P_z [μm]	Anzahl der Messläufe
Grund	300	Mittel	0,68	0,82	1,59	3,29	3,29	1371 Messläufe an 3 Positionen gemessen
		Max	1,66	1,77	3,65	6,83	6,83	
		Min	0,20	0,25	0,50	1,15	1,15	
		Sigma	0,33	0,38	0,73	1,45	1,45	
Flanke	300	Mittel	1,27	1,58	3,46	6,95	6,95	349 Messläufe an 3 Positionen gemessen
		Max	2,39	2,92	7,29	12,76	12,76	
		Min	0,39	0,47	0,93	1,69	1,69	
		Sigma	0,37	0,45	1,21	1,97	1,97	
Spitze	300	Mittel	1,00	1,25	2,27	5,28	5,28	27456 Messläufe an 32 Positionen gemessen
		Max	2,00	2,61	4,81	10,94	10,94	
		Min	0,27	0,35	0,49	1,42	1,42	
		Sigma	0,32	0,39	0,82	1,76	1,76	



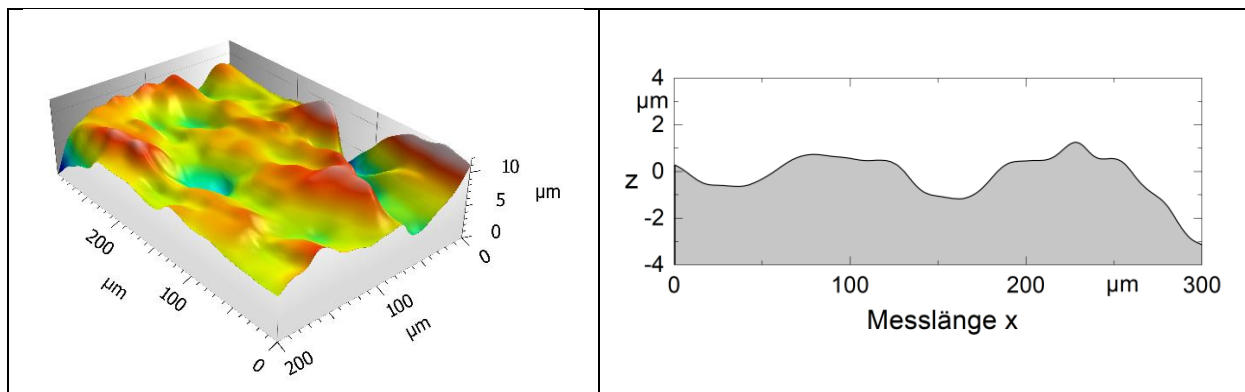


Abbildung 9: Topografien (links) und Profile (rechts) des Rippenrohres „R29“ an Rippengrund, Rippenflanke und Rippen Spitze mit unterschiedlicher Überhöhung

Kohlenwasserstoffe

Die Ergebnisse der Untersuchungen zum Wärmeübergang beim Sieden sind in Abbildung 10 in doppeltlogarithmischer Darstellung des Wärmeübergangskoeffizienten von n-Pentan (oben) und i-Oktan (unten) als Funktion der Wärmestromdichte für das Glattrohr jeweils für zwei normierte Siededrucke p^* gezeigt. Für n-Pentan liegen Daten für die Bezugswerte des normierten Siededruckes von $p^* = 0,1$ (GORENFLO 2006, 2013) und von $p^* = 0,03$ für die Bestimmung des Stoffeinflusses nach STEPHAN & PREUßER 1979 und GORENFLO 2006 vor, für i-Oktan nur für $p^* = 0,03$. Zum späteren Vergleich mit der Korrelation in GORENFLO 2006, 2013 wird beim Rippenrohr der Wärmeübergang zunächst nur auf den Kerndurchmesser bezogen.

Im Bereich des konvektiven Siedens stimmen die experimentellen Werte mit der Nusselt-Korrelation

$$Nu_{lam} = 0,6(GrPr)^{0,25} \quad (3)$$

für eine laminare Strömung überein (GORENFLO 2006, 2013). Der Wärmeübergang ist am Rippenrohr für beide Siededrucke im Vergleich zum Glattrohr verbessert. Dies wird durch die stärkere Strömung in den Rippenkanälen verursacht. Für den niedrigen Druck erhält man für das Glattrohr nur eine schleichende Umströmung, die Steigung ist für $p^* = 0,03$ geringer als für das Rippenrohr und als nach Gleichung (3). Dies wird für i-Oktan für den niedrigen Druck nicht bestätigt, s. Abbildung 10, unten.

Im Bereich des Blasensiedens steigt der Wärmeübergang überproportional mit der Wärmestromdichte an. Der Wärmeübergang beim Rippenrohr ist auch im Bereich des Blasensiedens verbessert, für den niedrigen Druck noch verstärkt, s. Abbildung 10, oben. Für Wärmestromdichten ab ca. 20 kW/m^2 wird die relative Zunahme von α mit q geringer, die Interpolationslinie im doppeltlogarithmischen Diagramm „knickt“ ab. Dies wird für beide Rohre für den gesamten untersuchten Druckbereich festgestellt. Offensichtlich liegen für diese Überhitzungen keine geeigneten Keimstellen zur Aktivierung vor, vgl. auch die Fotografien in Abbildung 11.

Das beginnende Blasensieden, der sog. „Onset of Nucleate Boiling“ ist für das Rippenrohr kaum zu niedrigeren Wärmestromdichten verschoben. Dies ist auf die geringe Flächenvergrößerung und die sehr niedrigen Rippen zurückzuführen. Für $p^* = 0,1$ ist für n-Pentan zu erkennen, dass

das Glattrohr beim Beginn des Blasensiedens für eine Wärmestromdichte von 500 W/m² mehr aktive Keimstellen als das Rippenrohr aufweist, s. Abbildung 11.

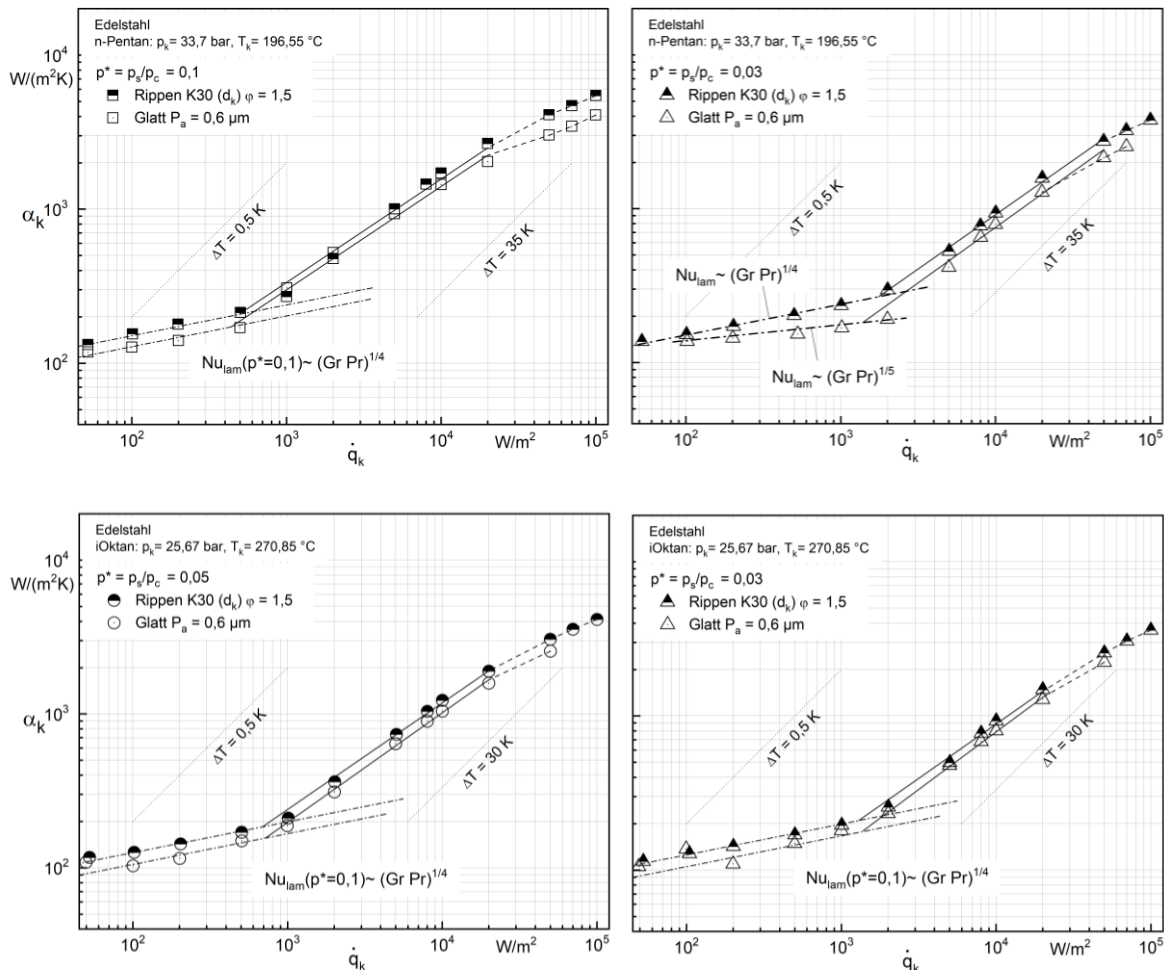
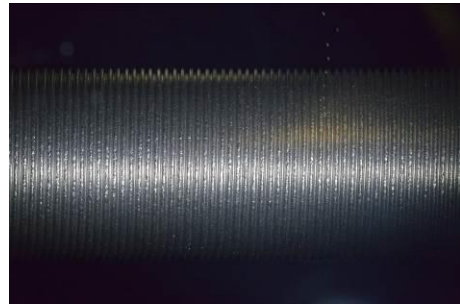


Abbildung 10: Doppeltlogarithmische Darstellung des Wärmeübergangskoeffizienten α als Funktion der Wärmestromdichte q für das Glatt- und Rippenrohr in siedenden n-Pentan (oben) und i-Oktan (unten) für jeweils zwei Siededrucke

Wärmestromdichte



500 W/m²



Wärmestromdichte



20 kW/m²



Wärmestromdichte



100 kW/m²



Abbildung 11: Fotografien vom beginnenden bis zum intensiven Blasensieden für das Glattrohr (links) und das Rippenrohr (rechts) für n-Pentan für $p^* = 0,1$

Die erzielte Verbesserung des Wärmeübergangs im Bereich des Blasensiedens durch die Rippenstruktur wird anhand von Abbildung 12 für n-Pentan (links) und i-Oktan (rechts) diskutiert. Die relative Verbesserung durch die Oberflächenvergrößerung sowie die zusätzlichen Konvektionseffekte in den Rippenkanälen nimmt für steigende Wärmestromdichten ab. Bei höheren Wärmestromdichten sind aufgrund der hohen Überhitzungen bereits alle Keimstellen aktiviert, sodass die Mikro- bzw. Makrostruktur den Wärmeübergang weniger beeinflussen und nicht zusätzliche potentielle Keimstellen anbieten. Für i-Oktan wird im Bereich mittlerer Wärmestromdichten der Wärmeübergang mehr gesteigert als für n-Pentan. Mit abnehmendem Druck wird der Wärmeübergang durch die Rippenstruktur verstärkt im Vergleich zum Glattrohr, jedoch ist der beobachtete Effekt nicht einheitlich.

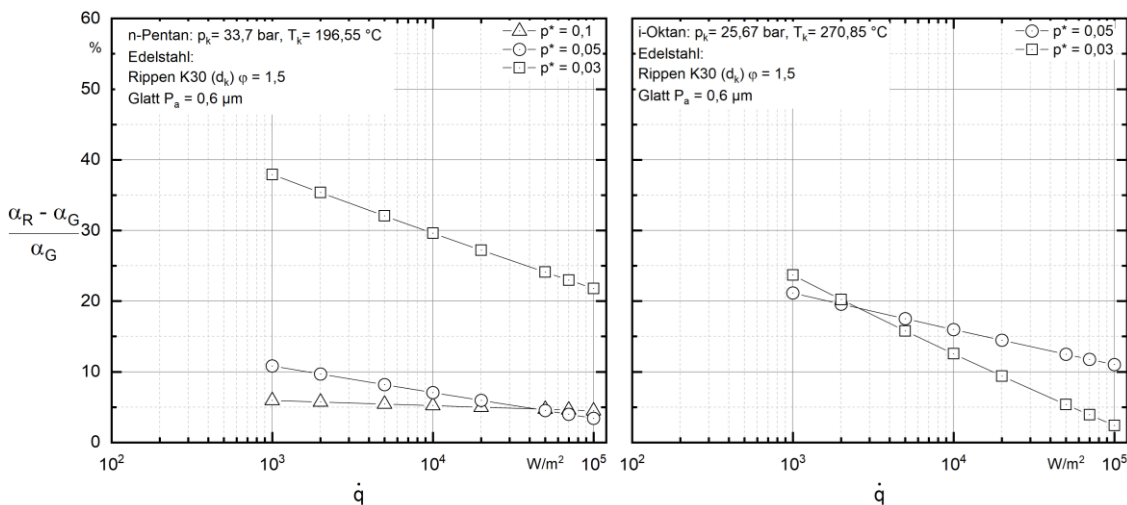


Abbildung 12: Die relative Verbesserung des Wärmeübergangs am Rippenrohr in Abhängigkeit der Wärmestromdichte in siedenden n-Pentan (links) und i-Oktan(rechts)

Die Verbesserung kann anhand der azimuthalen Temperaturverteilung in der Heizfläche im Detail diskutiert werden, s. Abbildung 13 für $p^* = 0,1$ von n-Pentan für das Rippenrohr, links, und das Glattrohr, rechts. Die Rohrwandüberhitzungen zeigen einen typischen Verlauf. Im Bereich des konvektiven Siedens ist für beide Rohre die Überhitzung unabhängig vom Winkel. Mit zunehmender Wärmestromdichte werden die Unterschiede in der azimuthalen Verteilung der Überhitzung größer. Im Bereich des intensiven Blasensiedens ist der Wärmeübergang besonders auf der unteren Rohrhälfte verschlechtert, da die Blasen hier nicht ungehindert wegströmen können. Durch die Konvektionseffekte der Rippenstruktur wird insbesondere hier eine Verbesserung erzielt, jedoch verweilen sie verstärkt in den Rippenkanälen auf der Oberseite des Rohres.

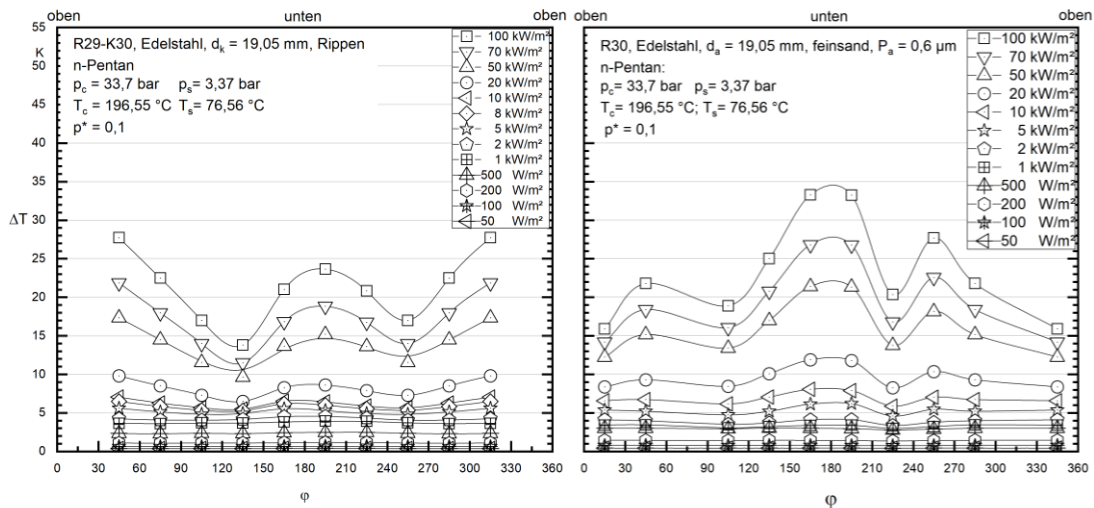


Abbildung 13: Rohrwandüberhitzung für den Stoff n-Pentan als Funktion des azimuthalen Winkels φ für das Rippenrohr „R29 links“ und das Glattrohr „R30 rechts“ für $p^* = 0,1$

Alkohole

Analog zu den Ergebnissen der Kohlenwasserstoffe werden die Ergebnisse der Wärmeübergangsmessungen an den Alkoholen 1-Pentanol und Hexanol in Abbildung 14, $p^* = 0,01$ (links)

und $p^* = 0,07$ (rechts), dargestellt. Die Ergebnisse sind auf sehr niedrigen Drücke begrenzt. Am Glattrohr hat sich während der Versuche ein Belag gebildet, s. die Fotografie in Abbildung 15. Dies ist vermutlich auf lokale Überhitzungen während des Versuchsbeginns beim „Hochfahren“ der Wärmestromdichte zurückzuführen. Daher wird am Rippenrohr darauf geachtet, die Wärmestromdichte zu Beginn des Versuchs langsam zu steigern, um so die Überhitzung und damit die Zersetzung des Versuchsstoffes zu vermeiden. Es wird kein Belag festgestellt. Der Belag und damit die Mikrostruktur der Oberfläche des Glattrohres wird nach Abschluss aller Messungen mit Alkoholen und deren Gemische entfernt, und anschließend Neubearbeitet. Die Rauheit ist identisch zu den Werten vor der Belagsbildung.

Im Bereich des konvektiven Siedens wird eine sog. schleichende Strömung am Glattrohr für die Alkohole bestätigt, s. die geringe Steigung der Ausgleichskurve in Abbildung 10 für n-Pentan. Für das Rippenrohr wird eine ähnliche Tendenz beobachtet, jedoch zu noch niedrigeren Drücken verschoben. Der Belag hat für den Bereich des konvektiven Siedens keine Auswirkung auf den Wärmeübergang.

Im Bereich des Blasensiedens wird der Wärmeübergang überproportional gesteigert, der Beginn des Blasensiedens wird mit abnehmendem Druck zu höheren Überhitzungen bzw. Wärmestromdichten verschoben. Der kritische Keimradius zur Bildung einer Dampfblase nimmt für tiefe Drücke sehr stark zu, sodass dieser erst bei hohen Wandüberhitzungen erreicht wird. Zudem sind die Dampfblasen sehr groß, s. Abbildung 15. Die entstandenen Dampfblasen am Rippenrohr sind größer als die am Glattrohr. Die hochströmenden Blasen zwischen den Rippen haben eine größere Verweilzeit an der überhitzenden Rohroberfläche und transportieren verstärkt Wärme ab. Zudem wachsen sie mit weiteren an der Oberfläche vorhandenen Blasen zusammen.

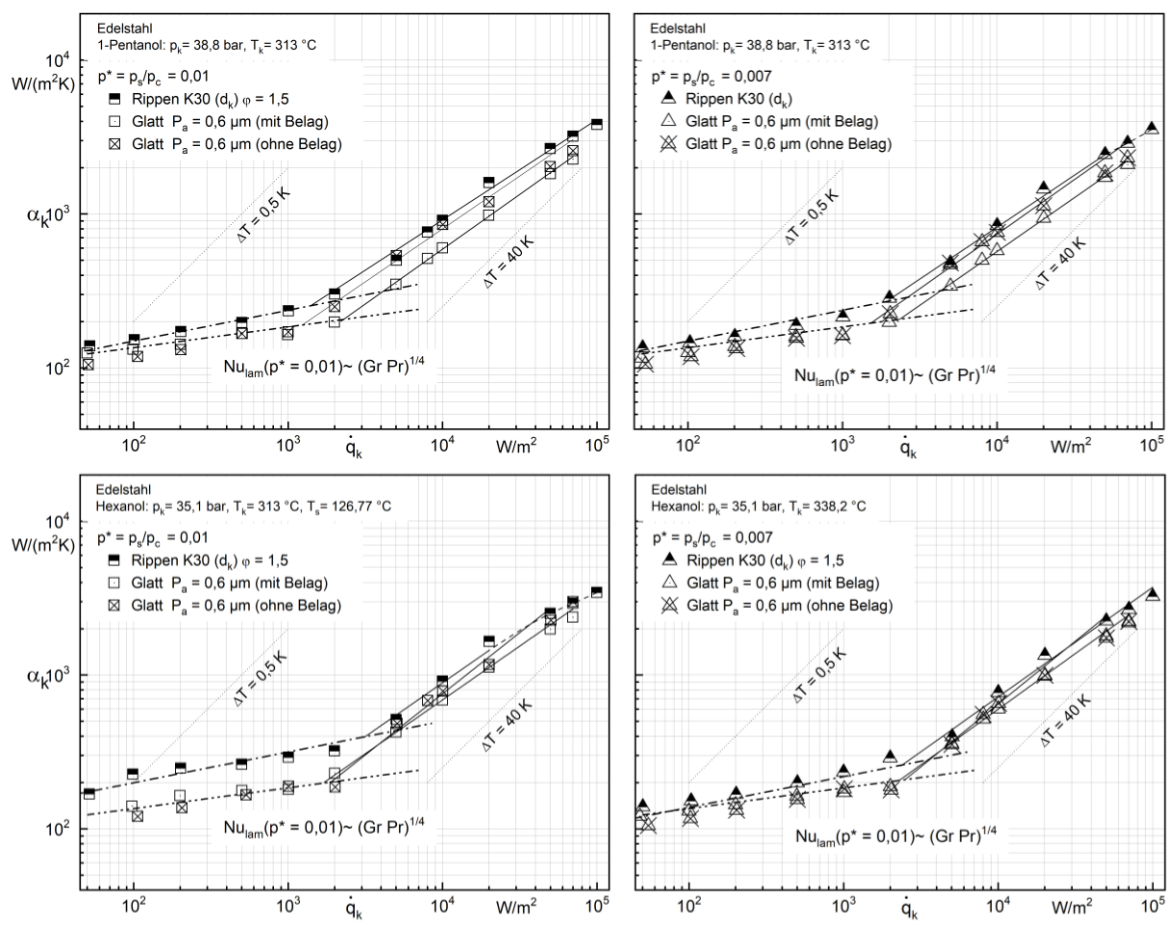


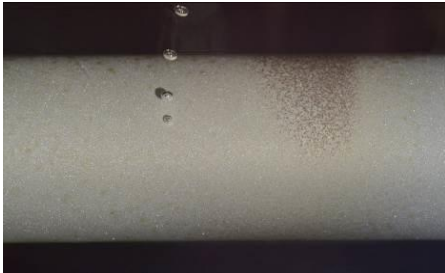
Abbildung 14: Doppeltlogarithmische Darstellung des Wärmeübergangskoeffizienten α als Funktion der Wärmestromdichte q für das Glatt- und Rippenrohr in siedendem 1-Pentanol (oben) und Hexanol (unten) für jeweils zwei Siededrucke

Nach den Fotografien in Abbildung 15 werden stabile Keimstellen bereits für eine Wärmestromdichte von 2 kW/m^2 am Glattrohr beobachtet. In Abbildung 15 ist am Rippenrohr zwar keine stabile Keimstelle zu erkennen, es wird jedoch bereits eine Aktivierung für beide Rohre festgestellt, wobei die Frequenz der Blasen so gering ist, dass sie erschwert mit der Kamera aufzunehmen ist. Für höhere Wärmestromdichten werden am Glattrohr deutlich kleinere Dampfblasen als am Rippenrohr festgestellt, wobei die Größe der Dampfblasen nach der Literatur unabhängig von der Struktur sein sollte (FRITZ 1935, WECKESSER 1990). Der Belag hat einen verstärkten Einfluss auf den Wärmeübergang beim Blasensieden, besonders auf das beginnende Blasensieden, s. Abbildung 14, oben. Der Wärmeübergang verschlechtert sich bei $q = 5 \text{ kW/m}^2$ um ca. 50 %. Die von der Mikrostruktur zur Verfügung stehenden potenziellen Keimstellen werden durch den Belag zugesetzt, so dass sie für die Keimbildung nicht mehr zur Verfügung stehen und man durch die Belagschicht einen höheren Wärmeübergangswiderstand hat.

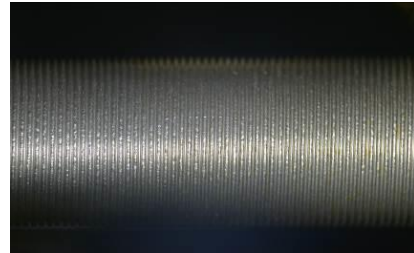
In Abbildung 16 wird analog zu Abbildung 12 die Verbesserung des Wärmeübergangs am Rippenrohr im Vergleich zum Glattrohr diskutiert. Die Steigerung des Wärmeübergangs des Rippenrohres zum Glattrohr ist durch die Belagbildung verfälscht. Für beide Alkohole wird der Wärmeübergang am Rippenrohr um 20 bis 60 % im Vergleich zum Glattrohr mit Belag verbessert

und liegt damit wesentlich höher als die bei den untersuchten Kohlenwasserstoffen und der Literatur (GORENFLO 2006, 2013). Die Belagschicht wird daher entfernt, die Oberfläche erneut feinsandgestrahlt, sodass die Rauheitsparameter identisch mit der vorherigen Oberfläche sind und die Wärmeübergangsmessungen wiederholt. Der Einfluss des Siededruckes und der Wärmestromdichte auf die relative Steigerung des Wärmeübergangs durch das Rippenrohr ist nicht einheitlich und unterscheidet sich deutlich von den Ergebnissen mit den Kohlenwasserstoffen.

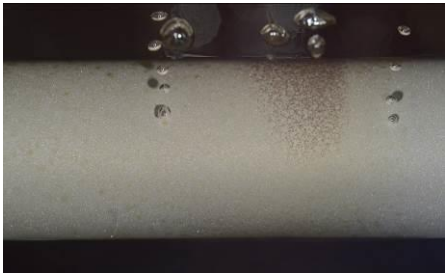
Wärmestromdichte



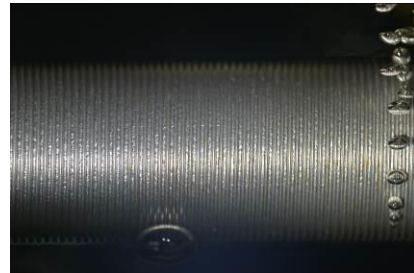
2 kW/m²



Wärmestromdichte



5 kW/m²



Wärmestromdichte



50 kW/m²



Abbildung 15: Fotografien zur Blasenbildung am Glattrohr (links) und Rippenrohr (rechts) für 1-Pentanol für $p^* = 0,01$ mit entsprechender Belagbildung

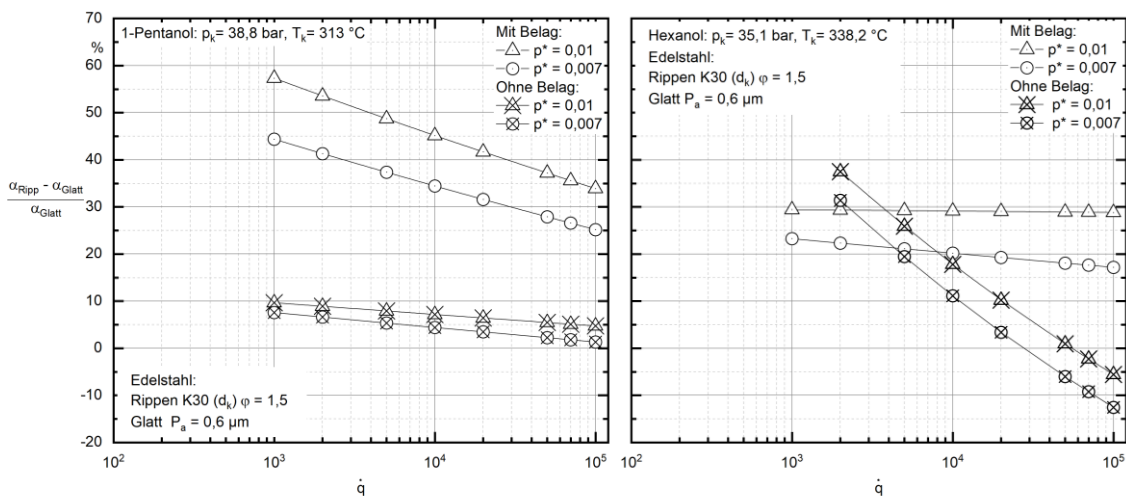


Abbildung 16: Die relative Verbesserung des Wärmeübergangs durch das Rippenrohr in Abhängigkeit der Wärmestromdichte für 1-Pentanol (links) und Hexanol (rechts)

2.1.3 Messungen für gemeinsame Gemische der jeweiligen Mechanismen (AP4)

Der Wärmeübergang wird sowohl am Glattrohr als auch am Rippenrohr aus den genannten Gründen nur mit dem sog. mechanismus-spezifischen Gemisch aus 1-Pentanol und Hexanol gemessen. Die Gemischmessungen werden am gereinigten und Neubearbeiteten Glattrohr vorgenommen. Die untersuchten Gemischzusammensetzungen sind Tabelle 5 zu entnehmen. In Abbildung 17 ist die Siedelinse des untersuchten Gemisches für die beiden untersuchten Drücke veranschaulicht. 1-Pentanol ist der Leichtsieder und Hexanol der Schwertsieder. Das Gemisch ist sehr engsiedend mit einem maximalen Temperaturgleit von $\Delta T = 3,2 \text{ K}$ bei der Zusammensetzung von 50 / 50 Mol-%.

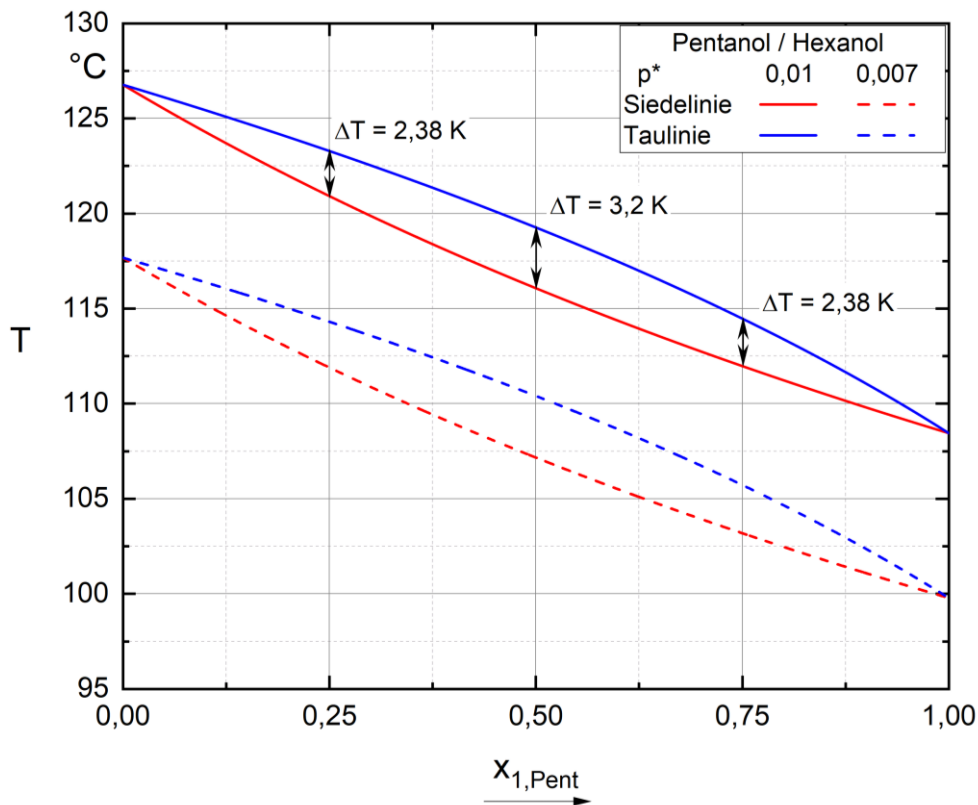


Abbildung 17: Siedelinse der untersuchten Gemischzusammensetzungen aus 1-Pentanol und Hexanol für zwei reduzierte Drücken

Die Ergebnisse zum Wärmeübergang für die unterschiedlichen Zusammensetzungen des Gemisches aus 1-Pentanol und Hexanol sind für das Glattrohr (oben) und das Rippenrohr (unten) jeweils für zwei Drücke $p^* = 0,01$ und $p^* = 0,007$ in Abbildung 18 dargestellt. Im Bereich des konvektiven Siedens stimmen die experimentellen Werte sowohl für das Glatt- als auch das Rippenrohr gut mit der Nusselt-Korrelation für laminare Strömung unabhängig von der Zusammensetzung, überein.

Der Bereich des Blasensiedens ist wieder durch den überproportionalen Anstieg des Wärmeübergangskoeffizienten mit der Wärmestromdichte gekennzeichnet. Mit zunehmendem Anteil des Leichtsieders wird der ONB zu geringeren Überhitzungen ein wenig verschoben. Die Zusammensetzung hat für sehr hohe Wärmestromdichten kaum Einfluss, s. Abbildung 18.

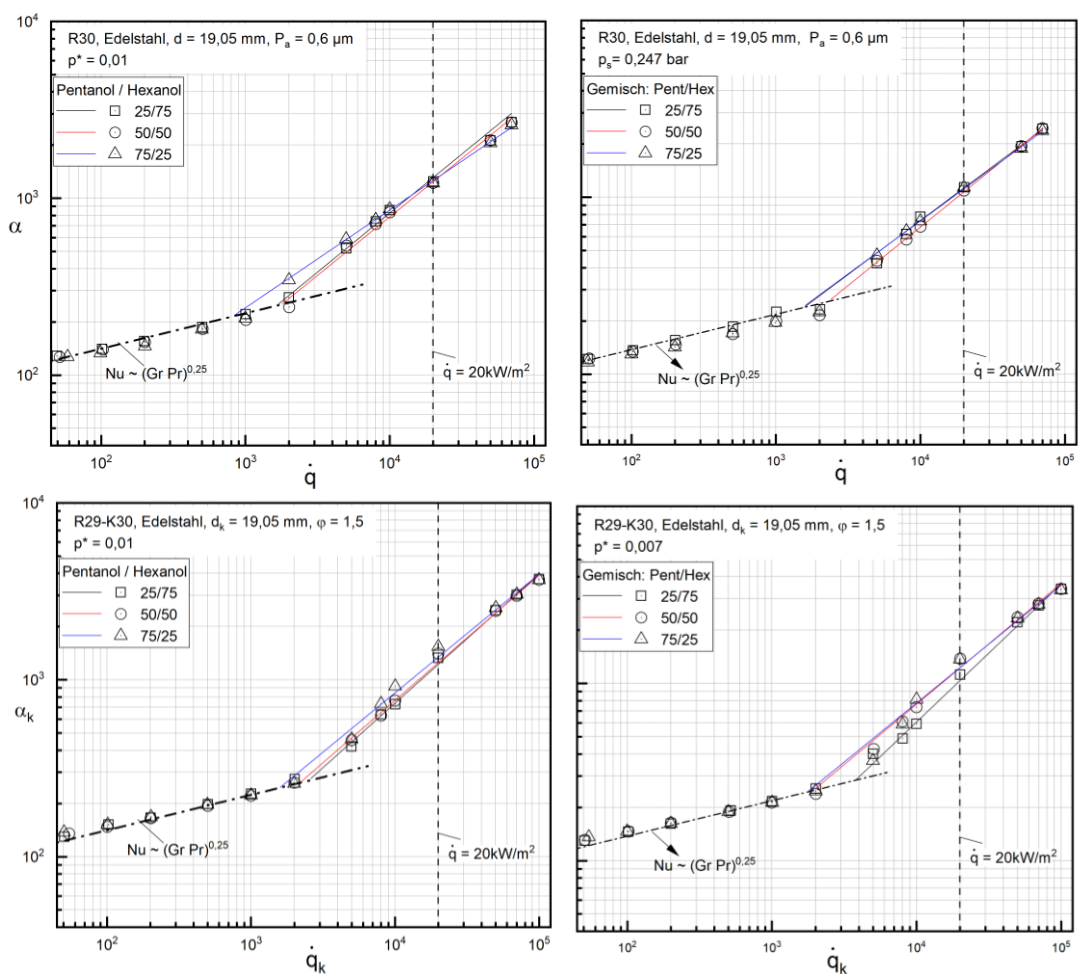


Abbildung 18: Doppellogarithmische Darstellung des Wärmeübergangskoeffizienten über der Wärmestromdichte für das Glattrrohr (oben) und Rippenrohr (unten) an drei Zusammensetzungen des mechanismus-spezifischen Gemischs (1-Pentanol und Hexanol)

Der Einfluss der Gemischzusammensetzungen auf den Wärmeübergang im Bereich des Blasen-siedens wird anhand von Abbildung 19 und Abbildung 20 diskutiert. Dazu wird der Wärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit des Molanteils vom Leichtsieder für eine konstante Wärmestromdichte von $q = 20$ kW/m² für den Druck $p^* = 0,01$ aufgetragen. Die Grenzwerte bilden die Reinstoffe, $x_1 = 1$ (1-Pentanol) und $x_1 = 0$ (Hexanol) aus Abbildung 19 und Abbildung 20.

Der Einfluss der Belagschicht im Falle der Reinstoffe wird in Abbildung 19, links, deutlich. Die bekannte Verschlechterung des Wärmeübergangs im Gemisch durch den zusätzlichen Stoffübergangswiderstand wird nicht beobachtet. Selbst der aus den Reinstoffen molanteilig gemittelte Wert für α_{id} liegt unterhalb der Werte aller Gemischzusammensetzungen. Dies bedeutet, dass der Belag einen größeren Einfluss auf die Verschlechterung des Wärmeübergangs hat als das Gemisch.

Für die Untersuchung ohne Belag (für die Reinstoffe) wird die bekannte Verschlechterung des Wärmeübergangs im Gemisch festgestellt. Da der Temperaturleit sehr gering ist und ein Stoffeinfluss bei den beiden Alkoholen fast nicht beobachtet wird, ist der ideal berechnete Wärmeübergang nahezu unabhängig von der Zusammensetzung, s. Abbildung 19, rechts. Die Korrelation

von FUJITA & TSUTSUI 1994, die nur den Temperaturgleit berücksichtigt, ist am besten geeignet den Wärmeübergang in diesem Gemisch am Glattrohr wiederzugeben.

Für das Rippenrohr wird ein größerer Einfluss des Gemisches beobachtet, s. Abbildung 20 (rechts). Der Stoffeinfluss auf den Wärmeübergang bei den Reinstoffen ist bereits zu erkennen, wobei der Schwersieder Hexanol einen leicht besseren Wärmeübergang aufweist. Je mehr Schwersieder im Verdampfer vorhanden ist, desto schlechter wird der Wärmeübergang. Keine der genannten Korrelation gibt die Verschlechterung wieder, nur für $x_1 = 0,25$ trifft die Korrelation von STEPHAN & KÖRNER 1969 und für $x_1 = 0,75$ die von FUJITA & TSUTSUI 1994 die neuen Daten. Das Rippenrohr führt im Falle der Gemische eher zu einer Verschlechterung des Wärmeübergangs im Vergleich zum Glattrohr, da der Schwersieder sich insbesondere in den Rippenkanälen anreichert. Daher ist dies Rippenrohr für die Gemische nicht geeignet.

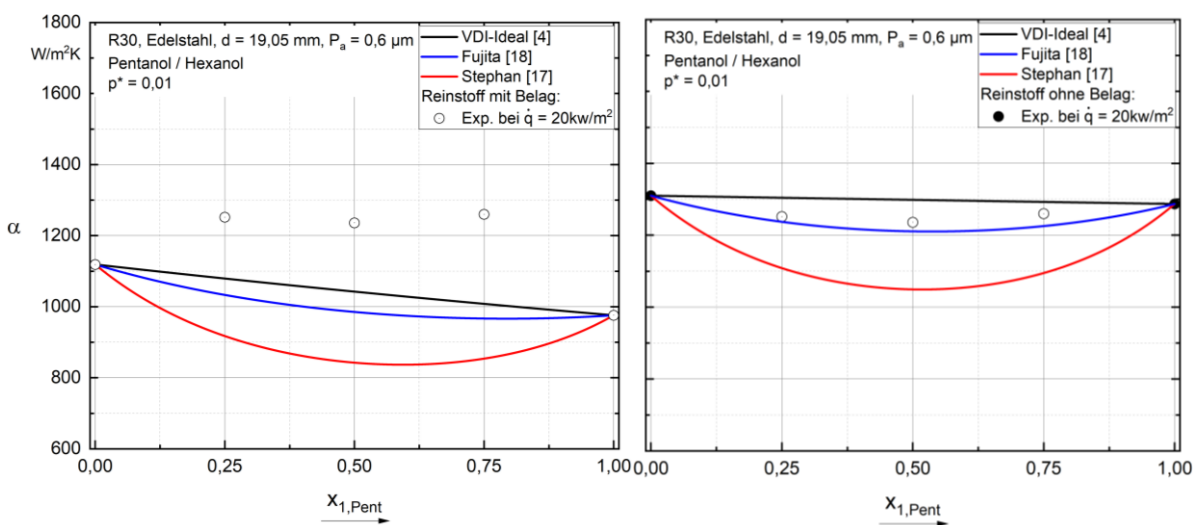


Abbildung 19: Wärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit des Molanteil vom Leichtsieder 1-Pentanol bei einer Wärmestromdichte von $q = 20 \text{ kW/m}^2$, Ergebnisse für den Reinstoff am Glattrohr mit Belag (links), ohne Belag (rechts)

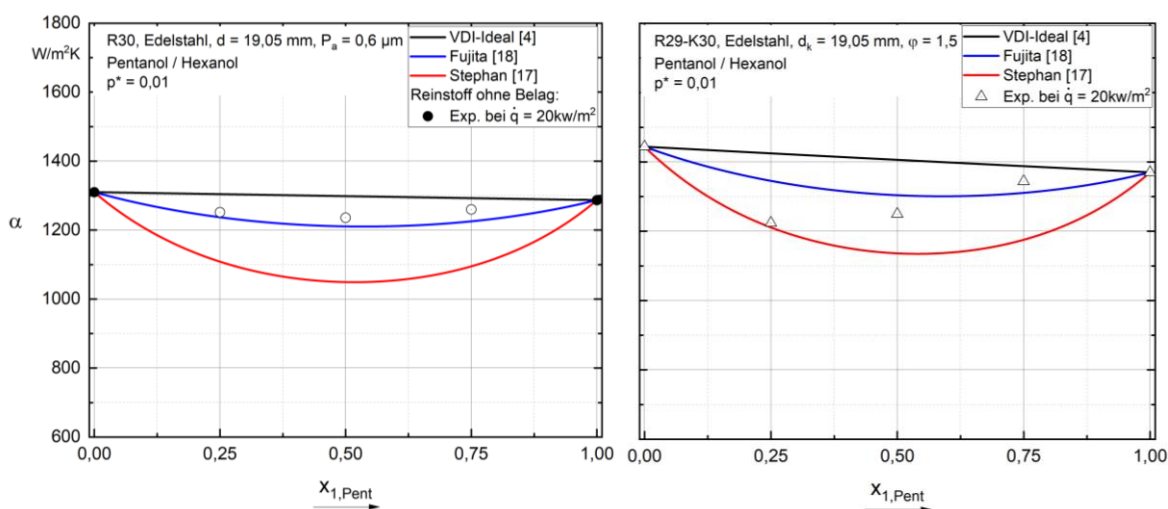


Abbildung 20: Wärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit des Molanteil vom Leichtsieder 1-Pentanol bei einer Wärmestromdichte von $q = 20 \text{ kW/m}^2$, Glattrohr für den Reinstoff ohne Belag (links), Rippenrohr (rechts)

AP5 und AP7 konnte zeitlich nicht mehr durchgeführt werden.

2.1.4 Modellierung und Entwicklung von Kennzahlenbeziehungen (AP3)

Als Kennzahlbeziehung wird die bekannte empirische Korrelation nach VDI-Wärmeatlas (GORENFLO 2006, 2013) für den Bereich des Blasensiedens

$$\frac{\alpha}{\alpha_0} = F_{p^*} F_{\dot{q}} F_{WM} F_{WR} \quad (4)$$

gewählt, die sowohl in die Berechnung des Wärmeübergangs beim Strömungssieden als auch beim Behältersieden eingeht. Der Bereich des konvektiven Siedens ist bereits diskutiert, s.o. In Gleichung (4) werden die Einflussgrößen Siededruck F_{p^*} , Wärmestromdichte $F_{\dot{q}}$, Oberflächenmaterial F_{WM} und -rauheit F_{WR} getrennt voneinander in der Potenzfunktion betrachtet. Der Einfluss der Fluideigenschaften wird durch den Referenzwert des Wärmeübergangskoeffizienten α_0 für $p^* = 0,1$, $\dot{q} = 20 \text{ kW/m}^2$ und $P_a = 0,4 \text{ } \mu\text{m}$ mit Kupfer als Oberflächenmaterial berücksichtigt. Für die Bestimmung dieses Bezugswertes aus verschiedenen Stoffwerten und des relativen Druckeinflusses werden im VDI-Wärmeatlas in der 10. (GORENFLO 2006) und 11. Auflage (GORENFLO 2013) unterschiedliche Ansätze vorgeschlagen. Diese unterschiedlichen Ansätze werden hinsichtlich der neuen Daten in ihrer Eignung geprüft.

Der Fluideinfluss wird in GORENFLO 2006 (10. Auflage) durch den Ansatz nach STEPHAN & PREUBER 1979

$$Nu = 0,1 \left[\frac{\dot{q}_0 d_B}{T_s \lambda_L} \right]^{0,674} \left[\frac{\rho_G}{\rho_L} \right]^{0,156} \left[\frac{\Delta h_v d_B^2}{\alpha_L^2} \right]^{0,371} \left[\frac{\rho_L \alpha_L^2}{d_B \sigma} \right]^{0,350} \left[\frac{\eta_L c_{p,L}}{\lambda_L} \right]^{0,16} \quad (5)$$

bestimmt mit der Definition der Nusselt-Zahl

$$Nu = \frac{\alpha_{0,calc} d_B}{\lambda_L} \quad (6)$$

Darin ist d_B der Blasenabreißdurchmesser nach FRITZ 1935, λ_L die Wärmeleitfähigkeit der siedenden Flüssigkeit. Gleichung (5) ist für eine Vielzahl von halogenierten Kältemittel nahe Atmosphärendruck von $p = 1 \text{ bar}$, dies entspricht ungefähr $p^* = 0,03$ für die meisten Kältemittel, validiert. In der 11. Auflage (GORENFLO 2013) wird empfohlen über die Steigung der Dampfdruckkurve der betrachteten Flüssigkeit bei einem reduzierten Druck von $p^* = 0,1$ bezogen auf die Oberflächenspannung zu gehen

$$\alpha_{0,calc} = 3,58 [(dp/dT)_{sat}/\sigma]_{p_0^*=0,1} = 3,58 * P_{f,0}^{0,6} \quad (7)$$

Diese Gleichung ist nur für wenige Daten validiert.

Die neuen Beziehungen für den Druckeinfluss $F(p^*)$ und den relativen Druckeinfluss, ausgedrückt durch die Steigung der Interpolationslinien in den α - q -Diagrammen, sind in Tabelle 9 zusammengefasst.

Tabelle 9: Zusammenstellung der Gleichungen für den Einfluss des Druckes sowie der Steigung der Ausgleichskurven für Glattrohre von GORENFLO 2006 und GORENFLO 2013

Koeffizient	10. Auflage (GORENFLO 2006)	11. Auflage (GORENFLO 2013)
F_{p^*}	$F_{p^*} = 1,2p^{*0,27} + 2,5p^* + \frac{p^*}{1-p^*}$ (8)	$F_{p^*} = 0,7p^{*0,2} + 4p^* + \frac{1,4p^*}{1-p^*}$ (9)
$F_{\dot{q}} = \left(\frac{\dot{q}}{\dot{q}_0}\right)^{n(p^*)}$	$n(p^*) = 0,9 - 0,3p^{*0,3}$ (10)	$n(p^*) = 0,95 - 0,3p^{*0,3}$ (11)

Die Umrechnung von der Referenzheizfläche aus Kupfer auf eine aus Edelstahl (ES) bzw. auf ein anderes Heizflächenmaterial erfolgt nach GORENFLO 2006, 2013 über die Wärmeeindringzahl

$$F_{WM} = \left(\frac{c_{ES}\rho_{ES}\lambda_{ES}}{c_{Cu}\rho_{Cu}\lambda_{Cu}}\right)^{0,25} \quad (12)$$

mit der Wärmekapazität c , der Wärmeleitfähigkeit λ und der Dichte ρ des Materials der Heizfläche.

Für Rippenrohre werden die Berechnungsgleichungen in Tabelle 9 mit zusätzlichen Faktoren erweitert. Die Beziehung für die Steigung der Ausgleichsgraden im Bereich des Blasensiedens

$$n_r = n(p^*) - 0,1\frac{h}{t_l} \quad (13)$$

wird durch das Verhältnis zwischen der Rippenhöhe h und dem lichten Rippenabstand t_l ergänzt. Da der Druckeinfluss aufgrund der Rippen abnimmt, wird die Flächenvergrößerung φ in die Gleichung von $F(p^*)$

$$F_r = F(p^*/\sqrt{\varphi}) \quad (14)$$

integriert. Die Korrelation ist nur für Kupferrohre mit einem lichten Rippenabstand von $t_l \geq 1$ mm und einem Druckbereich $0,03 \leq p^* \leq 0,3$ validiert. Für den Referenzwert α_0 für das Rippenrohr ist wie für das Glattrohr die Beziehung nach STEPHAN & PREÜBER 1979 zu verwenden.

Kohlenwasserstoffe

Im Folgenden werden nur die Ergebnisse zu den Reinstoffen am Glattrohr (ohne Belag) und am Rippenrohr diskutiert (für die Gemische s. Abschnitt 2.1.3).

In Tabelle 9 sind die experimentellen, und die aus den experimentellen Werten mit den Korrelation von GORENFLO 2006 und GORENFLO 2013 für die Referenzdrücke $p^* = 0,1$ und $p^* = 0,03$ berechneten Werte gegenübergestellt. Diese sind die Referenzwerte für die jeweiligen Stoffe, auf denen spätere Berechnungen auch die Auslegungen für Verdampfer stets basieren. Aufgrund der Begrenzung der Versuchsanlage hinsichtlich der Temperatur liegen nur experimentelle Daten für maximal $p^* = 0,1$ für n-Pentan und $p^* = 0,03$ für beide Kohlenwasserstoffe vor. Für die Alkohole liegen keine Daten für die Referenzdrücke vor, diese sind mit der jeweiligen Druckkorrelation berechnet, s. Tabelle 9.

Die Ergebnisse für die Kohlenwasserstoffe sind in Abbildung 21 für n-Pentan (oben) und i-Oktan (unten) jeweils für das Glattrohr (links) und das Rippenrohr (rechts) dargestellt. Die Druckabhängigkeit von α wird jeweils ausgehend von den entsprechenden Werten in Tabelle 10 analysiert.

Die relative Druckabhängigkeit in Form der Steigung der Ausgleichsgeraden im Bereich des Blasensiesens $n(p^*)$ wird sowohl für das Glattrohr als auch das Rippenrohr innerhalb des Streubereichs wiedergegeben. Für das Glattrohr ist die Gleichung nach GORENFLO 2006 geeigneter als die der neuen Auflage (GORENFLO 2013), d.h. die relative Zunahme des Wärmeübergangskoeffizienten mit der Wärmestromdichte ist geringer als in GORENFLO 2013 postuliert. Für die Alkohole wird dies bestätigt, s. Abbildung 22, bzw. sie liegen zum Teil bereits unterhalb des Streubereichs.

Anhand der unteren Diagramme in Abbildung 21 wird deutlich, dass die gemessenen Wärmeübergangskoeffizienten an beiden Kohlenwasserstoffen höher als die errechneten Werte sind, während die Druckabhängigkeit mit den gemessenen Werten eine gute Übereinstimmung aufweist. Die Gleichung aus der neueren Auflage (GORENFLO 2013) liegt ab $p^* = 0,1$ oberhalb der von GORENFLO 2006. Unterhalb von $p^* = 0,1$ ist dies umgekehrt, die Gleichung von GORENFLO 2006 ergibt höhere Wärmeübergangskoeffizienten als die aktualisierte von GORENFLO 2013. Für die Rippenrohre ist dieser Effekt noch verstärkt, der Wärmeübergang für i-Oktan wird um 240 % nach GORENFLO 2013 und GORENFLO 2006 unterschätzt, s. Abbildung 21. Für die Alkohole sind die Effekte wesentlich verstärkt, d.h. die Berechnungen unterschätzen den Wärmeübergang bis zu 300%.

Tabelle 10: Übersicht zu den experimentellen und berechneten Referenzwerten α_0

Stoff	n-Pentan		i-Oktan		1-Pentanol		Hexanol	
	C ₅ H ₁₂		C ₈ H ₁₈		C ₅ H ₁₂ O		C ₆ H ₁₄ O	
	Cu	ES	Cu	ES	Cu	ES	Cu	ES
$\alpha_{0, \text{calc}, p^*=0,1}$ (GORENFLO 2006)	2954	1427	2195	1060	2658	1284	2545	1229
$\alpha_{0, \text{calc}, p^*=0,1}$ (GORENFLO 2013)	3302	1595	2826	1365	3021	1459	2830	1367
$\alpha_{\text{calc}, p^*=0,03}$ (GORENFLO 2006)	1683	813	1248	603	1513	731	1443	697
$\alpha_{\text{exp}, p^* 0,03}$		1209		1320		1974		2009
$\alpha_{0, \text{exp}, p^*=0,1}$	3200	2239		2585		3867		3936

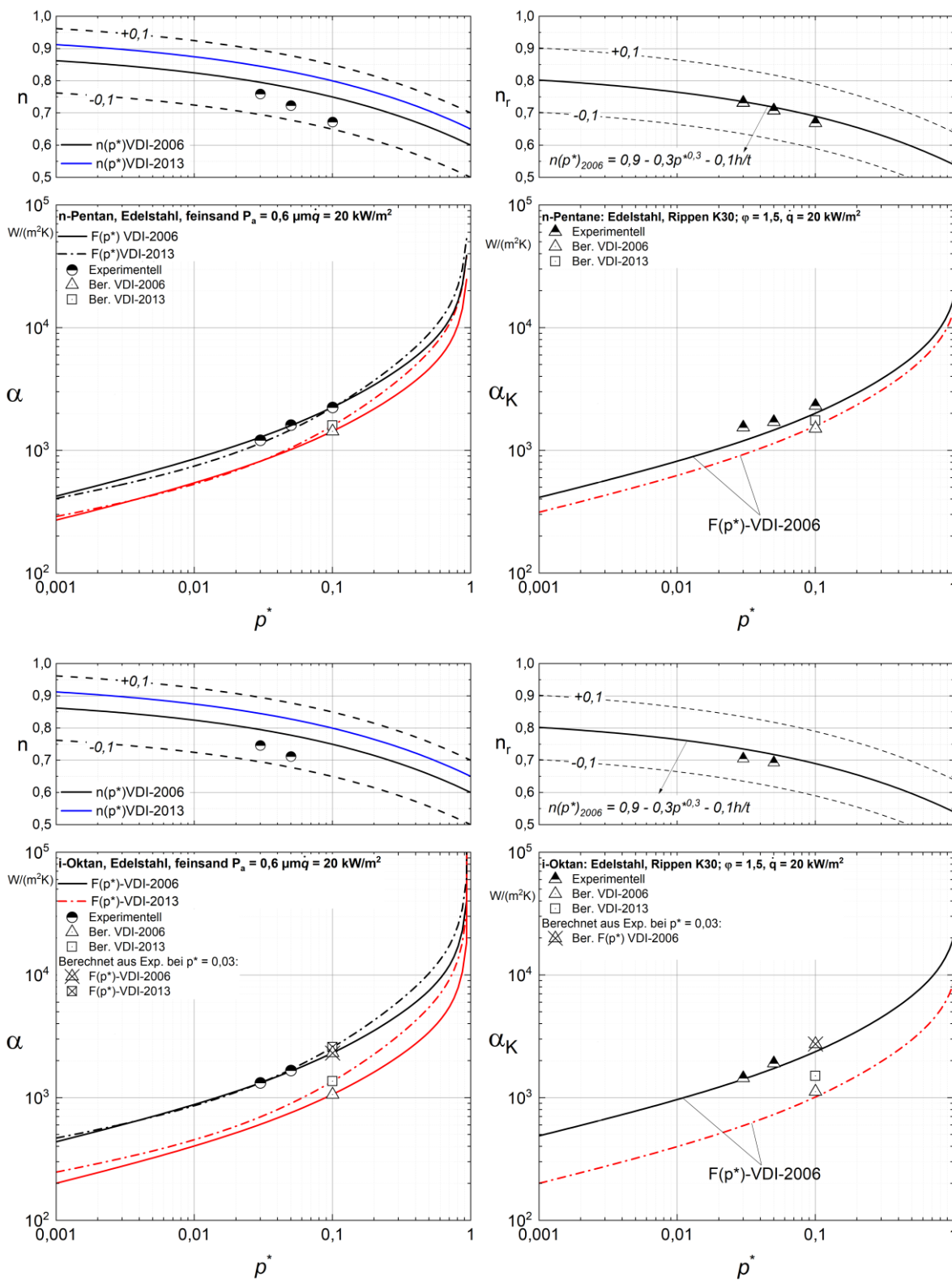


Abbildung 21: Druckabhängigkeit des Exponenten n und α für $q = 20 \text{ kW/m}^2$ für n-Pentan (oben) und i-Oktan (unten) jeweils für das Glattrohr (links) und das Rippenrohr (rechts)

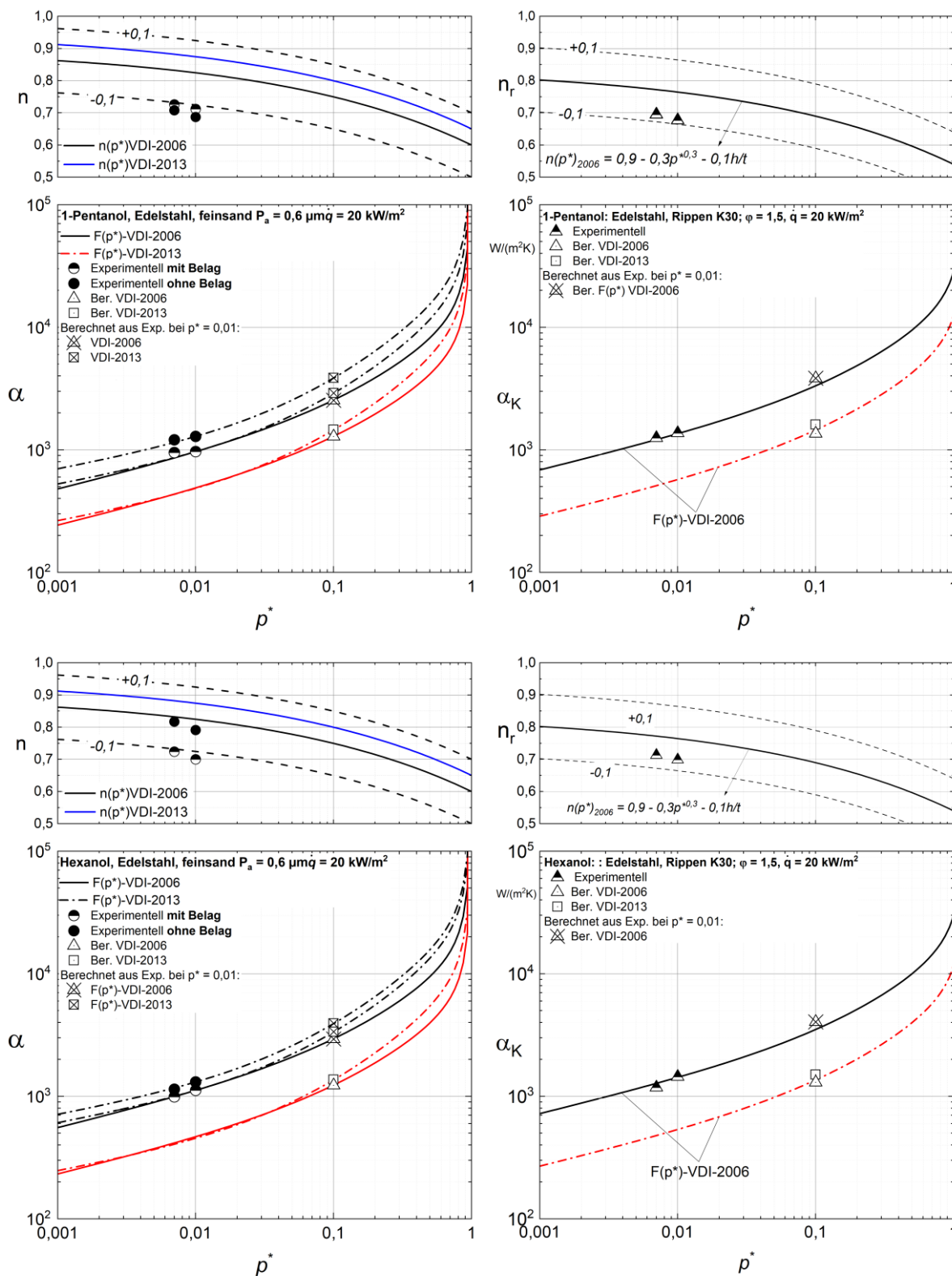


Abbildung 22: Druckabhängigkeit von n und α beim Sieden an den Versuchsstoffe 1-Pentanol (oben) und Hexanol (unten) jeweils für das Glattrohr (links) und das Rippenrohr (rechts) bei $\dot{q} = 20 \text{ kW/m}^2$ Glattrohr mit und ohne Belag

Der Unterschied zwischen den errechneten und experimentellen Wärmeübergangskoeffizienten bzw. dessen erhebliche Unterschätzung geht im Wesentlichen auf den in GORENFLO 2006, 2013

angenommenen Materialeinfluss zurück, da der Referenzwert α_0 nur für Kupferheizflächen gilt. Bereits WENGLER 2017 zeigt, dass die Abnahme im Wärmeübergang durch den Einsatz eines anderen Materials, das weniger wärmeleitend als Kupfer ist, überschätzt wird. Nach WENGLER 2017 sollte dies in einem niedrigeren Wert für den Exponenten für Gleichung (12) berücksichtigt werden. In Abbildung 23 sind die zwei diskutierten Potenzansätze für die Materialumrechnung in Form einer doppelt-logarithmischen Darstellung mit α über der Wärmestromdichte dargestellt. Die Umrechnung mit dem Exponenten von WENGLER 2017 führt zu einer sehr guten Übereinstimmung mit den experimentellen Wärmeübergangskoeffizienten. Die kleine Abweichung zwischen den gemessenen und nach WENGLER 2017 berechneten Wärmeübergangskoeffizienten gehen auf die höhere Rauheit des verwendeten Edelstahlrohres von $P_a = 0,6 \mu\text{m}$ im Vergleich der theoretisch betrachteten Kupferheizfläche mit einer Rauheit von $P_a = 0,4 \mu\text{m}$ zurück. Damit lassen sich zusätzlich die diskutierten Abweichungen des Wärmeübergangs in Abbildung 21 und Abbildung 22 sowohl am Glattrohr als auch am Rippenrohr erklären.

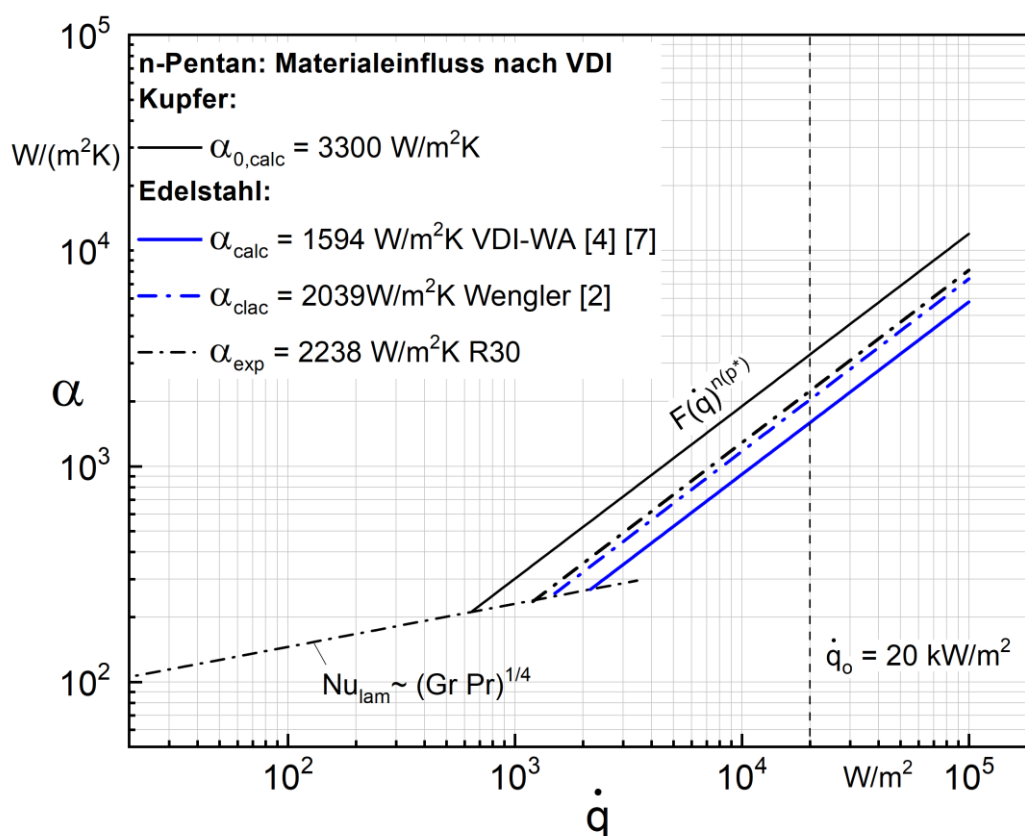


Abbildung 23: Diskussion des Materialeinfluss nach GORENFLO 2006, 2013 und WENGLER 2017 anhand von n-Pentan

2.2 Kondensation an strukturierten Rohren (TUM)

An der Technischen Universität München wurde die Kondensation an horizontalen Glattrohren und an strukturierten Rohren untersucht. Die verwendeten Rohre sind in Tabelle 11 aufgelistet.

Tabelle 11: Spezifikationen der an der TUM untersuchten Rohre

Bezeichnung	Rippendichte	Rippenhöhe	Material
Glattrohr	-	-	Edelstahl
GEWA-K28 FH09	28 Rippen/Zoll	0,9 mm	Edelstahl
GEWA-K28 FH05	28 Rippen/Zoll	0,5 mm	Edelstahl
GEWA-K30	30 Rippen/Zoll	0,9 mm	Edelstahl

2.2.1 Wiederinbetriebnahme und Umbau der Versuchsanlage (AP 1)

Im Rahmen dieses Projekts wurde die bestehende Versuchsanlage wieder in Betrieb genommen. Für die Messungen mit Stickstoff als Inertgas (AP 7) wurde der Versuchstand außerdem um ein Konzept zur Probennahme und -analyse erweitert, um die Zusammensetzung im Dampfraum des Kondensators bestimmen zu können. Das Fließschema des Versuchsaufbaus ist in Abbildung 24 gezeigt.

Der Kühlwasserkreislauf ist durch eine blaue, durchgezogene Linie dargestellt. Dieser verbindet den Kondensator und den Prozessthermostat. Mit Hilfe des Prozessthermostaten wird die Kühlwassertemperatur geregelt und das Kühlwasser zum Kondensator gepumpt. Dabei wird der Kühlwassermassenstrom \dot{M}_{kw} mit Hilfe des Drucksensors FR1 gemessen. Am Rohreinlass und Rohrauslass wird jeweils die Kühlwassertemperatur mit den PT1000 Thermometern TR2 und TR5 gemessen.

Der Kreislauf für das Prozessfluid ist in Abbildung 24 als rote, gestrichelte Linie dargestellt. Das untersuchte Stoffsystem liegt als Flüssigkeit im Verdampfer vor und wird dort durch einen elektrischen Heizer verdampft. Durch die Heizleistung wird der Druck im Kondensator geregelt, weshalb der Heizer mit dem Drucksensor PRC 2 verbunden ist. Zusätzlich wird der Druck im Kondensator durch den Sensor PR 3 erfasst. Für die Auswertung wird der Mittelwert der von PRC 2 und PR 3 erfassten Drücke verwendet. Im Kondensator sind außerdem die Thermometer TR 3 und TR 4 verbaut.

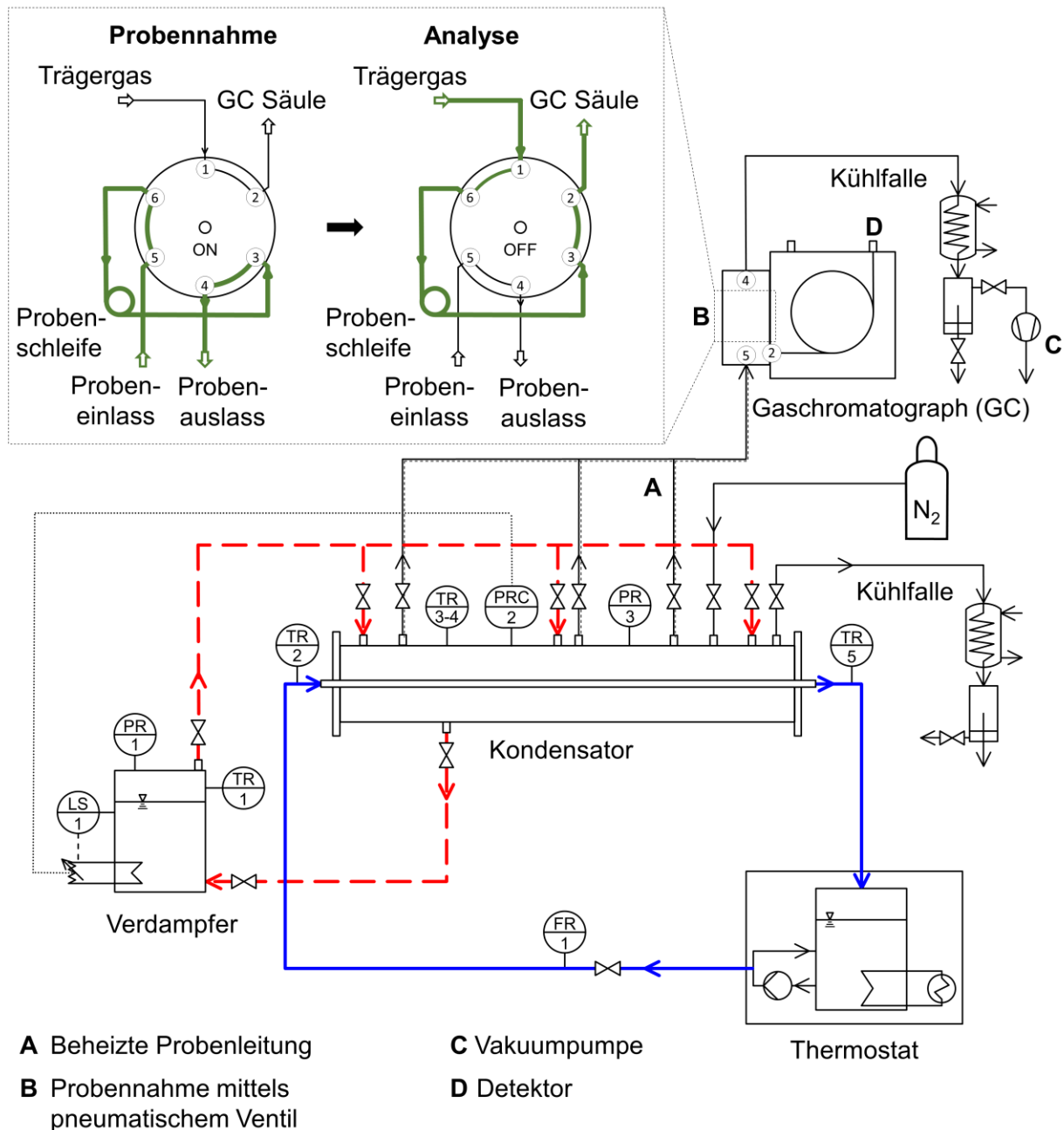


Abbildung 24: Fließschema des Versuchsaufbaus

Um gleichmäßige Bedingungen im Kondensator zu gewährleisten, strömt der Dampf über mehrere Einlässe, die über die gesamte Kondensatorlänge verteilt sind, in den Kondensator. An den Einlässen sind jeweils Prallrohre montiert, damit der Dampf das Kondensat nicht vom Rohr abbläst.

Zur Bestimmung der Dampfzusammensetzung während der Kondensation von Gemischen und Reinstoffen in Anwesenheit eines Inertgases, wurde der Versuchsstand um ein System zur Probennahme und -analyse erweitert.

Für die Bestimmung der Zusammensetzung wird mithilfe einer Vakuumpumpe (**C**) an drei Entnahmestellen eine gasförmige Probe aus dem Kondensator zu einem Gaschromatographen gezogen. Am Gaschromatographen durchströmt die gasförmige Probe eine Probenschleife. Die Probenaufgabe erfolgt mit Hilfe eines pneumatischen Ventils (**B**). Dieses lässt sich in zwei Zustände, ON und OFF, schalten. Zuerst wird die Probe dem Kondensator gezogen, während sich das Ventil im Zustand ON befindet. Die Probenschleife wird mit der Probe gespült und gefüllt. Anschließend wird das Ventil auf den OFF-Zustand umgeschaltet. Das Trägergas fließt durch die Probenschleife, spült die Probe auf die Trennsäule und anschließend zum Detektor (**D**). Mit dem Umschalten des Injektionsventils wird die Analyse gestartet. Die überschüssige Probe durchläuft eine Kühlfalle und wird in flüssigem Zustand nach der Kondensation in einem Behälter aufgefangen. Um zu vermeiden, dass die Probe in den Rohrleitungen zwischen Kondensator und GC auskondensiert, sind die Rohrleitungen beheizt und isoliert (**A**).

Mit Hilfe des Versuchsaufbaus soll der äußere Wärmeübergangskoeffizient α_a für die verwendeten Rohre und Stoffe bestimmt werden. Hierfür wird der Wärmestrom \dot{Q} aus einer Energiebilanz um das Kühlwasser bestimmt:

$$\dot{Q} = \dot{M}_{\text{kw}} \cdot c_{p,\text{kw}} \cdot (T_{\text{kw,aus}} - T_{\text{kw,ein}}) \quad (15)$$

Der Kühlwassermassenstrom \dot{M}_{kw} wird mit dem Coriolis-Durchflussmesser FR1 bestimmt und die Kühlwassertemperaturen am Rohrein- und -auslass, $T_{\text{kw,ein}}$ bzw. $T_{\text{kw,aus}}$, werden mit den Thermometern TR2 bzw. TR5 gemessen. Die spezifische Wärmekapazität des Kühlwassers wird durch $c_{p,\text{kw}}$ gegeben.

Anschließend wird der Wärmedurchgangskoeffizient k_a aus dem Wärmestrom \dot{Q} , der Wärmeübertragungsfläche A_a des jeweiligen Rohrs und der logarithmischen Temperaturdifferenz ΔT_{log} zwischen Kühlwasser und Dampfraum bestimmt:

$$k_a = \frac{\dot{Q}}{A_a \cdot \Delta T_{\text{log}}} = \frac{\dot{q}_a}{\Delta T_{\text{log}}} \quad (16)$$

Die Wärmestromdichte \dot{q}_a kann dabei aus dem Wärmestrom \dot{Q} und der Wärmeübertragungsfläche A_a bestimmt werden. Die Wärmeübertragungsfläche am Glattrohr entspricht der Mantelfläche des Rohres. Wie von BÜCHNER ET AL. 2015 empfohlen, entspricht die Bezugsfläche am Rippenrohr der Mantelfläche eines Glattrohrs mit dem Durchmesser an der Rippenspitze.

Die logarithmische Temperaturdifferenz berechnet sich aus

$$\Delta T_{\text{log}} = \frac{T_{\text{kw,aus}} - T_{\text{kw,ein}}}{\ln\left(\frac{T_{\text{kw,aus}} - T_{\text{D}}}{T_{\text{kw,ein}} - T_{\text{D}}}\right)}, \quad (17)$$

wobei T_{D} die Temperatur im Dampfraum darstellt. Da angenommen wird, dass sich der Dampf im Kondensator im Sättigungszustand befindet, ist die Dampftemperatur gleich der Sättigungstemperatur T_{sat} und wird aus dem vorliegenden Druck und der Zusammensetzung berechnet.

Der äußere Wärmeübergangskoeffizient α_a kann anschließend mit Hilfe des Wärmedurchgangskoeffizienten k_a , der Wärmeleitfähigkeit λ_R des Rohres und dem Wärmeübergangskoeffizient α_i auf der Rohrinenseite anhand von Gleichung (18) bestimmt werden.

$$\alpha_a = \left(\frac{1}{k_a} - \frac{A_a}{A_i \cdot \alpha_i} - \frac{A_a}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_R \cdot L} \cdot \ln \left(\frac{d_{\text{Tal}}}{d_i} \right) \right)^{-1} \quad (18)$$

Die aktive Rohrlänge beträgt für alle vermessenen Rohre $L = 2$ m. Am Glattrohr entspricht der Durchmesser d_{Tal} im Rippental dem Außendurchmesser d_a .

Der innere Wärmeübergangskoeffizient α_i wird mit einer Nußelt-Korrelation nach GNIELINSKI 1975 anhand von Gleichung (19) bestimmt.

$$\alpha_i = \frac{\lambda_{\text{kw}}}{d_i} \cdot \frac{\frac{\xi}{8} \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{\xi}{8}} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \cdot \left[1 + \left(\frac{d_i}{L} \right)^{2/3} \right] \quad (19)$$

Der Reibungsbeiwert ξ wird wie von GNIELINSKI 2013 vorgeschlagen mit Gleichung (20) nach KONAKOV 1946 berechnet.

$$\xi = (1,8 \cdot \log(Re) - 1,5)^{-2} \quad (20)$$

Nach der Implementierung wurde das Probennahmesystem validiert. Hierfür wurden die Wärmeübergangskoeffizient bei der Kondensation des binären Gemisches Aceton/Isopropanol am GEWA-K28 FH09 Rippenrohr mit einem Leichtsiedermolanteil von $y_1 = 0,25$ auf zwei Arten bestimmt: Zum einen wurde die Zusammensetzung in der Dampfphase durch händische Probenahme bestimmt. Hierfür wurde eine Dampfprobe händisch aus dem Kondensator genommen, kondensiert und die Zusammensetzung mit einem Gaschromatographen bestimmt. Zusätzlich wurde die Zusammensetzung im Kondensator mit Hilfe des neuen Probennahmesystems bestimmt.

Der Vergleich beider Messungen in Abbildung 25 zeigt, dass die Messungen im Rahmen der Messungenauigkeit übereinstimmen. Das in AP 1 festgelegte Ziel der Wiederinbetriebnahme und Erweiterung des Versuchsstandes ist damit erreicht.

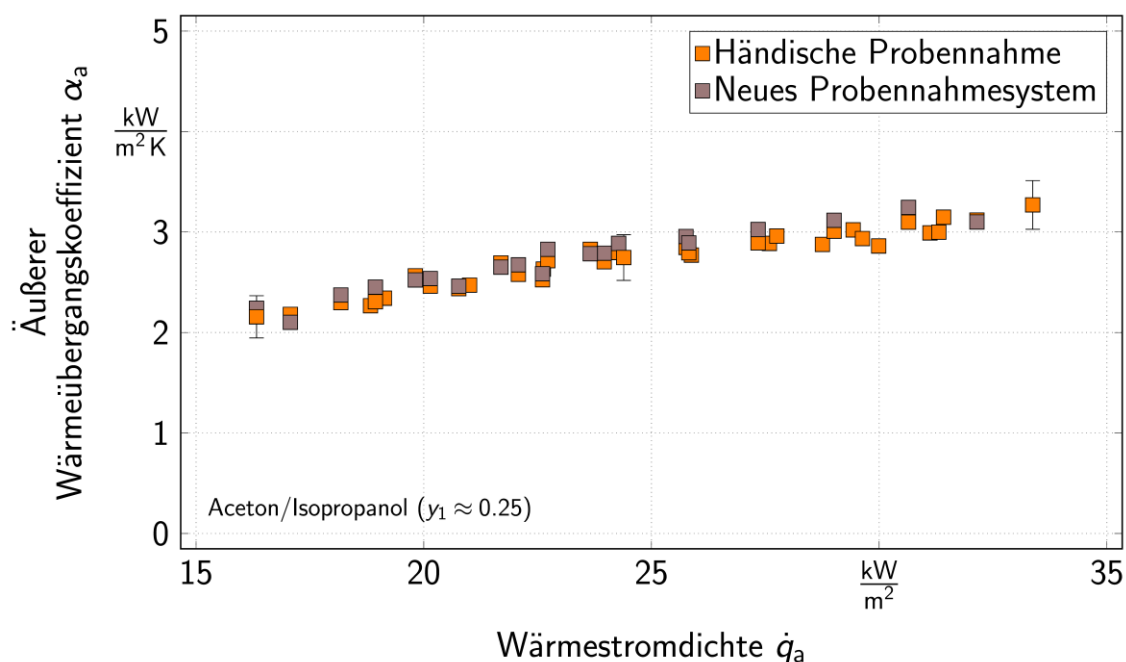


Abbildung 25: Validierung des Probennahmesystems mit dem Stoffsystem Aceton/Isopropanol

2.2.2 Messungen zur Kondensation von Reinstoffen (AP 2)

In AP 2 wurde die Kondensation verschiedener Reinstoffe an unterschiedlichen Rohrgeometrien betrachtet. In Tabelle 12 sind im Projekt durchgeführten Messungen zusammengefasst.

Tabelle 12: Kombinationen aus Rohren und Reinstoffen die im Projekt vermessen wurden

Rohre	<i>n</i> -Propanol	Isobutanol	Aceton	Isopropanol
Glattrohr	x	x	x	
GEWA-K28 FH09	x	x	x	x
GEWA-K28 FH05	x	x	x	x
GEWA-K30		x	x	

Wie im Projektantrag festgelegt, wurden Wärmestromdichten \dot{q}_a im technisch relevanten Bereich zwischen 20 kW/m^2 und 30 kW/m^2 untersucht. Die gemessenen äußeren Wärmeübergangskoeffizienten α_a sind für *n*-Propanol in Abbildung 26, für Isobutanol in Abbildung 27, für Aceton in Abbildung 28 und für Isopropanol in Abbildung 29 über der Wärmestromdichte \dot{q}_a aufgetragen. Für jede Messreihe sind Fehlerbalken für Messpunkte nahe 20 kW/m^2 , 25 kW/m^2 und 30 kW/m^2 dargestellt. Die Messungen mit Isopropanol am Glattrohr und am GEWA-K30 wurden bereits im Vorgängerprojekt InnovA² durchgeführt.

Als Validierung des Versuchsaufbaus ist in den Abbildungen ein Vergleich der Glattrohrmessungen mit der Nußelt'schen Wasserhauttheorie gezeigt. Die Gleichung nach NUßELT 1916 wurde von REIF 2016 modifiziert, sodass der Wärmeübergangskoeffizient α_a aus der Wärmestromdichte \dot{q}_a statt aus der treibenden Temperaturdifferenz, wie in Gleichung (21) dargestellt, berechnet wird.

$$\alpha_a = 0,728^{4/3} \cdot \left[\frac{\Delta h_V \cdot \rho_L \cdot (\rho_L - \rho_G) \cdot g \cdot \lambda_L^3}{\dot{q}_a \cdot \eta_L \cdot d_a} \right]^{1/3} \quad (21)$$

Bei der Berechnung werden zusätzlich die spezifische Verdampfungsenthalpie Δh_V , der Außendurchmesser d_a des Rohrs, die Erdbeschleunigung g , die Gasdichte ρ_G und die Dichte ρ_L , die Wärmeleitfähigkeit λ_L und die dynamische Viskosität η_L des Kondensats berücksichtigt.

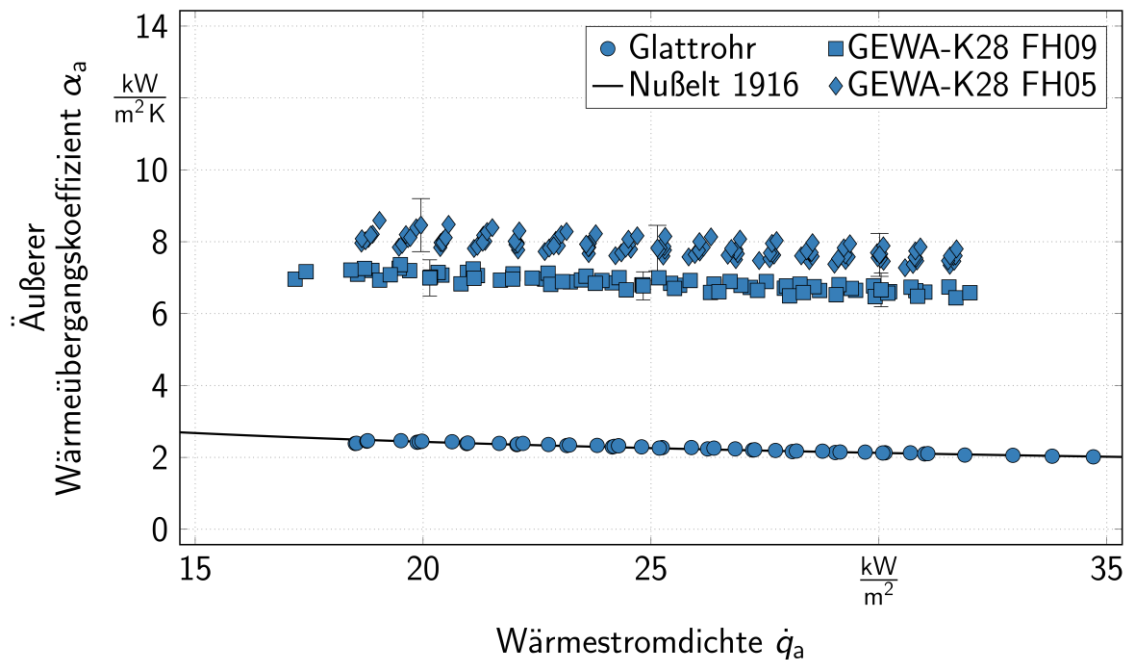


Abbildung 26: Äußerer Wärmeübergangskoeffizient bei der Kondensation von n-Propanol über der Wärmestromdichte

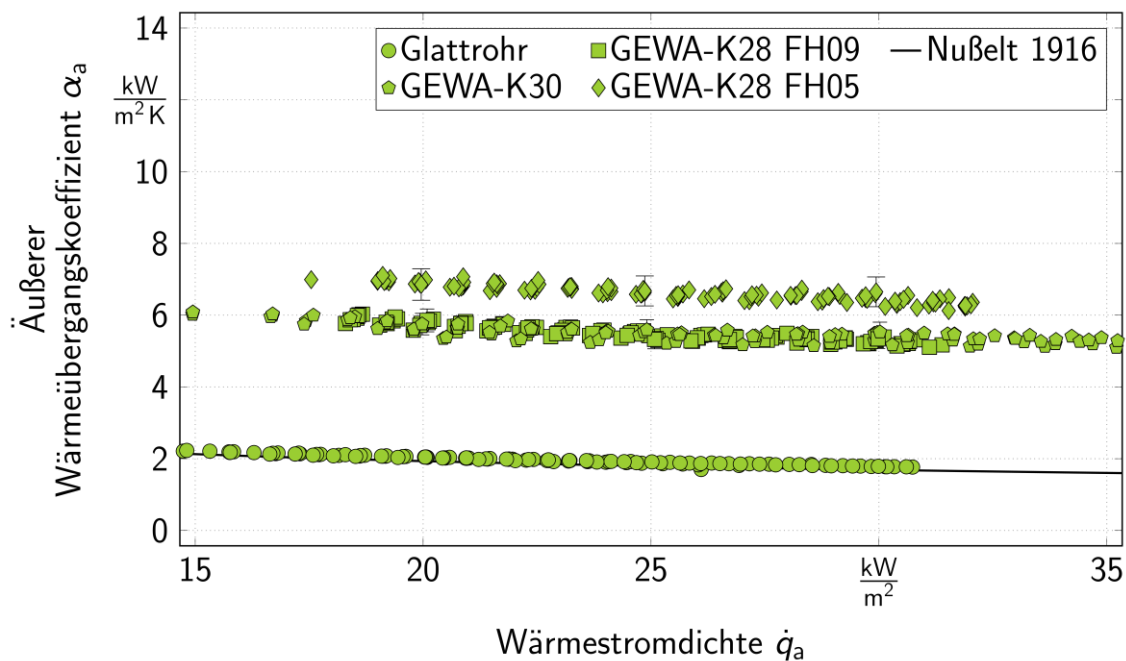


Abbildung 27: Äußerer Wärmeübergangskoeffizient bei der Kondensation von Isobutanol über der Wärmestromdichte

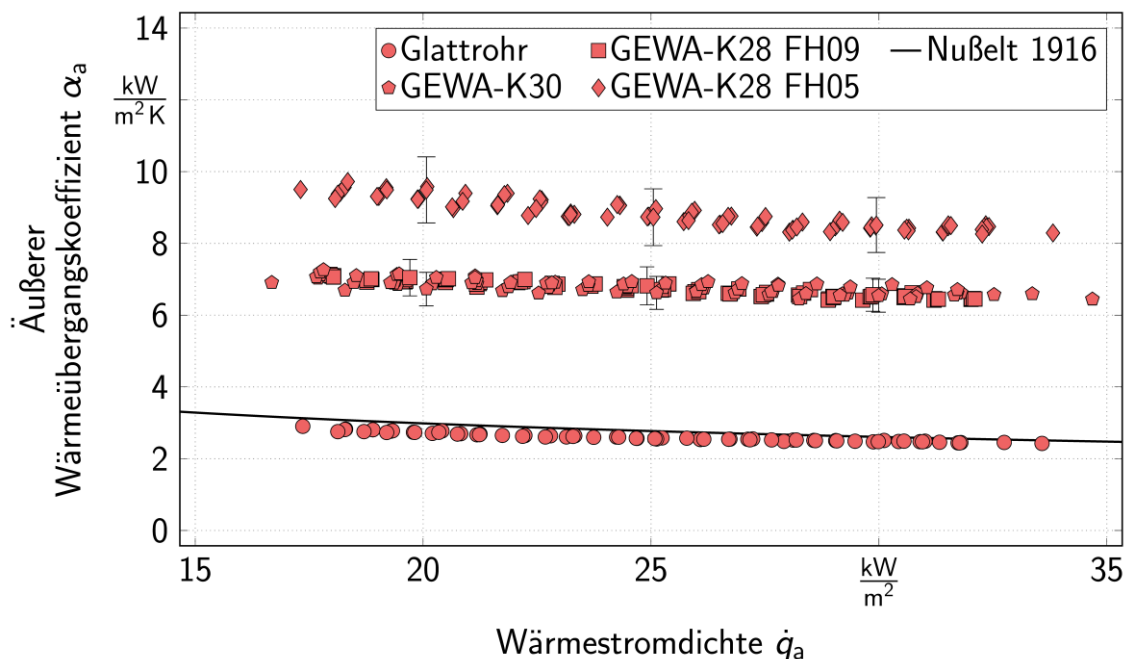


Abbildung 28: Äußerer Wärmeübergangskoeffizient bei der Kondensation von Aceton über der Wärmestromdichte

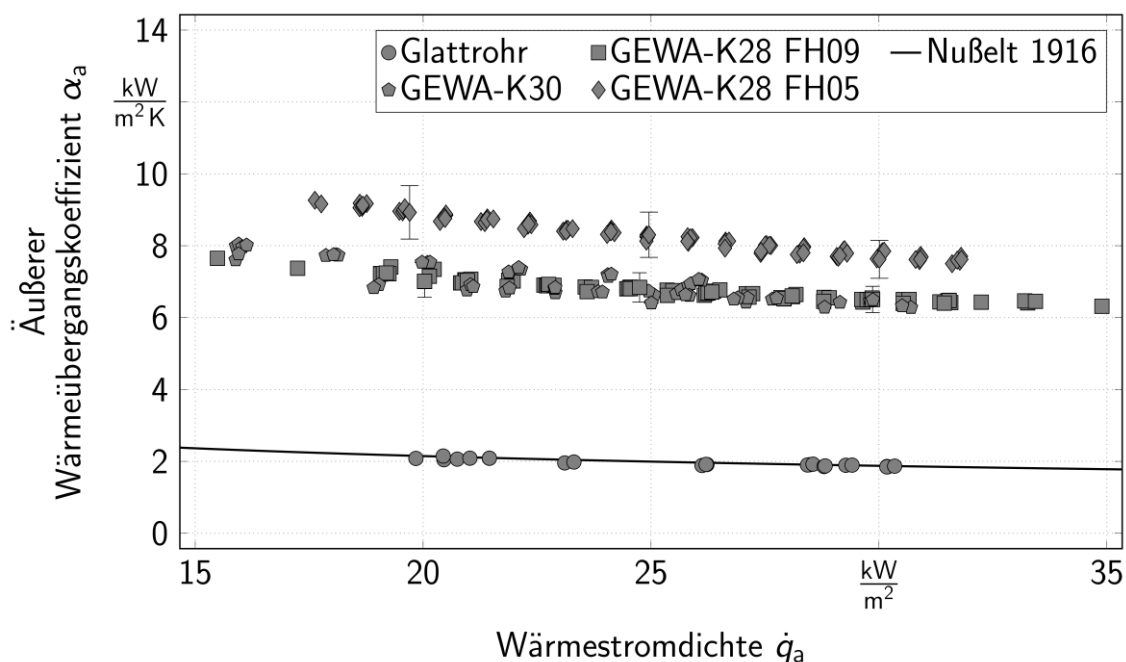


Abbildung 29: Äußerer Wärmeübergangskoeffizient bei der Kondensation von Isopropanol über der Wärmestromdichte

Bei allen Reinstoffmessungen fällt der äußere Wärmeübergangskoeffizient mit steigender Wärmestromdichte ab. Mit zunehmender Wärmestromdichte kondensiert mehr Dampf aus, was zu einem höheren Kondensatmassenstrom und damit zu einem dickeren Kondensatfilm auf den Rohren führt. Da der Kondensatfilm isolierend wirkt und damit einen negativen Einfluss auf die Wärmeübertragung hat, entspricht die Verringerung des Wärmeübergangskoeffizienten über der Wärmestromdichte dem erwarteten Verlauf.

Für alle vermessenen Reinstoffe kann durch die Verwendung berippter Rohre eine deutliche Steigerung des Wärmeübergangskoeffizienten im Vergleich zum Glattrohr erzielt werden. Die Steigerung ist auf zwei Faktoren zurückzuführen: Zum einen ist die Wärmeübertragungsfläche durch die Rippenstruktur an den Rippenrohren deutlich größer als am Glattrohr. Zusätzlich fließt das Kondensat an den Rippenrohren besser ab. Durch die enge Berippung wirken Kapillarkräfte auf das anfallende Kondensat. Diese resultieren in einem Druckgradienten von der Rippen Spitze zum Rippental, wodurch sich im oberen Rohrteil ein sehr dünner Kondensatfilm an den Rippenflanken ausbildet. Andererseits wirken die Kapillarkräfte dem Abtropfen des Kondensats durch die Schwerkraft entgegen, wodurch die Rippenzwischenräume im unteren Rohrteil bis zu einem bestimmten Winkeln, dem Flutungswinkel, vollständig mit Kondensat gefüllt sind.

Für alle vermessenen Stoffe wurde ähnlich Wärmeübergangskoeffizienten für das GEWA-K30 und das GEWA-K28 FH09 gemessen. Diese unterscheiden sich lediglich leicht in der Rippendichte. Die größte Steigerung gegenüber dem Glattrohr konnte für alle vermessenen Stoffe mit dem GEWA-K28 FH05 erzielt werden. Die geringere Rippenhöhe scheint das Abfließverhalten des Kondensats vorteilhaft zu beeinflussen.

Das in AP 2 gesetzte Ziel der Vermessung von *n*-Propanol, Isobutanol, Isopropanol und Aceton bei Wärmestromdichten zwischen 20 kW/m^2 und 30 kW/m^2 ist damit erreicht.

2.2.3 Messung zur Kondensation des gemeinsamen Gemisches *n*-Propanol/Isobutanol (AP 4)

Bei der Kondensation binärer Gemische müssen zusätzlich zum Abfließverhalten des Kondensats Effekte in der Gasphase berücksichtigt werden. Abbildung 30 zeigt eine schematische Darstellung der Kondensation eines binären Gemisches an einer kalten Wand über der Koordinate z senkrecht zur Wand.

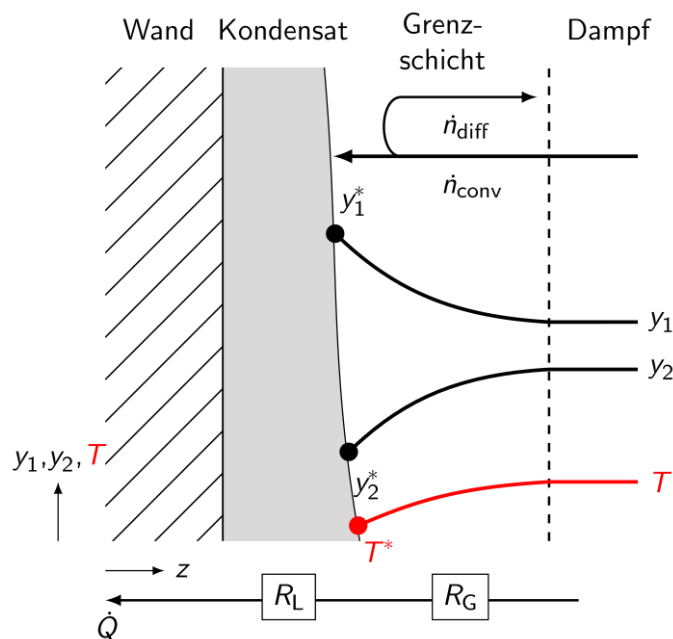


Abbildung 30: Schematische Darstellung zur Kondensation eines binären Gemisches

Im Bulk der Gasphase liegt der Leichtsieder mit dem Molanteil y_1 und der Schwersieder mit dem Molanteil y_2 bei einer Temperatur T vor. Wie oben erwähnt, wirkt die Kondensatschicht an der Wand isolierend. Der hierdurch induzierte thermische Widerstand gegen die Wärmeübertragung vom Gas zur Wand wird im Folgenden mit R_L bezeichnet.

Der Schwersieder kondensiert bevorzugt aus und reichert sich deshalb in der Grenzschicht ab, wodurch sich der Leichtsieder in der Grenzschicht anreichert. Der hierdurch entstehende Konzentrationsgradient des Leichtsiedermolanteils y_1 von der Phasengrenze in die Bulkphase verursacht einen zusätzlichen thermischen Widerstand R_G , der auf zwei Effekte zurückzuführen ist: Zum einen kommt es durch den Konzentrationsgradienten zu einem diffusiven Stoffstrom \dot{n}_{diff} , der dem konvektiven Antransport \dot{n}_{conv} an die Phasengrenze entgegenwirkt und dadurch einen Stofftransportwiderstand induziert. Durch die Anreicherung von Leichtsieder an der Phasengrenze liegt die Phasengrenztemperatur T^* außerdem unter der Temperatur T in der Bulkphase. Die geringere Temperaturdifferenz zwischen Wand und Phasengrenze führt zusätzlich zu einer Verringerung der Triebkraft für die Wärmeübertragung.

Bei der Kondensation von Gemischen setzt sich der gesamte thermische Widerstand R_a außen am Rohr aus der Summe der Teilwiderstände R_L und R_G zusammen. Im Vergleich zur Reinstoffkondensation ist deshalb eine Verringerung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten zu erwarten.

In Abbildung 31 sind die äußeren Wärmeübergangskoeffizienten, die für die Kondensation des Gemisches *n*-Propanol/Isobutanol am Glattrohr gemessen wurden, über der Wärmestromdichte aufgetragen. Als Kurvenschar sind verschiedene Leichtsiedermolanteile y_1 aufgetragen. Abbildung 32 zeigt die Messergebnisse, die bei gleichen Bedingungen am GEWA-K28 FH09 durchgeführt wurden.

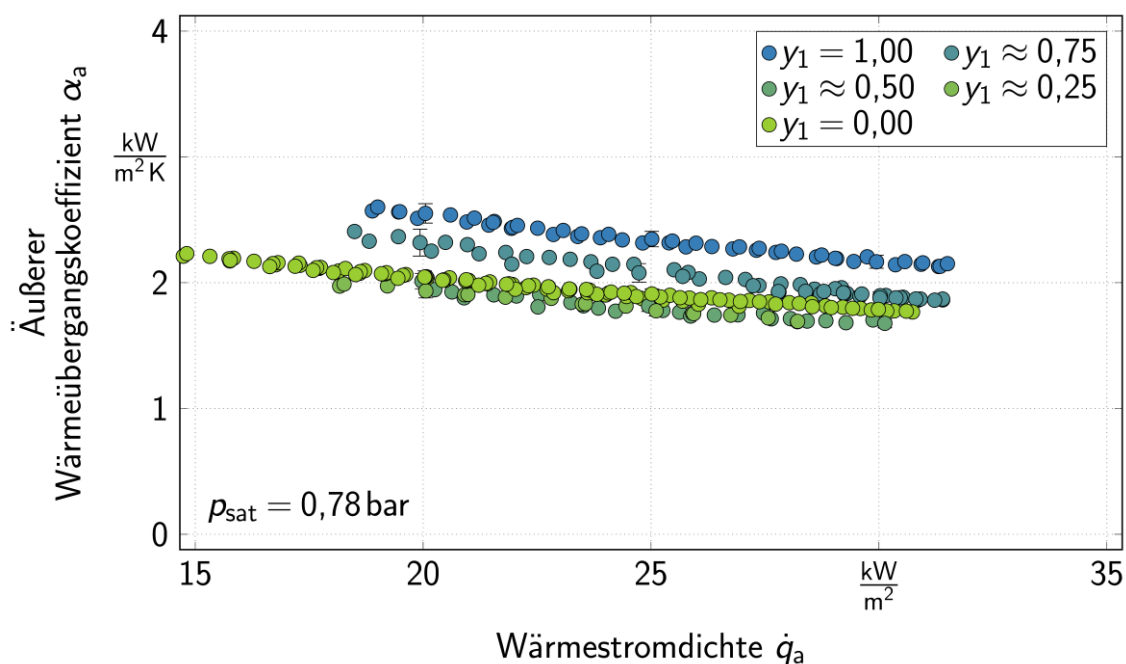


Abbildung 31: Wärmeübergangskoeffizienten bei der Kondensation des Gemisches *n*-Propanol/Isobutanol über der Wärmestromdichte am Glattrohr

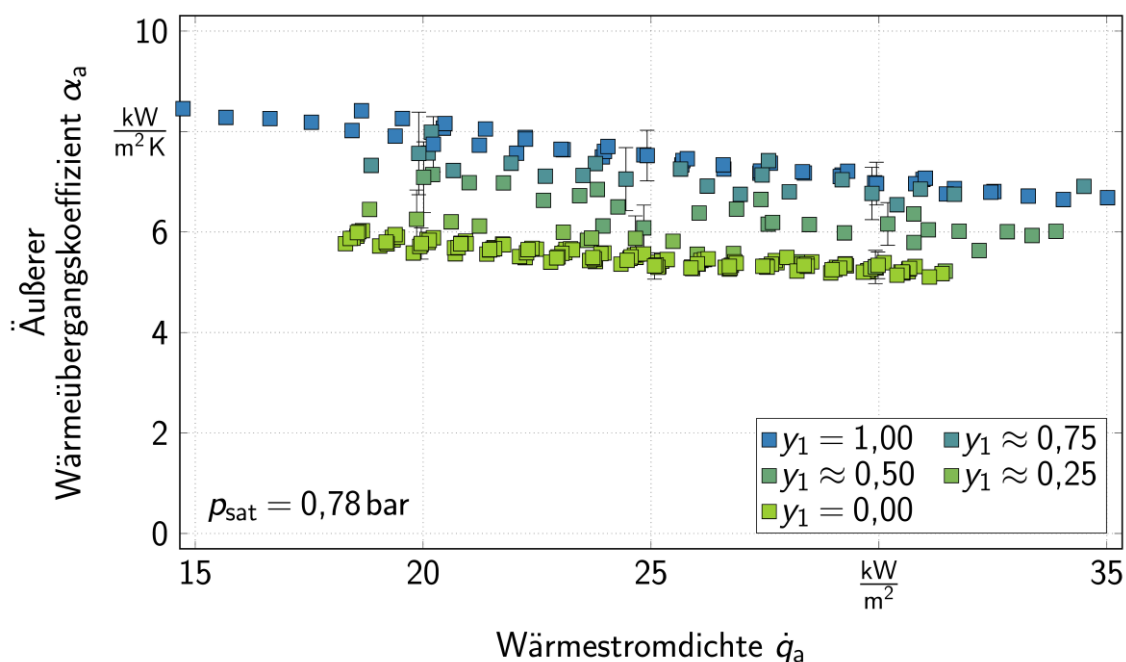


Abbildung 32: Wärmeübergangskoeffizienten bei der Kondensation des Gemisches *n*-Propanol/Isobutanol über der Wärmestromdichte am Rippenrohr GEWA-K28 FH09

An beiden Rohren wurden die höchsten Wärmeübergangskoeffizienten bei einem Leicht siedermolanteil von $y_1 = 1$, also für reines *n*-Propanol, gemessen. Wie bei den Reinstoffmessungen fällt der Wärmeübergangskoeffizient auch für das Gemisch *n*-Propanol/Isobutanol mit zunehmender Wärmestromdichte ab. Da die dicke der Kondensatschicht um das Rohr mit steigender Wärmestromdichte zunimmt, steigt auch der thermische Widerstand R_L , was mit einer Verringerung des Wärmeübergangskoeffizienten einhergeht.

In Abbildung 31 ist zu erkennen, dass am Glattrohr die niedrigsten Wärmeübergangskoeffizienten bei den Leicht siedermolanteilen $y_1 \approx 0,50$ und $y_1 \approx 0,75$ gemessen wurden. Bei diesen Zusammensetzungen spielt zusätzlich zu R_L der thermische Widerstand R_G eine Rolle. Am Rippenrohr (Abbildung 32) ist dieser Effekt nicht zu erkennen. Um den Einfluss der Zusammensetzung zu diskutieren, zeigt Abbildung 33 den Verlauf der Wärmeübergangskoeffizient bei einer Wärmestromdichte von $\dot{q}_a \approx 25 \text{ kW/m}^2$ über dem Leicht siedermolanteil y_1 .

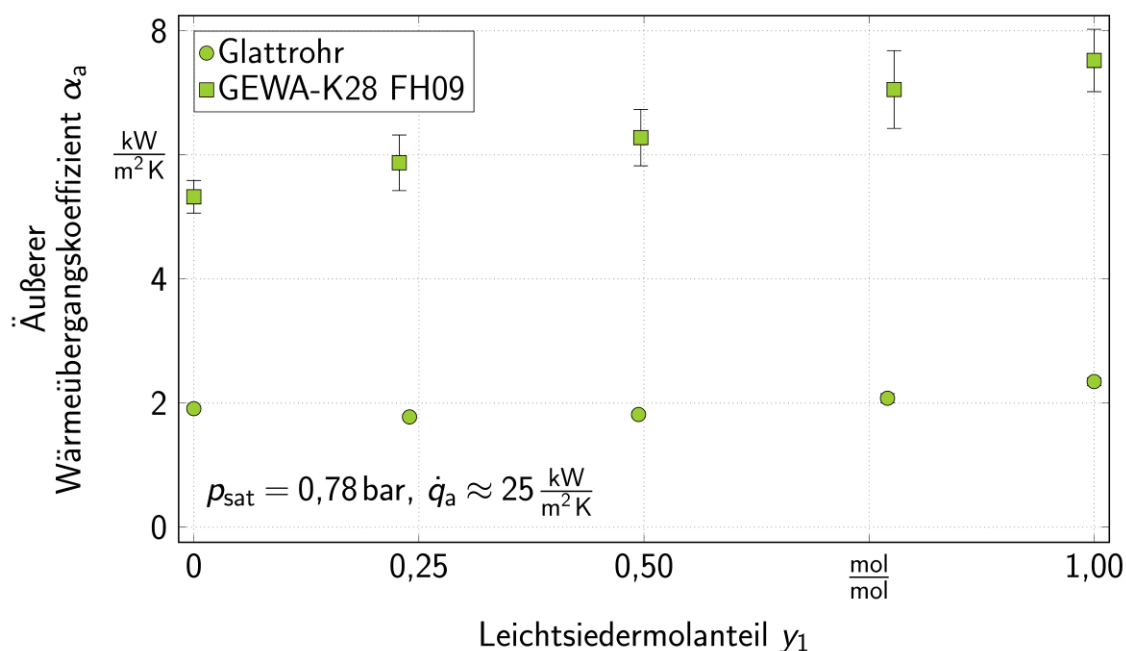


Abbildung 33: Abhängigkeit des Wärmeübergangskoeffizienten bei der Kondensation des Gemisches *n*-Propanol/Isobutanol vom Leicht siedermolanteil

Die am Glattrohr gemessenen Wärmeübergangskoeffizienten sind für die beiden Reinstoffe, also bei $y_1 = 0$ und $y_1 = 1$, mit einer Differenz von weniger als $500 \text{ W/m}^2\text{K}$ sehr ähnlich. Am GEWA-K28 FH09 unterscheiden sich diese mit einer Differenz von mehr als $2 \text{ kW/m}^2\text{K}$ hingegen deutlich, was zeigt, dass die Stoffdaten am Rippenrohr einen deutlich stärkeren Einfluss auf den Wärmeübergangskoeffizienten haben. Der vergleichsweise kleine Einfluss des thermischen Widerstands R_G wird am Rippenrohr vermutlich vom Einfluss der Stoffdaten überlagert, sodass der äußere Wärmeübergangskoeffizient mit dem Leicht siedermolanteil annähernd linear zunimmt. Am Glattrohr ist ein Einfluss von R_G erkennbar, da der Einfluss der Stoffdaten geringer ist.

Mit der Vermessung des Gemisches *n*-Propanol/Isobutanol über den gesamten Bereich der Gemischzusammensetzung am Glattrohr und am Rippenrohr wurden die in AP 4 gesetzten Ziele erreicht.

2.2.4 Messung zur Kondensation des technologie-spezifischen Gemisches Aceton/Isopropanol (AP 5)

Neben dem Gemisch *n*-Propanol/Isobutanol wurde auch das Gemisch Aceton/Isopropanol untersucht. Es wurden Messungen über den gesamten Bereich der Gemischzusammensetzung am Glattrohr und am GEWA-K28 FH09 durchgeführt. Für einen Leicht siedermolanteil von $y_1 \approx 0,75$ wurden zusätzlich Messungen am GEWA-K28 FH05 vorgenommen. Die am Glattrohr gemessenen Wärmeübergangskoeffizienten sind in Abbildung 34 über der Wärmestromdichte aufgetragen. Abbildung 35 zeigt die Wärmeübergangskoeffizienten für die Rippenrohre über der Wärmestromdichte. In beiden Abbildungen sind die untersuchten Gemischzusammensetzung als Kurvenscharen dargestellt.

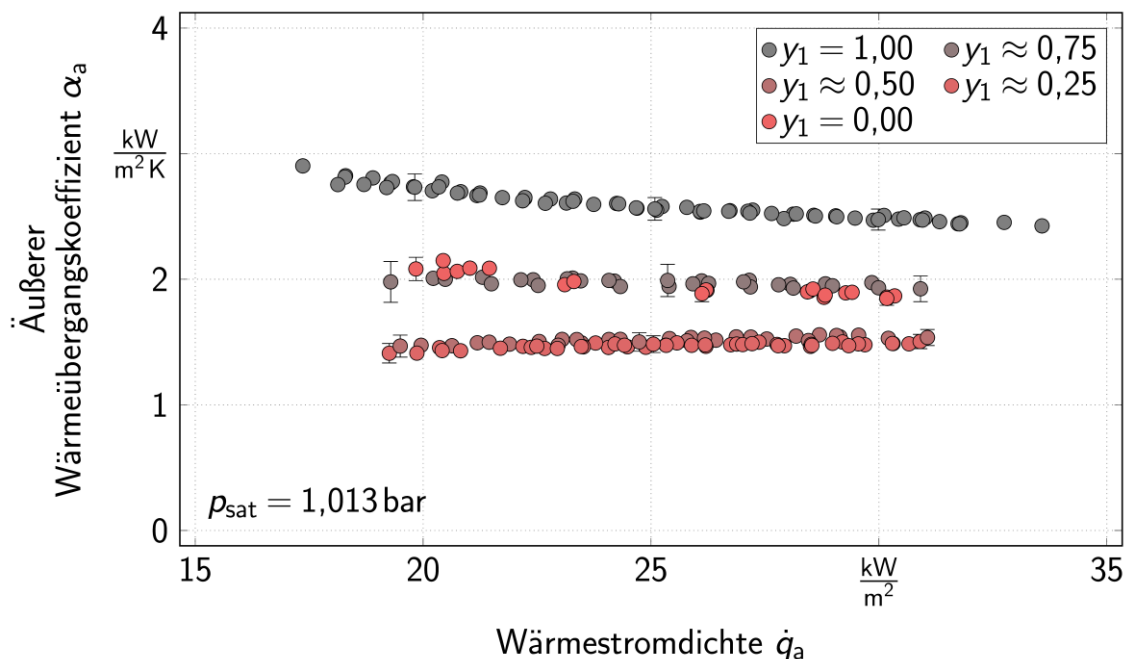


Abbildung 34: Wärmeübergangskoeffizienten bei der Kondensation des Gemisches Aceton/Isopropanol über der Wärmestromdichte am Glattrohr

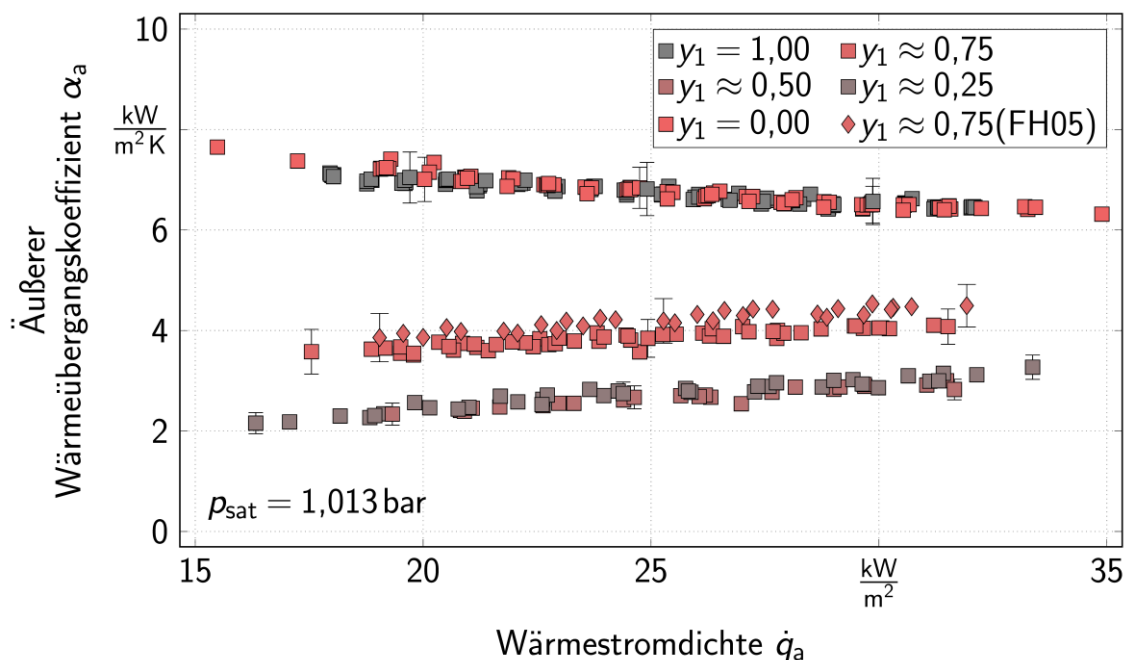


Abbildung 35: Wärmeübergangskoeffizienten bei der Kondensation des Gemisches Aceton/Isopropanol über der Wärmestromdichte am Rippenrohr GEWA-K28 FH09

Wie bereits diskutiert, fallen die Reinstoffmessungen, also bei eine Leichtsiedermolanteil von $y_1 = 0$ und $y_1 = 1$, mit zunehmender Wärmestromdichte ab, da mit steigendem \dot{q}_a der thermische Widerstand R_L zunimmt. Der thermische Widerstand R_G ist bei der Kondensation des Gemisches Aceton/Isopropanol deutlich größer als für das Gemisch *n*-Propanol/Isobutanol. Aus den Abbildungen geht das durch zwei Merkmale hervor: Zum einen ist für beide Rohre eine deutliche Verringerung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten der Gemischmessungen im Vergleich zu

den Reinstoffmessungen zu erkennen. Zusätzlich zum Widerstand R_L im Kondensat ist bei den Gemischmessungen auch ein großer Widerstand R_G in der Grenzschicht der Gasphase vorhanden, wodurch der gesamte thermische Widerstand zunimmt. Außerdem steigt der Wärmeübergangskoeffizient bei den Messungen im Gemisch mit zunehmender Wärmestromdichte. Zwar sinkt auch bei den Gemischmessungen der Widerstand R_L mit zunehmender Wärmestromdichte, der Widerstand R_G verhält sich jedoch gegenläufig. Mit steigender Wärmestromdichte nimmt der in Abbildung 30 dargestellte konvektive Stoffstrom \dot{n}_{conv} zu. Der entgegengerichtete diffusive Stoffstrom \dot{n}_{diff} hat folglich einen geringeren negative Einfluss auf den Antransport, wodurch der thermische Widerstand R_G sinkt.

Um den Einfluss der Gemischzusammensetzung am Glattrohr und am GEWA-K28 FH09 zu vergleichen, sind die bei einer Wärmestromdichte von $\dot{q}_a \approx 25 \text{ kW/m}^2\text{K}$ gemessenen Wärmeübergangskoeffizienten für das GEWA-K28 FH09 und das Glattrohr über dem Leicht siedermolanteil y_1 in Abbildung 36 aufgetragen.

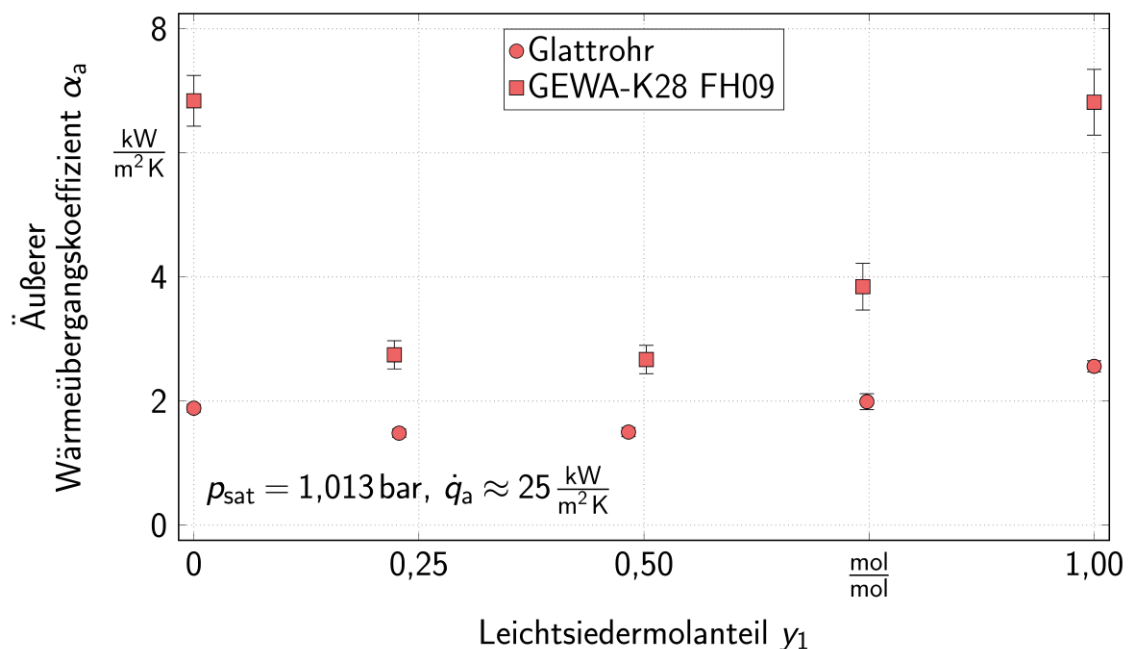


Abbildung 36: Abhängigkeit des Wärmeübergangskoeffizienten bei der Kondensation des Gemisches Aceton/Isopropanol vom Leicht siedermolanteil

Am Glattrohr ist der Wärmeübergangskoeffizient von reinem Aceton ($y_1 = 0$) etwas niedriger als der von reinem Isopropanol ($y_1 = 1$). Aufgrund des thermischen Widerstands R_G sind Wärmeübergangskoeffizient der Gemischmessungen im Vergleich zu den Reinstoffmessungen leicht reduziert. Die niedrigsten Wärmeübergangskoeffizienten wurden bei $y_1 \approx 0,25$ und $y_1 \approx 0,50$ gemessen. Bei $y_1 \approx 0,75$ ist der Einfluss von R_G sichtbar, aber geringer als bei den anderen untersuchten Gemischzusammensetzung. Die am GEWA-K28 FH09 gemessenen Wärmeübergangskoeffizienten sind für die beiden Reinstoffe Aceton und Isopropanol sehr ähnlich. Für die Gemischmessungen entspricht der Verlauf des Wärmeübergangskoeffizienten über dem Leicht siedermolanteil am Rippenrohr qualitativ dem Verlauf am Glattrohr. Auch hier ist bei allen vermessenen Zusammensetzungen der Einfluss von R_G erkennbar und der größte Einfluss wurde aber bei Leichtsiederanteilen von $y_1 \approx 0,25$ und $y_1 \approx 0,50$ gemessen. Der Einfluss von R_G ist am

Rippenrohr mit einer Verringerung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten von bis zu 60 % jedoch deutlich stärker ausgeprägt als am Glattrohr. Wie aus den Reinstoffmessungen in Kapitel 2.2.2 hervorgeht, ist der thermische Widerstand R_L am Rippenrohr geringer als am Glattrohr. Folglich ist der Anteil des thermischen Widerstands R_G am Gesamtwiderstand am Rippenrohr größer als am Glattrohr. Der stärkere Einfluss von R_G am Rippenrohr geht auch aus einem Vergleich von Abbildung 34 und Abbildung 35 hervor. Es ist zu erkennen, dass der Wärmeübergangskoeffizient bei gleicher Zusammensetzung am Rippenrohr deutlich stärker mit der Wärmestromdichte ansteigt als am Glattrohr. Da R_L mit der Wärmestromdichte zunimmt und R_G abnimmt, deutet eine starke Zunahme des Wärmeübergangskoeffizienten mit der Wärmestromdichte auf einen großen Einfluss von R_G hin.

Zum Abschluss der Arbeitspakete 4 und 5 wurde der Gemischeinfluss auf die Kondensation der Gemische *n*-Propanol/Isobutanol und Aceton/Isopropanol verglichen. Hierfür können Abbildung 33 und Abbildung 36 gegenübergestellt werden. Bei der Kondensation von *n*-Propanol/Isobutanol ist der Einfluss von R_G am Glattrohr nur leicht und am GEWA-K28 FH09 gar nicht zu erkennen. Im Gegensatz dazu ist der Gemischeinfluss für die Kondensation von Aceton/Isopropanol für beide Rohre deutlich zu erkennen. Dieser Unterschied kann anhand von Abbildung 37 erklärt werden. Diese zeigt die Differenz zwischen der Tautemperatur T_{Tau} und der Siedetemperatur T_{Siede} über dem Molanteil y_1 des jeweiligen Leicht sieders.

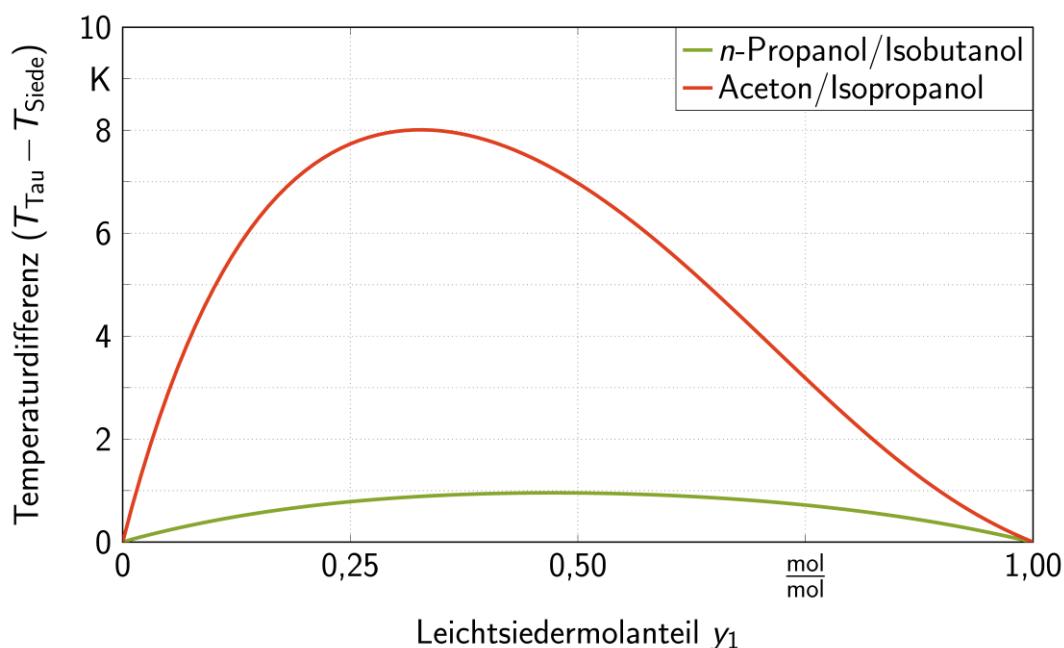


Abbildung 37: Temperaturdifferenz ($T_{\text{Tau}} - T_{\text{Siede}}$) zwischen Tau- und Siedetemperatur für die vermessenen Gemische

Das Gemisch *n*-Propanol/Isobutanol ist mit einer maximalen Temperaturdifferenz ($T_{\text{Tau}} - T_{\text{Siede}}$) von ca. 1 K sehr eng siedend. Da der Schwersieder nur leicht bevorzugt kondensiert, ist die in Abbildung 30 dargestellt Anreicherung des Leicht sieders und der damit einhergehende Diffusionsstrom \dot{n}_{diff} sehr klein. Folglich ist auch thermische Widerstand R_G vergleichsweise klein. Die maximale Temperaturdifferenz ($T_{\text{Tau}} - T_{\text{Siede}}$) ist mit ca. 8 K für das Gemisch Aceton/Isopropanol um das Achtfache größer. Der Leicht siedler reichert sich wesentlich stärker an der Phasengrenze

an, weshalb R_G deutlich größer ist als bei der Kondensation des Gemisches *n*-Propanol/Isobutanol. Außerdem fällt auf, dass das Maximum der Temperaturdifferenz zwischen den Leichtsiedermolanteilen $y_1 = 0,25$ und $y_1 = 0,50$ liegt. Wie in Abbildung 36 zu sehen, wurden bei diesen Zusammensetzungen die niedrigsten Wärmeübergangskoeffizienten gemessen. Bei einem Leichtsiedermolanteil von $y_1 = 0,75$ beträgt die Temperaturdifferenz für Aceton/Isopropanol nur ca. 3 K. Bei dieser Zusammensetzung wurden deutlich höhere Wärmeübergangskoeffizienten gemessen als bei $y_1 = 0,25$ und $y_1 = 0,50$. Der Einfluss von R_G ist jedoch auch bei $y_1 = 0,75$ stärker als für das Gemisch *n*-Propanol/Isobutanol.

Mit der Vermessung des Gemischs Aceton/Isopropanol über den gesamten Bereich der Gemischzusammensetzung am Glattrohr und am Rippenrohr wurden die in AP 5 gesetzten Ziele erreicht.

2.2.5 Messungen zur Kondensation mit Stickstoff als Inertgas (AP 7)

In AP 7 wurde der Einfluss des Inertgases Stickstoff auf die Kondensation von *n*-Propanol untersucht. Hierfür wurden Wärmeübergangskoeffizienten bei Stickstoffmolanteilen zwischen $y_{N_2} = 0$ und $y_{N_2} = 0,16$ am Glattrohr und am GEWA-K28 FH09 gemessen. Die Messungen wurden bei einer Wärmestromdichte von $\dot{q}_a \approx 25 \text{ kW/m}^2$ und einem Sättigungsdampfdruck von $p_{\text{sat}} = 1,013 \text{ bar}$ durchgeführt. Da die Wärmestromdichte von vielen gekoppelten Größen abhängt, variiert sie für die Messungen am Glattrohr zwischen $23,6 \text{ kW/m}^2$ und $26,5 \text{ kW/m}^2$. Am GEWA-K28 FH09 liegt die Wärmestromdichte zwischen $23,8 \text{ kW/m}^2$ und $26,2 \text{ kW/m}^2$. Wie aus Abbildung 26 hervorgeht, ist der Einfluss der Wärmestromdichte auf die Kondensation von *n*-Propanol bei so einer kleinen Variation sehr gering. Die gemessenen Wärmeübergangskoeffizienten sind in Abbildung 38 über der Wärmestromdichte aufgetragen.

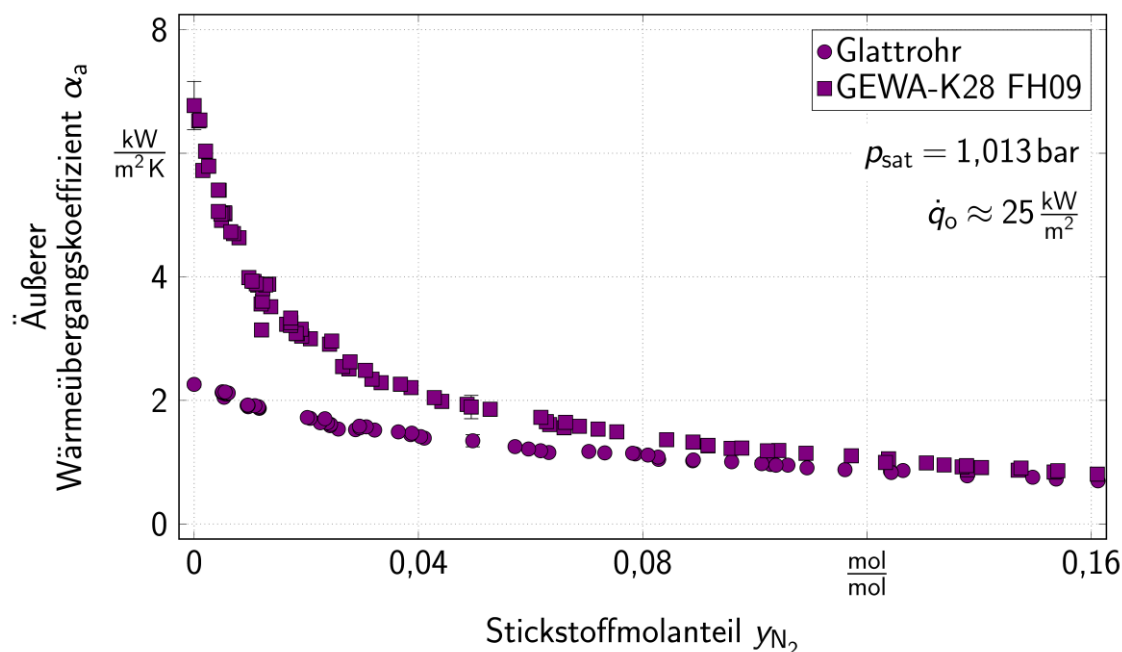


Abbildung 38: Wärmeübergangskoeffizient für *n*-Propanol in Anwesenheit von Stickstoff über dem Stickstoffmolanteil

Die höchsten Wärmeübergangskoeffizienten wurden für beide Rohre bei $y_{N_2} = 0$, also für reines *n*-Propanol, gemessen. Der Wärmeübergangskoeffizient kann in diesem Bereich um ca. das Dreifache gesteigert werden, wenn das GEWA-K28 FH09 an Stelle eines Glattrohrs verwendet wird. Mit zunehmendem Stickstoff sinkt der Wärmeübergangskoeffizient für beide Rohre stark ab. Am GEWA-K28 FH09 ist dieser Effekt deutlich stärker ausgeprägt als am Glattrohr. Eine Verringerung des Wärmeübergangskoeffizienten um 50 % im Vergleich zu reinem *n*-Propanol ist am Glattrohr bei einem Stickstoffmolanteil von $y_{N_2} = 0,0786$ erreicht, am GEWA-K28 FH09 bereits bei $y_{N_2} = 0,0172$. Bei hohen Stickstoffmolanteilen von $y_{N_2} = 0,16$ ist der Wärmeübergangskoeffizient am Glattrohr um 69,1 % und am GEWA-K28 FH09 um 88,1 % geringer als für reines *n*-Propanol. Bei dieser Zusammensetzung ist der Wärmeübergangskoeffizient am GEWA-K28 FH09 nur noch um eine Faktor 1,15 höher als am Glattrohr. Das anwesende Inertgas beeinflusst den Wärmeübergang bei der Kondensation damit erheblich. Die Verringerung des Wärmeübergangskoeffizienten ist auch hier auf den zusätzlichen thermischen Widerstand R_G zurückzuführen. Da das Inertgas nicht kondensiert, ist die Abbildung 30 gezeigte Anreicherung des Leichtsieders und damit auch der Einfluss von R_G stärker ausgeprägt als bei den Gemischen *n*-Propanol/Isobutanol und Aceton/Isopropanol.

Mit der systematischen Untersuchung des Einflusses von Stickstoff auf die Kondensation von *n*-Propanol wurden die in AP 7 festgelegten Ziele erreicht.

2.2.6 Modellierung und Entwicklung von Kennzahlenbeziehungen (AP 3)

In AP 3 wurde anhand der durchgeführten Messungen geprüft, ob Berechnungsmodelle aus der Literatur zur Abschätzung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten bei der Kondensation an Rippenrohren geeignet sind. Außerdem wurde untersucht, ob Berechnungsmodelle zur Beschreibung der Kondensation von Gemischen für die im Projekt untersuchten Lösungsmittelgemische geeignet sind. Abschließend wurde die Tauglichkeit dieser Modelle für die Kondensation mit Inertgas geprüft.

Für die Modellierung müssen die Stoffdaten der Untersuchten Reinstoffe *n*-Propanol, Isobutanol, Isopropanol, Aceton und Stickstoff bekannt sein. Um die Vergleichbarkeit der Modellierung zu ermöglichen, haben sich die Forschungsstellen bei der Wahl der Stoffdatenmethoden eng abgestimmt. Mit einzelnen Ausnahmen wurden die Stoffdaten mit Korrelationen aus dem VDI-Wärmeatlas (KLEIBER & JOH 2019a, 2019b) berechnet. Die Dichte und Wärmeleitfähigkeit von flüssigem *n*-Propanol, die Wärmekapazität von gasförmigem Isobutanol sowie die Verdampfungsenthalpie von Isopropanol wurden anhand von Korrelationen bestimmt, die an Messdaten im relevanten Temperaturbereich gefittet wurden. Die Messdaten wurden hierfür aus der NIST Datenbank des Prozesssimulationsprogramms Aspen Plus (Version 8.8) entnommen. Die Verdampfungsenthalpie und die dynamische Viskosität vom flüssigem *n*-Propanol wurden aus den Berechnungsgleichungen bestimmt, die im Prozesssimulationsprogramm Aspen Plus (Version 8.8) hinterlegt sind. Die Dichte aller Stoffe in der Gasphase wurde mit Hilfe des idealen Gasgesetzes ermittelt.

Um die Stoffdaten der Gemische zu bestimmen, werden die Reinstoffdaten wie oben beschrieben für die gegebenen Bedingungen berechnet und im Anschluss mit Hilfe von Mischungsregeln die Stoffdaten im Gemisch ermittelt. Die Regeln zur Berechnung der Stoffdaten im Gemisch sind in Tabelle 13 aufgeführt.

Bei der Berechnung müssen die in Abbildung 30 gezeigten thermischen Widerstände R_L und R_G berücksichtigt werden. Da R_L den Widerstand im Kondensat darstellt, kann dieser Anteil mit Modellen zur Berechnung des äußeren Wärmeübergangskoeffizient für Reinstoffe bestimmt werden. Für das Glattrohr kann dabei die Nußelt'sche Wasserhauttheorie nach Gleichung (21) verwendet werden. Um ein geeignetes Modell für die Kondensation von Reinstoffen an Rippenrohren zu finden, werden Modelle aus der Literatur mit den in Kapitel 2.2.2 vorgestellten Messungen verglichen. Im Anschluss werden Modelle aus der Literatur zur Beschreibung der Gemischkondensation anhand der in den Kapiteln 2.2.3, 2.2.4 und 2.2.5 gezeigten Messdaten auf ihre Tauglichkeit überprüft.

Tabelle 13: Verwendete Regeln zur Berechnung der Stoffdaten der untersuchten Gemische

Phase	Größe	Variable	Mischungsregel
<i>n</i> -Propanol/Isobutanol und Aceton/Isopropanol			
Gas	Wärmekapazität	$c_{p,G}$	Gewichtung mit Massenanteil
	Dynamische Viskosität	η_G	Nach WILKE 1950
	Wärmeleitfähigkeit	λ_G	Nach MASON & SAXENA 1958
	Dichte	ρ_G	Ideales Gasgesetz
	Diffusionskoeffizient	D_{12}	Nach FULLER ET AL. 1966
Flüssigkeit	Dynamische Viskosität	η_L	Nach GRUNBERG & NISSAN 1949
	Wärmeleitfähigkeit	λ_L	Nach JAMIESON ET AL. 1975 aus POLING ET AL. 2001
	Dichte	ρ_L	Gewichtung mit Massenanteil
	Oberflächenspannung	σ	Nach POLING ET AL. 2001
	Verdampfungsenthalpie	Δh_V	Gewichtung mit Massenanteil
<i>n</i> -Propanol/Stickstoff			
Gas	Wärmekapazität	$c_{p,G}$	Gewichtung mit Massenanteil
	Dynamische Viskosität	η_G	Nach WILKE 1950
	Wärmeleitfähigkeit	λ_G	Nach TANDON & SAXENA 1965 aus POLING ET AL. 2001
	Dichte	ρ_G	Ideales Gasgesetz
	Diffusionskoeffizient	D_{12}	Nach FULLER ET AL. 1966
	Henrykoeffizient	H_{12}	Aus Aspen Plus (Version 8.8)

Modelle zur Kondensation von Reinstoffen an horizontalen Rippenrohren

Im Folgenden werden das Modell nach KUMAR ET AL. 2002, das Modell nach BRIGGS & ROSE 1994 und das Modell nach REIF 2016 eingeführt.

Modell nach KUMAR ET AL. 2002

Für die Berechnung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten an Rippenrohren stellen KUMAR ET AL. 2002 einen Satz dimensionsloser Kennzahlen auf und passen diesen an Messdaten an.

$$Cn_K = 0,024 \cdot Re_{f,K}^{-1/3} \cdot We^{0,3} \cdot Y^{1,4} \quad (22)$$

Die anfallende Kondensatmenge wird dabei durch die Film-Reynolds-Zahl $Re_{f,K}$ berücksichtigt. Diese ergibt sich aus dem Kondensatmassenstrom \dot{M} , der dynamischen Viskosität η_L des Kondensats sowie der Rippendicke t und dem Rippenabstand s .

$$Re_{f,K} = \frac{4 \cdot \dot{M}}{\eta_L \cdot (s + t)} \quad (23)$$

Die von KUMAR ET AL. 2002 als Weber-Zahl We bezeichnete Kennzahl beschreibt das Abfließverhalten des Kondensats am Rohr.

$$We = \frac{2 \cdot \sigma}{h \cdot \rho_L \cdot g} \cdot \left(\frac{1}{t} + \frac{1}{s} \right) \quad (24)$$

Dabei werden die Kapillarkräfte durch die Oberflächenspannung σ und Gravitationskräfte durch die Kondensatdichte ρ_L und die Erdbeschleunigung g berücksichtigt. Zusätzlich geht die Rippenhöhe h mit ein.

Die von KUMAR ET AL. 2002 definierte dimensionslose Kennzahl Y berücksichtigt die Flächenvergrößerung des Rohres. A_{ges} bezeichnet dabei die gesamte äußere Oberfläche eines Rippensegments der Länge $(s + t)$.

$$Y = \frac{4 \cdot A_{ges}}{d_{Tal} \cdot (s + t)} \quad (25)$$

Der äußere Wärmeübergangskoeffizient α_a wird aus der Definition der Kondensations-Zahl Cn_K berechnet.

$$\alpha_a = Cn_K \cdot \left[\frac{\eta_L^2}{\rho_L^2 \cdot g} \cdot \frac{1}{\lambda_L^3} \right]^{-1/3} \quad (26)$$

Durch Anpassung der Exponenten und der Konstanten in Gleichung (22) beschreibt die Korrelation 90 % der für den Fit verwendeten Messdaten mit einer Genauigkeit von 15 % (KUMAR ET AL. 2002).

Modell nach BRIGGS & ROSE 1994

Um den äußeren Wärmeübergangskoeffizient für die Kondensation an einem Rippenrohr zu berechnen, verwenden Briggs & Rose einen Steigerungsfaktor $\varepsilon_{\Delta T}$:

$$\varepsilon_{\Delta T} = \frac{\dot{Q}_{RR}}{\dot{Q}_{GR}} = \frac{\dot{Q}_{Spitze} + \dot{Q}_{Tal} + \dot{Q}_{geflutet}}{\dot{Q}_{GR}} \quad (27)$$

Der Steigerungsfaktor beschreibt das Verhältnis des Wärmestroms \dot{Q}_{RR} am Rippenrohr zum Wärmestrom \dot{Q}_{GR} am Glattrohr. Der Wärmestrom am Glattrohr kann beispielsweise mit Gleichung (21) bestimmt werden. Der Wärmestrom \dot{Q}_{RR} am Rippenrohr setzt sich aus den Anteilen

an der Rippenspitze \dot{Q}_{Spitze} , im Rippental \dot{Q}_{Tal} und im von Kondensat gefluteten (unteren) Rohrbereich $\dot{Q}_{\text{geflutet}}$ zusammen.

Der Steigerungsfaktor $\varepsilon_{\Delta T}$ ist bei gleicher treibender Temperaturdifferenz am Glattrohr und am Rippenrohr gültig. Wirkt auf das Glattrohr und das Rippenrohr die gleiche Wärmestromdichte \dot{q}_a , kann der Steigerungsfaktor nach

$$\varepsilon_{\dot{q}} = (\varepsilon_{\Delta T})^{4/3} \quad (28)$$

umgerechnet werden.

Um die Wärmeübergangskoeffizienten an Rippenrohr und Glattrohr vergleichen zu können, muss das Glattrohr den gleich Außendurchmesser haben, wie der Durchmesser des Rippenrohrs im Rippental. Da in diesem Projekt Glattrohre verwendet wurde, deren Außendurchmesser dem des Rippenrohrs an der Rippenspitze entspricht, muss der Steigerungsfaktor umgerechnet werden. Der Steigerungsfaktor ε_{BR} bei gleicher Wärmestromdichte und für den Fall, dass der äußere Durchmesser des Glattrohrs gleich dem Durchmesser an der Rippenspitze des Rippenrohrs ist, berechnet sich nach ROSE 1994 wie folgt:

$$\varepsilon_{\text{BR}} = (\varepsilon_{\Delta T})^{4/3} \left(\frac{d_{\text{Tal}}}{d_{\text{Spitze}}} \right) \quad (29)$$

Die Wärmeströme \dot{Q}_{Spitze} , \dot{Q}_{Tal} und $\dot{Q}_{\text{geflutet}}$ werden unter Berücksichtigung der Gegebenheiten in den jeweiligen Rohrbereichen iterativ berechnet. Eine detaillierte Beschreibung der Berechnungsmethode ist in den Arbeiten von REIF 2016 und BRIGGS & ROSE 1994 zu finden.

Modell nach REIF 2016

Analog zum Modell nach KUMAR ET AL. 2002 wurde von REIF 2016 eine Korrelation mit dimensionslosen Kennzahlen aufgestellt und an Messdaten gefittet.

$$Cn = 2,4520 \cdot Re_f^{-1/3} \cdot Bo^{1,98} \cdot Ro^{0,17} \cdot \left(\frac{t}{s} \right)^{2,26} \quad (30)$$

Die Kondensations-Zahl Cn wird aus der Film-Reynolds-Zahl Re_f , der Bond-Zahl Bo und einer Rohrkennzahl Ro berechnet. Um die Rippengeometrie zu berücksichtigen, wurde außerdem der Quotienten aus Rippendicke t und Rippenabstand s mit aufgenommen. Die Film-Reynolds-Zahl berücksichtigt die Kondensationsrate und ist definiert als

$$Re_f = \frac{2 \cdot \dot{q}_a \cdot A_a}{\eta_L \cdot L \cdot \Delta h_v}, \quad (31)$$

wobei L die aktive Länge des Rohres bezeichnet. Die Bond-Zahl Bo beschreibt das Verhältnis aus Gravitationskraft und Oberflächenkraft und beschreibt das Abfließverhalten des Kondensats am Rippenrohr. Die Gewichtskraft wird durch die Differenz $\Delta \rho = \rho_L - \rho_G$ aus Kondensat- und Dampfdichte sowie der Erdbeschleunigung g berücksichtigt. Die Oberflächenspannung σ dient zur Beschreibung der Oberflächenkräfte.

$$Bo = \frac{d_a \cdot \Delta\varrho \cdot g \cdot s}{\sigma} \quad (32)$$

Um auch Einflüsse des Rohrmaterials zu berücksichtigen, wurde von REIF 2016 die Rohr Kennzahl Ro definiert. Diese berechnet sich aus der Temperaturleitfähigkeit a_R des Rohrs, der Rippenhöhe h und der Erdbeschleunigung g .

$$Ro = \frac{a_R^2}{g \cdot h^3} = \frac{\left(\frac{\lambda_R}{\varrho_R \cdot c_{p,R}}\right)^2}{g \cdot h^3} \quad (33)$$

Der äußere Wärmeübergangskoeffizient kann anschließend aus der Definition der Kondensations-Zahl Cn berechnet werden:

$$\alpha_a = Cn \cdot \left[\frac{\eta_L^2}{\varrho_L \cdot \Delta\varrho \cdot g \cdot \lambda_L^3} \right]^{-1/3} \quad (34)$$

Vergleich der Reinstoffmodelle mit Messdaten

Im Folgenden soll überprüft werden, ob die oben beschriebenen Modelle für die Beschreibung der Kondensation der verwendeten Stoffe an Rippenrohren gültig sind. Hierfür wurden für die verwendeten Reinstoffe die gemessenen Steigerungsfaktoren ε berechnet. Dieser ist definiert als

$$\varepsilon = \frac{\alpha_a}{\alpha_{a,Nu}} \quad (35)$$

und gibt das Verhältnis des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten α_a am Rippenrohr zum Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha_{a,Nu}$ nach der Nußelt'schen Wasserhauttheorie an. Es handelt sich dabei also um den Faktor, um den der Wärmeübergang am Rippenrohr im Vergleich zum Glattrohr erhöht ist. Abbildung 39 zeigt die gemessenen Steigerungsfaktoren an den Rohren GEWA-K28 FH09 und GEWA-K28 FH05 für die untersuchten Reinstoffe bei einer Wärmestromdichte von $\dot{q}_a \approx 25 \text{ kW/m}^2$. Die Messdaten werden mit Steigerungsfaktoren verglichen, die anhand der vorgestellten Modelle berechnet wurden.

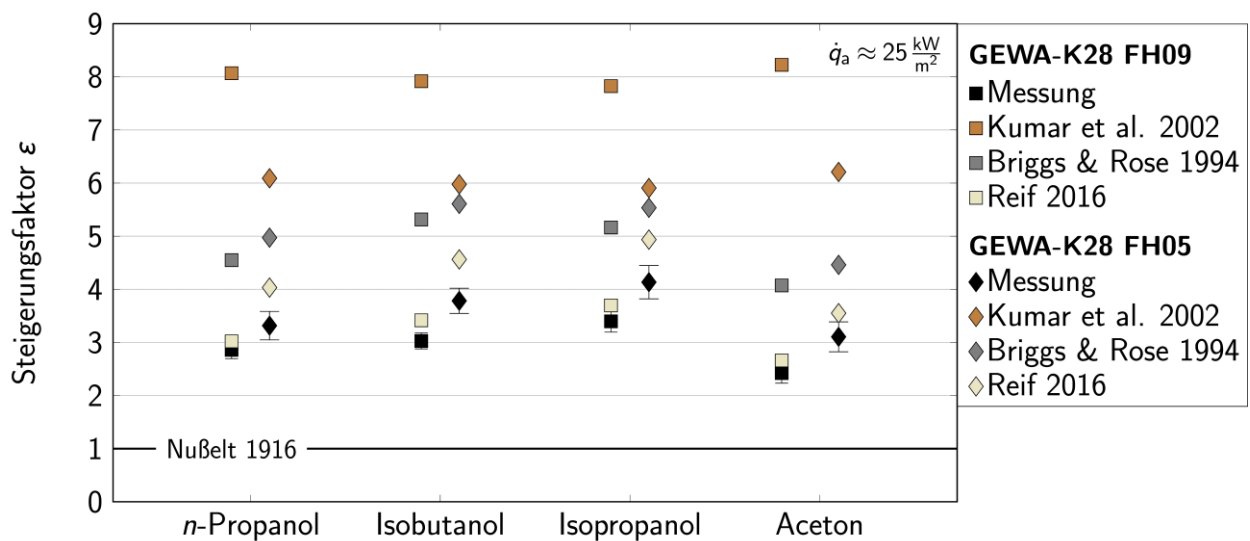


Abbildung 39: Vergleich der experimentellen Ergebnisse mit Modellen aus der Literatur für die Reinstoffkondensation an Rippenrohren

Das Modell nach KUMAR ET AL. 2002 überschätzt die Steigerungsfaktoren deutlich und zeigt für beide Rohre die schlechteste Übereinstimmung mit den Messungen. Die Steigerungsfaktoren, die mit dem Modell nach Briggs & Rose berechnet wurden, liegen deutlich näher an den Messdaten, überschätzten dieser aber auch. Die besten Ergebnisse liefert das Modell nach Reif. Zwar werden auch bei diesem Modell die Messdaten tendenziell überschätzt, vor allem am GEWA-K28 FH09 stimmen die berechneten Steigerungsfaktoren jedoch sehr gut mit den Messungen überein.

Da in Abbildung 39 nur ausgewählte Messdaten dargestellt sind, ist in Abbildung 40 ein Vergleich aller durchgeführten Reinstoffmessungen mit dem Modell nach REIF 2016 in einem Paritätsdiagramm gezeigt.

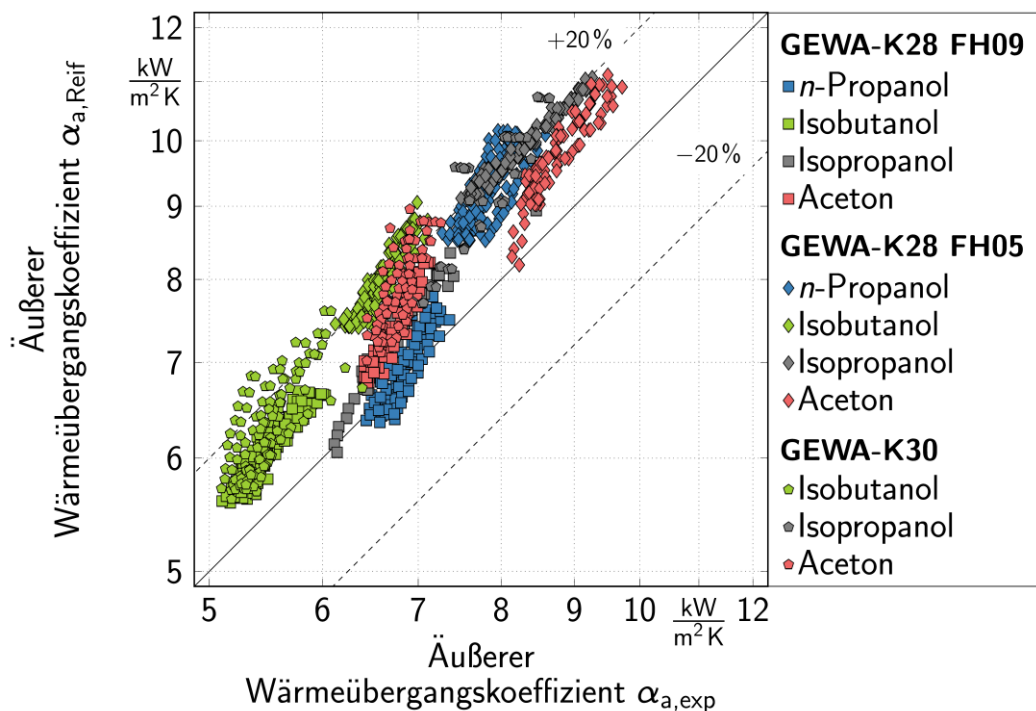


Abbildung 40: Vergleich der Messdaten mit dem Modell nach REIF 2016 im Paritätsdiagramm

Das Modell nach Reif beschreibt alle Messdaten mit einer maximalen Abweichung von unter 30 % sehr gut. Es wird deshalb im Folgenden verwendet, um den thermischen Widerstand R_L bei der Modellierung der Gemischkondensation am Rippenrohr zu bestimmen.

Modelle zur Kondensation von Gemischen

Wie bereits erwähnt, muss zur Berechnung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten bei der Gemischkondensation sowohl der thermische Widerstand R_L im Kondensat als auch der Widerstand R_G in der Grenzschicht der Gasphase berücksichtigt werden. Der gesamte äußere Wärmeübergangskoeffizient α_a setzt sich deshalb aus dem Anteil α_L in der Kondensatschicht und dem Anteil α_G in der Gasphase zusammen. Dieser Zusammenhang ist in Gleichung (36) dargestellt.

$$\alpha_a = \left(\frac{1}{\alpha_L} + \frac{1}{\alpha_G} \right)^{-1} \quad (36)$$

Der Wärmeübergangskoeffizient α_L durch das Kondensat kann mit Hilfe von Reinstoffmodellen berechnet werden. Für Glattrohr wird dafür die in Gleichung (21) gezeigte Nußelt'sche Wasserhauttheorie verwendet. Da das in Gleichung (30) beschriebene Modell nach REIF 2016 die beste Übereinstimmung mit den erhobenen Messdaten gezeigt hat, wird dieses verwendet um α_L für die Kondensation an Rippenrohren zu berechnen. Für die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten α_G wurden in diesem Arbeitspaket zwei Modellansätze betrachtet: Das Filmmodell nach COLBURN & DREW 1937 und das Diffusion Layer Model nach PETERSON ET AL. 1993. In beiden Modellen wird der Wärmeübergangskoeffizient α_a iterativ berechnet. Als Konvergenzkriterium wird die in Gleichung (37) dargestellte Energiebilanz um die Phasengrenze Flüssig–Gas verwendet.

$$\dot{q}_a = \dot{q}_{\text{sens}} + \dot{n} \cdot \Delta\bar{H}_V = \dot{q}_{\text{sens}} + \dot{q}_{\text{lat}} \quad (37)$$

Die gesamte Wärmestromdichte \dot{q}_a , die auch der gemessenen Wärmestromdichte entspricht, setzt sich aus einem sensitiven Anteil \dot{q}_{sens} und einem latenten Anteil \dot{q}_{lat} zusammen. Die bei der Kondensation freiwerdende latente Wärmestromdichte wird durch die antransportierte Molenstromdichte \dot{n} und die molare Verdampfungsenthalpie $\Delta\bar{H}_V$ ausgedrückt. Die sensitiv antransportierte Wärmestromdichte \dot{q}_{sens} lässt sich nach Gleichung (38) aus einem Wärmeübergangskoeffizienten α_{sens}^* und der Differenz zwischen der Temperatur T in der Gasphase und der Phasengrenztemperatur T^* berechnen.

$$\dot{q}_{\text{sens}} = \alpha_{\text{sens}}^* \cdot (T - T^*) \quad (38)$$

Der Wärmeübergangskoeffizienten α_{sens}^* stellt dabei den Wärmeübergangskoeffizienten α_{sens} durch einphasige Wärmeübertragung dar, der mit Hilfe der Ackermann-Korrektur (ACKERMANN 1937) für die Anwendung auf Wärmeübertragung mit Phasenwechsel angepasst wurde. Da der Dampf im vorliegenden Fall unter freier Konvektion kondensiert, lässt sich der Wärmeübergangskoeffizient α_{sens} anhand der in Gleichung (39) dargestellten Nußelt-Korrelation (KLAN & THESS 2013) aus der Prandtl-Zahl Pr und der Rayleigh-Zahl Ra berechnen.

$$Nu_{\text{sens}} = \left(0,752 + \frac{0,387 \cdot Ra^{1/6}}{\left(1 + (0,559/Pr)^{9/16}\right)^{8/27}} \right)^2 \quad (39)$$

Da der Korrekturfaktor der Ackermann-Korrektur von den Modellannahmen abhängt, wird auf die Ackermann-Korrektur in der folgenden Beschreibung der beiden Modelle genauer eingegangen.

Filmmodell nach COLBURN & DREW 1937

Der aus Gleichung (39) bestimmte Wärmeübergangskoeffizient α_{sens} für einphasigen Wärmeübergang wird, wie in Gleichung (40) gezeigt, durch den Korrekturfaktor θ_α korrigiert.

$$\alpha_{\text{sens}}^* = \alpha_{\text{sens}} \cdot \frac{-\theta_\alpha}{\exp(-\theta_\alpha - 1)} \quad (40)$$

Der Korrekturfaktor berechnet sich dabei mit Hilfe der molaren Wärmekapazität $\bar{c}_{p,G}$ in der Gasphase und der Molenstromdichte \dot{n} wie folgt:

$$\theta_\alpha = \frac{|\dot{n}| \cdot \bar{c}_{p,G}}{\alpha_{\text{sens}}} \quad (41)$$

Die Molenstromdichte \dot{n} lässt sich aus dem Stoffübergangskoeffizienten β_G^* in der Gasphase, der spezifischen Wärmekapazität c_G in der Gasphase, den Molanteilen x_1^* und y_1^* auf der Flüssig- und auf der Gasseite der Phasengrenze sowie dem Molanteil y_1 im Bulk der Gasphase.

$$\dot{n} = \beta_G^* \cdot c_G \cdot \ln \left(\frac{x_1^* - y_1^*}{x_1^* - y_1} \right) \quad (42)$$

Der Stoffübergangskoeffizient β_G wird mit Hilfe der Analogie zwischen Wärme- und Stoffübertragung anhand der Grashof-Zahl Gr und der Schmidt-Zahl Sc aus der Sherwood-Korrelation

$$Sh = \left(0,752 + \frac{0,387 \cdot (Gr \cdot Sc)^{1/6}}{\left(1 + (0,559/Sc)^{9/16}\right)^{8/27}} \right)^2 \quad (43)$$

berechnet.

Da Gleichung (43) aus der in Gleichung (39) dargestellten Nußelt-Korrelation für einphasigen Wärmeübergang abgeleitet wurde, muss der Stoffübergangskoeffizient β_G mit der Stefan-Korrektur nach Gleichung (44) korrigiert werden.

$$\beta_G^* = \beta_G \cdot \frac{-\theta_\beta}{\exp(-\theta_\beta - 1)} \quad (44)$$

Der korrigierte Stoffübergangskoeffizient wird mit β_G^* bezeichnet. Der Korrekturfaktor θ_β ergibt sich aus Gleichung (45).

$$\theta_\beta = \frac{\dot{n}}{c_G \cdot \beta_G} \quad (45)$$

Da die Phasengrenztemperatur T^* zu Beginn der Berechnung unbekannt ist, muss das Gleichungssystem iterativ gelöst werden, bis die in Gleichung (37) gegebene Energiebilanz erfüllt ist.

Der Wärmeübergangskoeffizient α_G ergibt sich anschließend aus α_{sens}^* und dem thermodynamischen Parameter Z nach

$$\alpha_G = \frac{\alpha_{sens}^*}{Z}, \quad (46)$$

wobei Z wie folgt definiert ist:

$$Z = \frac{\dot{q}_{sens}}{\dot{q}} = \frac{\alpha_{sens}^* \cdot (T - T^*)}{\dot{q}} \quad (47)$$

Diffusion Layer Model nach PETERSON ET AL. 1993

Da bei der Herleitung des Diffusion Layer Models angenommen wird, dass der Leichtsieder nicht kondensiert, ist das Modell nur anwendbar, wenn es sich bei dem Leichtsieder um ein Inertgas handelt.

Die Korrektur des aus Gleichung (39) bestimmten Wärmeübergangskoeffizient α_{sens} erfolgt anhand des Korrekturfaktors θ_{sens} :

$$\alpha_{sens}^* = \alpha_{sens} \cdot \frac{-\theta_{sens}}{\exp(-\theta_{sens} - 1)} \quad (48)$$

Der Korrekturfaktor θ_{sens} ergibt sich aus

$$\theta_{sens} = \frac{\rho_G \cdot c_{p,G2} \cdot D_{12}}{\lambda_G} \cdot \frac{\bar{M}_2}{\bar{M}} \cdot \frac{Sh}{Nu_{sens}} \cdot \ln\left(\frac{y_1^*}{y_1}\right), \quad (49)$$

wobei D_{12} den Diffusionskoeffizienten, ρ_G und λ_G die Wärmeleitfähigkeit des Gemisches in der Gasphase, $c_{p,G2}$ die spezifische Wärmekapazität des Schwersieders in der Gasphase, \bar{M} die Molmasse des Gemisches und \bar{M}_2 die Molmasse des Schwersieders darstellen. Zusätzlich werden die Gasphasen-Molanteile y_1^* und y_1 des Leichtsieders an der Phasengrenze und in der Bulkphase benötigt.

Der latente Anteil \dot{q}_{lat} der Wärmestromdichte wird im Diffusion Layer Model nicht über die Molenstromdichte berechnet, sondern aus einem Wärmeübergangskoeffizienten α_{lat}^* .

$$\dot{q}_{\text{lat}} = \alpha_{\text{lat}}^* \cdot (T - T^*) \quad (50)$$

Der Wärmeübergangskoeffizient ergibt sich aus einer charakteristischen Länge L_{char} , einer Wärmeleitfähigkeit λ_{lat} und einer Sherwood-Zahl Sh_{lat} aus Gleichung (51). Die charakteristische Länge L_{char} entspricht dabei der charakteristischen Länge, die auch in der Sherwood-Korrelation zur Berechnung von Sh_{lat} verwendet wird.

$$\alpha_{\text{lat}}^* = \frac{\lambda_{\text{lat}} \cdot Sh_{\text{lat}}}{L_{\text{char}}} \quad (51)$$

Die Wärmeleitfähigkeit λ_{lat} ergibt sich aus

$$\lambda_{\text{lat}} = \frac{1}{\Phi} \cdot \frac{\Delta h_V^2 \cdot p \cdot \bar{M}_2^2 \cdot D_{12}}{\bar{R}^2 \cdot T_{\text{avg}}^3} \quad (52)$$

wobei Δh_V die spezifische Verdampfungsenthalpie, \bar{M}_2 die Molmasse des Schwersieders, D_{12} den Diffusionskoeffizienten und p den Druck darstellen. Das logarithmisch gemittelte Konzentrationsverhältnis Φ berechnet sich aus

$$\Phi = -\ln \frac{\left(\frac{1 - y_1}{1 - y_1^*} \right)}{\ln \left(\frac{y_1}{y_1^*} \right)} \quad (53)$$

und die mittlere Temperatur T_{avg} aus

$$T_{\text{avg}} = 0.5 \cdot (T - T^*) . \quad (54)$$

Da auch hier die Phasengrenztemperatur unbekannt ist, wird das Gleichungssystem iterativ gelöst, bis die in Gleichung (37) gegebene Energiebilanz erfüllt ist.

Der Wärmübergangskoeffizient α_G ergibt sich anschließend aus der Summe von α_{sens}^* und α_{lat}^* .

$$\alpha_G = \alpha_{\text{sens}}^* + \alpha_{\text{lat}}^* \quad (55)$$

Eine detaillierte Herleitung des Modells ist in der Arbeit von PETERSON ET AL. 1993 gegeben.

Vergleich der Gemischmodelle mit Messdaten

Ist der thermische Widerstand R_G sehr klein, geht die Differenz $(y_1 - y_1^*)$ gegen Null und die iterative Berechnung wird instabil. Die Vernachlässigung von R_G bringt in diesem Fall nur einen kleinen Fehler mit sich, ermöglicht aber eine deutlich einfachere Berechnung des Wärmeübergangskoeffizient.

Laut BAEHR & STEPHAN 2019 kann R_G in der Regel vernachlässigt werden, falls für die Siedetemperatur T_{Siede} , die Tautemperatur T_{Tau} und die Wandtemperatur T_{Wand} gilt:

$$\Delta T_{\text{Grenz}} = \frac{T_{\text{Siede}} - T_{\text{Wand}}}{T_{\text{Tau}} - T_{\text{Siede}}} > 2 \quad (56)$$

Da es sich bei *n*-Propanol/Isobutanol um ein sehr engsiedendes Gemisch handelt, gilt für alle mit diesem Gemisch durchgeführten Messungen $\Delta T_{\text{Grenz}} > 2$. In Abbildung 33 ist außerdem kaum ein Gemischeinfluss zu erkennen, weshalb der thermische Widerstand R_G für die Modellierung dieses Gemisches vernachlässigt wird.

Für das Gemisch Aceton/Isopropanol ist in Abbildung 36 bei beiden Rohren für alle Zusammensetzungen ein Gemischeinfluss zu erkennen ist. Abgesehen von den Messungen am Glattrohr bei einem Leichtsiedermolanteil $y_1 \approx 0.75$ gilt für alle Messreihen ist $\Delta T_{\text{Grenz}} < 2$. Der thermische Widerstand R_G wird deshalb für alle Messungen des Gemisches Aceton/Isopropanol berücksichtigt. Die Messungen am Glattrohr bei einem Leichtsiedermolanteil $y_1 \approx 0.75$ werden zusätzlich mit Reinstoffmodellen verglichen, um abzuschätzen, wie groß der Fehler ist, wenn der Grenzwert $\Delta T_{\text{Grenz}} = 2$ knapp überschritten wird.

In Abbildung 41 zeigt den Vergleich aller Messungen mit *n*-Propanol/Isobutanol und der Glattrohrmessungen mit Aceton/Isopropanol bei $y_1 \approx 0.75$ mit Reinstoffmodellen im Paritätsdiagramm. Die Messungen am Glattrohr werden mit der Nußelt'schen Wasserhauttheorie (Gleichung (21)) und die Messungen am GEWA-K28 FH09 mit dem Modell nach REIF 2016 (Gleichung (30)) verglichen.

Die Messungen mit *n*-Propanol/Isobutanol stimmen für beide Rohre sehr gut mit den Modellen überein. Die Vernachlässigung des thermischen Widerstands R_G war für diesen Fall gerechtfertigt. Die Nußelt'sche Wasserhauttheorie überschätzt die Messungen am Glattrohr mit Aceton/Isopropanol mit bis zu 50 % deutlich. Obwohl die für diese Messreihe $\Delta T_{\text{Grenz}} > 2$ gilt, kann der thermische Widerstand R_G nicht vernachlässigt werden.

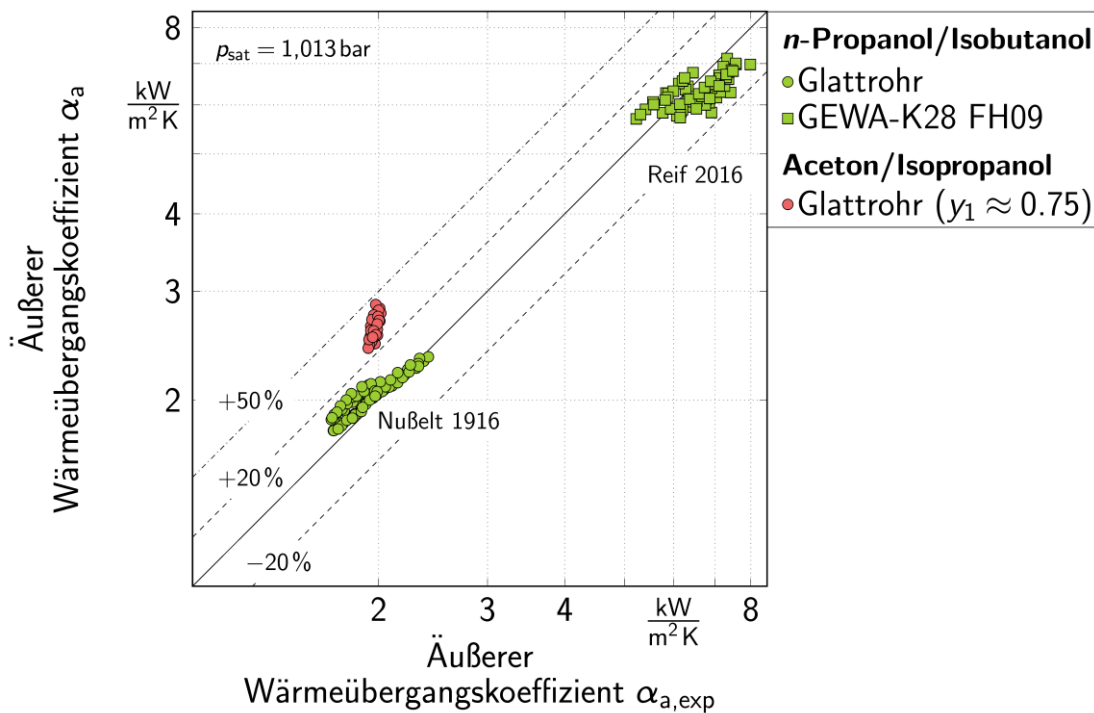


Abbildung 41: Vergleich der Glattrohrmessungen mit der Nußelt'schen Wasserhauttheorie und der Messungen am GEWA-K28 FH09 mit dem Modell nach REIF 2016

Abbildung 42 zeigt den Vergleich der Messungen mit Aceton/Isopropanol und n-Propanol/Stickstoff mit dem Filmmodell.

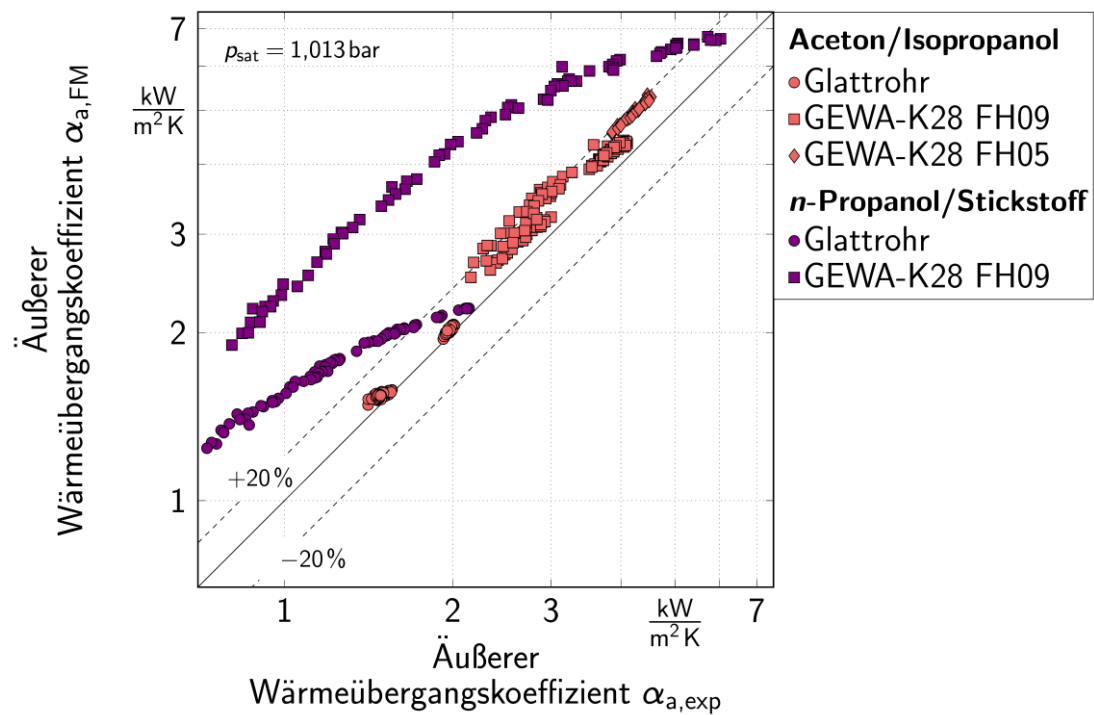


Abbildung 42: Vergleich der Messdaten mit dem Filmmodell nach COLBURN & DREW 1937 im Paritätsdiagramm

Für Aceton/Isopropanol gibt das Modell die Glattrohrmessungen sehr gut wieder. Die Messungen am Rippenrohr werden zwar überschätzt, mit einer maximalen Abweichung von 26 % ist die Übereinstimmung aber gut. Die Messungen für *n*-Propanol/Stickstoff werden vom Filmmmodell teilweise deutlich überschätzt. Die Abweichung zwischen Modell und Messung steigt mit abnehmendem Wärmeübergangskoeffizienten. Da der Wärmeübergangskoeffizient mit steigendem Stickstoffanteil abnimmt, sind kleine gemessene Wärmeübergangskoeffizienten gleichbedeutend mit einem hohen Stickstoffanteil. Das Filmmmodell scheint damit nicht für die Kondensation in Anwesenheit eines Inertgases geeignet zu sein.

Da das Diffusion Layer Model nur angewendet werden kann, wenn es sich bei dem Leichtsieder um ein Inertgas handelt, ist ein Vergleich zwischen Modell und Messdaten nur für das Stoffsystem *n*-Propanol/Stickstoff möglich. Dieser ist in Abbildung 43 in Form eines Paritätsdiagramms gezeigt.

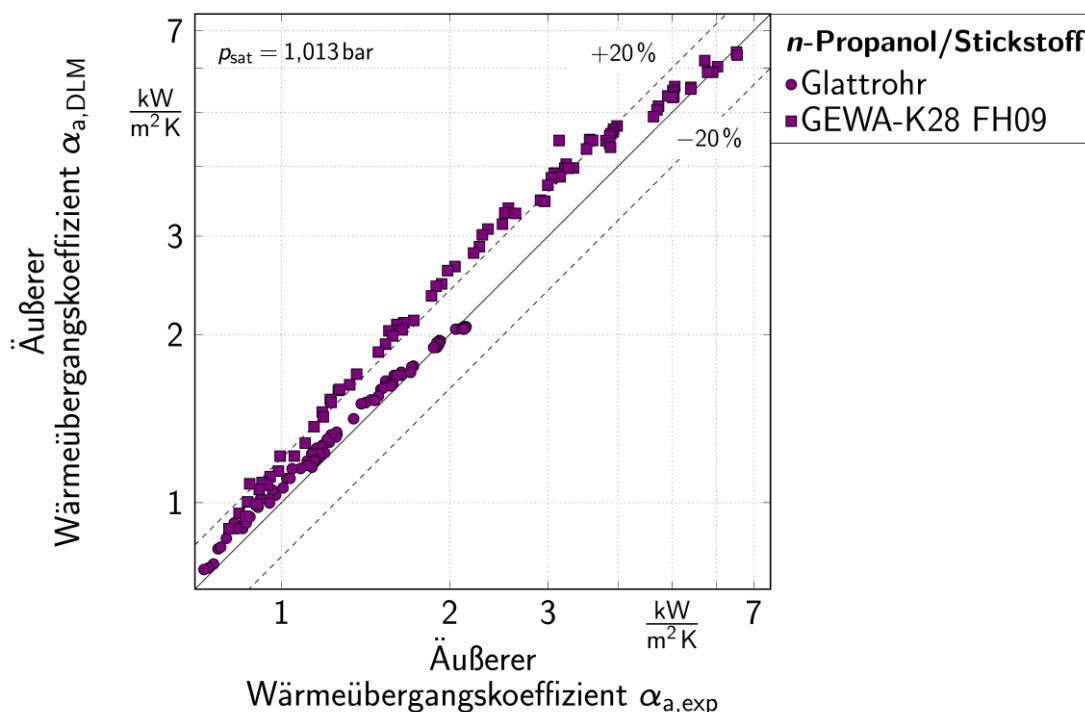


Abbildung 43: Vergleich der Messdaten mit dem Diffusion Layer Model nach PETERSON ET AL. 1993 im Paritätsdiagramm

Das Diffusion Layer Model beschreibt die Messdaten mit *n*-Propanol/Stickstoff deutlich besser als das Filmmmodell. Für die Messungen am Glattrohr liegt die maximale Abweichung bei knapp über 11 %. Am GEWA-K28 FH09 weicht das Diffusion Layer Model, abgesehen von einem ausreisenden Messpunkt, um maximal 32 % von den Messungen ab.

Durch die Aufteilung in eng- und weitsiedende Gemische konnte für die beiden untersuchten Gemische *n*-Propanol/Isobutanol und Aceton/Isopropanol jeweils eine Berechnungsmethode gefunden werden, die die Messdaten mit angemessenem Rechenaufwand gut beschreibt. Der Wärmeübergang bei der Kondensation des engsiedenden Gemischs *n*-Propanol/Isobutanol konnte gut mit Reinstoffmodellen beschrieben werden, wohingegen das Filmmmodell nach COLBURN & DREW 1937 für das Gemisch Aceton/Isopropanol gute Ergebnisse liefert. Das von BAEHR

& STEPHAN 2019 in Gleichung (56) angegebene Kriterium eignet sich für die grobe Unterteilung in eng- und weitsiedende Gemische. Um den Fehler bei der Berechnung möglichst klein zu halten, wäre es jedoch sinnvoll den Grenzwert höher anzusetzen. Außerdem hat sich gezeigt, dass das Filmmodell nach COLBURN & DREW 1937 nicht geeignet ist, um die Messdaten mit *n*-Propanol in Anwesenheit von Stickstoff zu beschreiben. Das Diffusion Layer Modell nach PETERSON ET AL. 1993, das zur Beschreibung der Kondensation in Anwesenheit eines Inertgases entwickelt wurde, konnte die Messdaten jedoch gut vorhersagen.

Der in AP 3 vorgesehene Modellvergleich mit den Reinstoffdaten wurde durchgeführt und die Beobachtung aus dem Vorgängerprojekt bestätigt, dass das am Lehrstuhl entwickelte Modell nach REIF 2016 für die Kondensation von Lösungsmitteln an Edelstahl-Rippenrohren die besten Ergebnisse liefert. Anhand der Messwerte aus den AP 4 und 5 konnte gezeigt werden, dass das Kriterium von BAEHR & STEPHAN 2019 nach Gleichung (56) für eine grobe Abschätzung der Lastgrenze, ab der sich eine zweite Komponente negativ auf das Kondensationsverhalten auswirkt, geeignet ist. Das Filmmodell nach COLBURN & DREW 1937, das gute Ergebnisse für die Kondensation von Gemischen mit zwei kondensierenden Komponenten liefert, eignet sich nicht für die Beschreibung der Kondensation von *n*-Propanol in Anwesenheit von Stickstoff. Die im Projektantrag gestellte Frage, ob ein Reinstoff mit Inertgas als ein „einfaches“ Gemisch beschrieben werden kann, ist damit beantwortet. Das Diffusion Layer Model nach PETERSON ET AL. 1993 hingegen liefert vielversprechende Ergebnisse für die Modellierung des Stoffsystems *n*-Propanol/Stickstoff. Die in AP 3 festgesetzten Ziele wurden damit erreicht.

2.3 Verdampfung an Kissenplatten (TUBS)

2.3.1 Umbau, Adaption und Wiederinbetriebnahme der Versuchsanlage (AP 1)

Die aus dem Vorgängerprojekt bestehende Versuchsanlage wurde für die Wiederinbetriebnahme gereinigt und die bereits installierten Temperatursensoren kalibriert. Ein Gerät zur Messung des Kühlwasserstromes sowie Temperatursensoren am Ein- und Austritt des Nachkondensators wurden nachträglich eingebaut, um die Bilanzierung der Kühlwasserseite zu vervollständigen. Das Prozessleitsystem LabVIEW wurde auf die aktuelle Version gebracht und modifiziert. Defekte Geräte wurden Instand gesetzt. In Abbildung 44 ist das Anlagenfließbild gezeigt.

Das Versuchsmedium wird im Brüdenabscheider B200 vorgelegt. Die Temperaturmessung der Dampfphase, der Flüssigkeit im Brüdenabscheider und des Drucks erfolgen mit Thermoelementen und einem Drucktransmitter. Alle in der Versuchsanlage verbauten Temperaturmessstellen sind Thermoelemente vom Typ K. Der Füllstand wird mittels eines Füllstandsmessers mit geführttem Radar der Firma Endress+Hauser (Levelflex FMP51) bestimmt. Der Füllstand wird als das Verhältnis aus der Füllstandshöhe h_s im Brüdenabscheider und der Verdampferplattenlänge L als scheinbarer Flüssigkeitsstand h_s^* wie folgt angegeben:

$$h_s^* = \frac{h_s}{L} \quad (57)$$

Der scheinbare Flüssigkeitsstand kann zwischen 30 % und 130 % variiert werden. Der Massenstrom und die Dichte der in den Verdampfer fließenden Flüssigkeit werden mittels eines Coriolis-durchflussmessers erfasst. Zur Bestimmung des verdampfungsseitigen Temperaturverlaufs werden die Ein- und Austrittstemperaturen sowie die Kernströmungstemperaturen an verschiedenen Höhen des Verdampfers gemessen. Hierfür sind alternierend über die Höhe je vier Thermoelemente eingebaut. Das im Verdampfer entstehende Dampf-Flüssig-Gemisch wird im Brüdenabscheider getrennt. Der Dampf steigt nach oben und wird anschließend im Kondensator kondensiert. Hierbei werden die Ein- und Austrittstemperaturen sowie der Volumenstrom des Kühlwassers mittels eines induktiven Durchflussmessers bestimmt. Das anfallende Produktkondensat wird gravimetrisch erfasst. Die Kondensatpumpen fördern das Kondensat durch die elektrische Vorwärmung W201 zurück in den Brüdenabscheider. Mittels einer Vakuumpumpe kann der verdampfungsseitige Druck eingestellt werden. Betriebsmittelseitig wird mit gesättigtem Wasserdampf geheizt. Hierfür können Absolutdrücke zwischen 0,25 – 10 bar eingestellt werden. Das anfallende Heizdampfkondensat wird aus der Versuchsanlage ausgeschleust und der Heizdampfmassenstrom gravimetrisch bestimmt. Sämtliche Messstellen der Versuchsanlage werden alle 5 s mittels eines LabView-Programms erfasst und dokumentiert.

Zur Beurteilung des fluiddynamischen und thermischen Verhaltens werden die Eintrittsgeschwindigkeit am Verdampfer und die übertragene Wärmestromdichte ermittelt. Die Eintrittsgeschwindigkeit am Kissenplattenapparat wird anhand einer Massenstrommessung mittels eines Coriolis Durchflussmesser bestimmt. Die Herleitung der resultierenden Wärmestromdichte auf Basis der Messwerte wird in AP 3 beschrieben.

Der Kissenplattenverdampfer aus Edelstahl besteht aus einer doppelt und zwei einseitig expandierten Kissenplatten mit einer Kissenplattenabmessung von insgesamt 220 mm x 800 mm. Die wärmeübertragende Fläche beträgt 0,704 m².

R&I-Fließschema der Gesamtanlage

Stand: 10.07.2019

Bez.	Bauteilname	Bez.	Bauteilname	Bez.	Bauteilname
W200	Verdampfer	B100	Dampf Kondensatbehälter 1	B302	Zwischenkühlbehälter
W300	Kondensator	B101	Dampf Kondensatbehälter 2	B201	Vorlagebehälter
W301	Nachkondensator	B102	Dampf Kondensatbehälter 3	VP100	Vakuumpumpe f. Dampfdruck
W100	Dampfkühler	B200	Brüdenabscheider	VP101	Vakuumpumpe zur Kondensat ausschleusung
W201	Elektr. Begleitheizung	B300	Kondensatbehälter	VP300	Vakuumpumpe f. Systemdruck
P300,301	Kondensatpumpe 1, 2	B301	Nachkondensatbehälter	K300	Kondensatabscheider

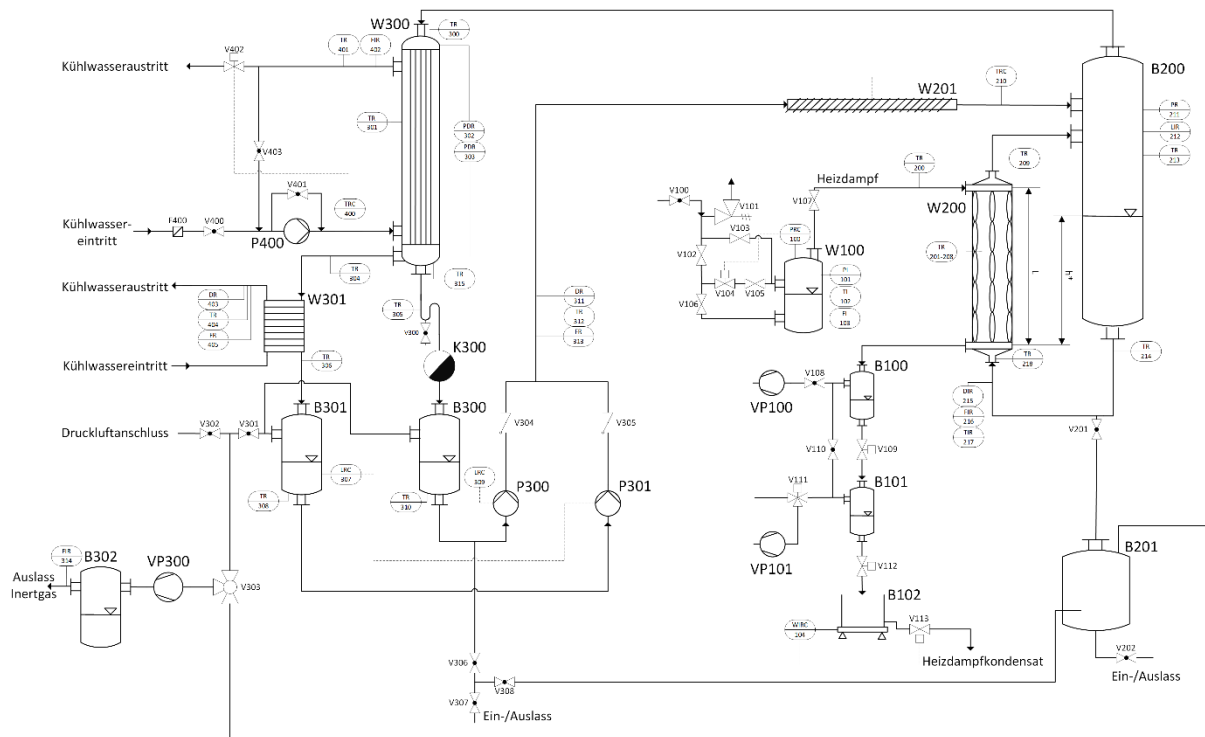


Abbildung 44: R&I Fließschema der Gesamtanlage mit Kissenplatten-Naturumlaufverdampfer (W200)

2.3.2 Messungen Reinstoffe (AP 2)

Im AP 2 werden Verdampfungsversuche mit den Reinstoffen Wasser und Monoethylenglykol (MEG) als Komponenten des technologiespezifisches Stoffgemisches und die reinen Komponenten Hexanol und Pentanol des späteren gemeinsamen Stoffgemisches mit Forschungsstelle A (Uni Kassel) durchgeführt. Es wird der Einfluss des scheinbaren Flüssigkeitsstandes, des Verdampfungsdrucks und der treibenden Temperaturdifferenz auf das Umlaufverhalten und den Wärmeübergang des Verdampfers ermittelt. Die treibende Temperaturdifferenz wird aus der Differenz der Heizdampf temperatur betriebsmittelseitig und der Gleichgewichtstemperatur resultierend aus dem Druck im Brüdenabscheider bestimmt. Zur Einstellung von unterschiedlichen treibenden Temperaturdifferenzen während eines stationären Betriebspunktes wird die Heizdampf temperatur als Stellgröße vorgegeben. Der Füllstand wird von 130% auf das mögliche Minimum reduziert, bei dem noch ein Umlauf festgestellt werden kann. Bis zu einem scheinbaren Füllstand von 109,5% befindet sich der Verdampfer im nicht überfluteten Bereich. Ab einem Füllstand von 115,5% ist der Apparat vollständig überflutet.

In Abbildung 45 sind die Dampfdruckkurven aller Reinstoffe zusammengefasst. Die Anlage kann eine maximale Heiztemperatur von 180 °C bereitstellen. Bei einer maximalen treibenden Temperaturdifferenz von 20 K können Siedetemperaturen bis 160 °C vermessen werden. Die Vermessung des Reinstoffes Glycerin kann daher nicht erfolgen, sondern wird lediglich als nicht siedende, inerte Gemischkomponente in AP 7 betrachtet. Außerdem wird MEG und dessen Gemisch mit

Wasser nur bei einem Betriebsdruck von 200 mbar untersucht. Die Reinstoffe Wasser, Hexanol und Pentanol werden jeweils bei den Drücken 200 mbar und 800 mbar untersucht.

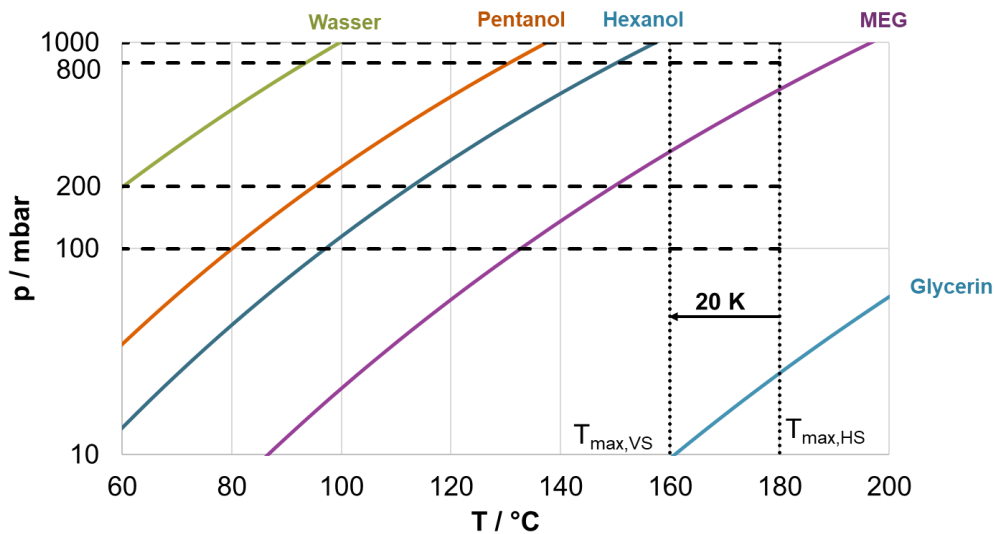


Abbildung 45: Dampfdruckkurven aller Reinstoffe

Die Ergebnisse zum Umlaufverhalten aller Reinstoffe bei einem Betriebsdruck von 200 mbar sind in Abbildung 46 gezeigt.

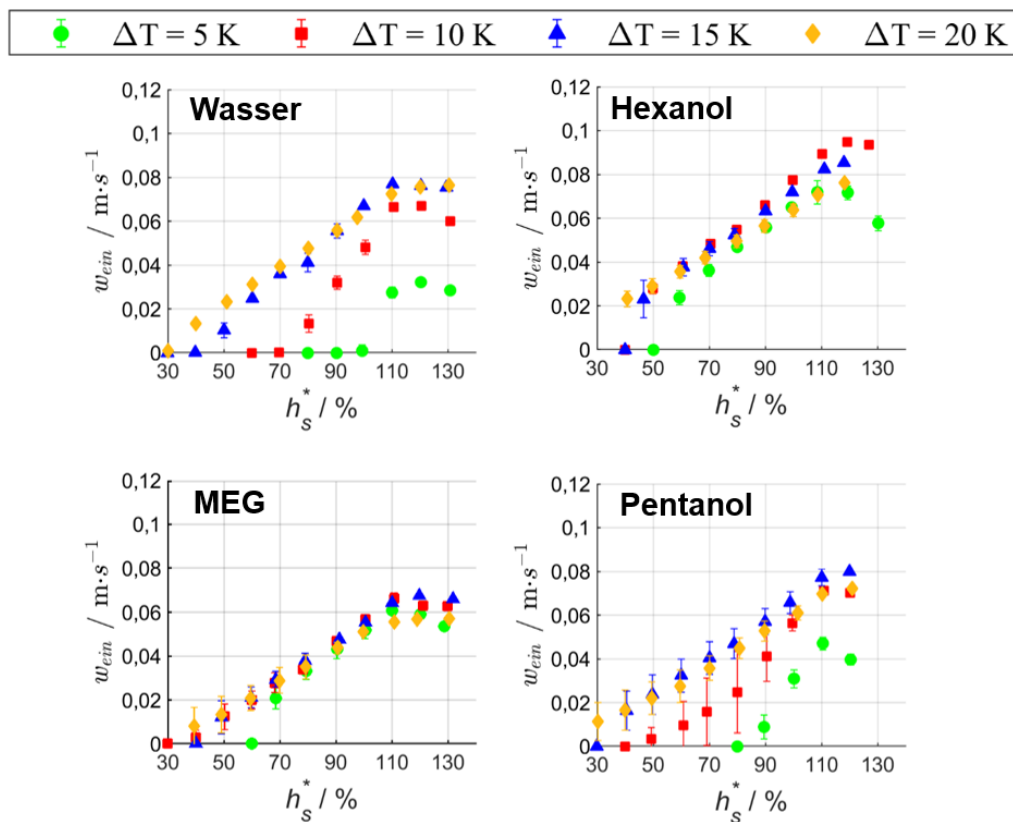


Abbildung 46: Eintrittsgeschwindigkeit bei der Naturumlaufverdampfung aller Reinstoffe bei 200 mbar, variiertem scheinbarem Flüssigkeitsstand und variiertem treibender Temperaturdifferenz

Die Ergebnisse entsprechen dem typischen Verhalten eines Naturumlaufverdampfers. Im nicht überfluteten Zustand nimmt die Eintrittsgeschwindigkeit erwartungsgemäß mit steigendem Füllstand aufgrund des gleichzeitig steigenden hydrostatischen Druckes zu. Ab einem Füllstand von 110% beginnt das Brüdenrohr zwischen Verdampferaustritt und Brüdenabscheider zu fluten und der Umlauf in dem nun geschlossenen Kreislauf kann nur durch Dichteunterschiede innerhalb des vertikalen Verdampfers initiiert werden. Im überfluteten Zustand kann die Eintrittsgeschwindigkeit bei weiterer Zunahme des Füllstandes infolge eines erhöhten Zweiphasendruckverlustes stagnieren oder sich verringern. Bei einem direkten Vergleich der Reinstoffe fällt auf, dass mit Hexanol und MEG im Vergleich zu Wasser und Pentanol auch bei Füllständen $h_s^* < 70\%$ und kleinen treibenden Temperaturdifferenzen ein Umlauf zu Stande kommt. Bei Wasser und Pentanol ist zudem eine deutliche Abhängigkeit des Umlaufverhaltens auch von der treibenden Temperaturdifferenz zu erkennen. Zudem weist Pentanol deutliche Schwankungen der Eintrittsgeschwindigkeit während einer Versuchseinstellung auf, was ggf. mit der höheren Viskosität bei den gegebenen Betriebsbedingungen gegenüber Hexanol zu erklären ist.

In Abbildung 47 ist eine Übersicht über das thermische Betriebsverhalten für alle Reinstoffe gezeigt.

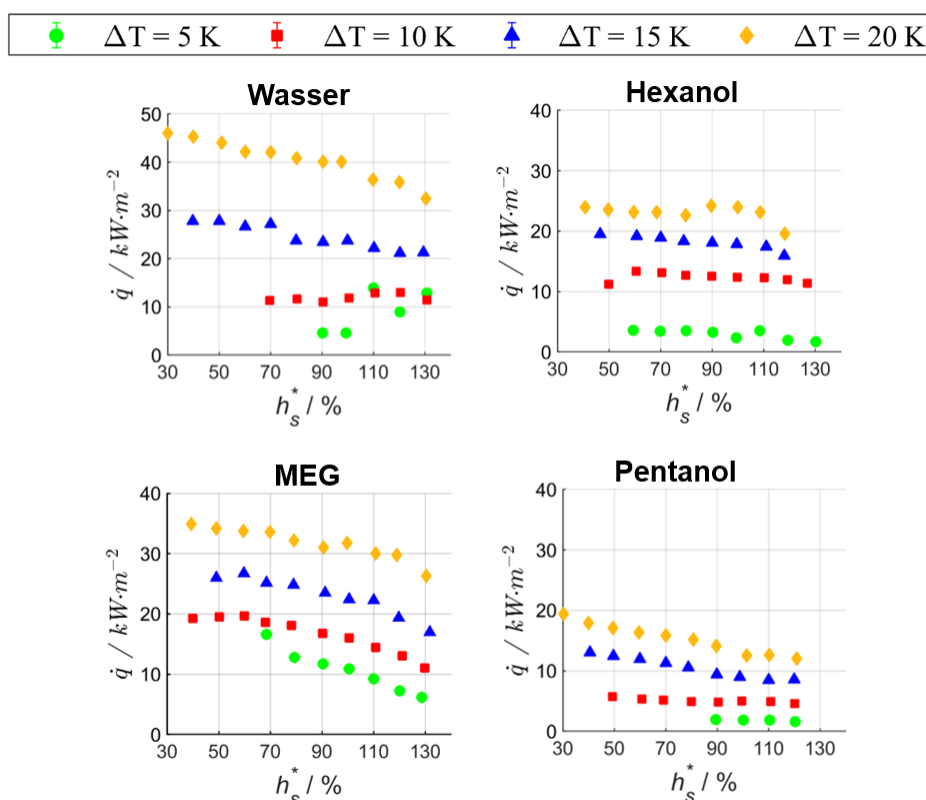


Abbildung 47: Wärmestromdichte bei der Naturumlaufverdampfung aller Reinstoffe bei 200 mbar, variiertem scheinbaren Flüssigkeitsstand und variiertem treibender Temperaturdifferenz

Erwartungsgemäß steigt mit treibender Temperaturdifferenz die resultierende Wärmestromdichte. Mit Zunahme des scheinbaren Füllstandes ist für alle Reinstoffe eine Abnahme der Wärmestromdichte festzustellen. Dies ist darauf zurückzuführen, dass bei kleinen Betriebsdrücken und der damit verbundenen kleinen Steigung der Dampfdruckkurve bereits bei geringer Zunahme des hydrostatischen Druckes eine merkliche Unterkühlung der eintretenden Flüssigkeit

auftritt. Durch die Unterkühlung verlängert sich die einphasige Aufheizzone und es steht weniger Fläche zur Verdampfung zur Verfügung. Für Hexanol und Pentanol werden insgesamt kleinere Wärmestromdichten infolge der kleineren Verdampfungsenthalpien erreicht. Von allen Reinstoffen zeigt Pentanol, wie auch schon beim Umlaufverhalten, die schlechteste Performance und somit den kleinsten Betriebsbereich.

2.3.3 Messungen für gemeinsame Gemische der jeweiligen Mechanismen (AP 4)

Es werden Messungen des organischen Gemisches bestehend aus Pentanol-Hexanol mit drei verschiedenen Zusammensetzungen (0,25; 0,5; 0,75 mol_{LS}/mol_{ges}) durchgeführt. Dabei soll der Einfluss der Leichtsiederkonzentration auf die Verdampfung, speziell auf die Naturumlaufverdampfung, das Selbstumlaufverhalten und den Wärmeübergang untersucht werden. Die weiteren Versuchsbedingungen entsprechen denen der Reinstoffmessungen. In den folgenden Diagrammen sind jeweils die Eintrittsgeschwindigkeit und die resultierende Wärmestromdichte für einen gegebenen Druck und eine treibende Temperaturdifferenz für die drei Zusammensetzungen dargestellt. Aus Abbildung 48 geht hervor, dass bei einem Druck von 800 mbar und einer Temperaturdifferenz von $\Delta T = 15$ K eine Abhängigkeit der Eintrittsgeschwindigkeit und der Wärmestromdichte von der Zusammensetzung besteht. Das schlechteste fluiddynamische und thermische Verhalten zeigt sich bei einer Zusammensetzung von 0,5 mol_{LS}/mol_{ges}. Mit Erhöhung der treibenden Temperaturdifferenz auf $\Delta T = 20$ K (Abbildung 48, unten) geht bei Betrachtung der Eintrittsgeschwindigkeit hervor, dass sich diese nur noch geringfügig mit Änderung der Zusammensetzung verändert. Die Wärmestromdichtenverläufe dahingegen zeigen eine ausgeprägtere Abhängigkeit von der Zusammensetzung bei erhöhter Temperaturdifferenz. Die Tendenz, dass mit einer Zusammensetzung von 0,5 mol_{LS}/mol_{ges} die schlechteste Wärmeübertragung erzielt wird, verdeutlicht sich bei einem höherem ΔT von 20 K.

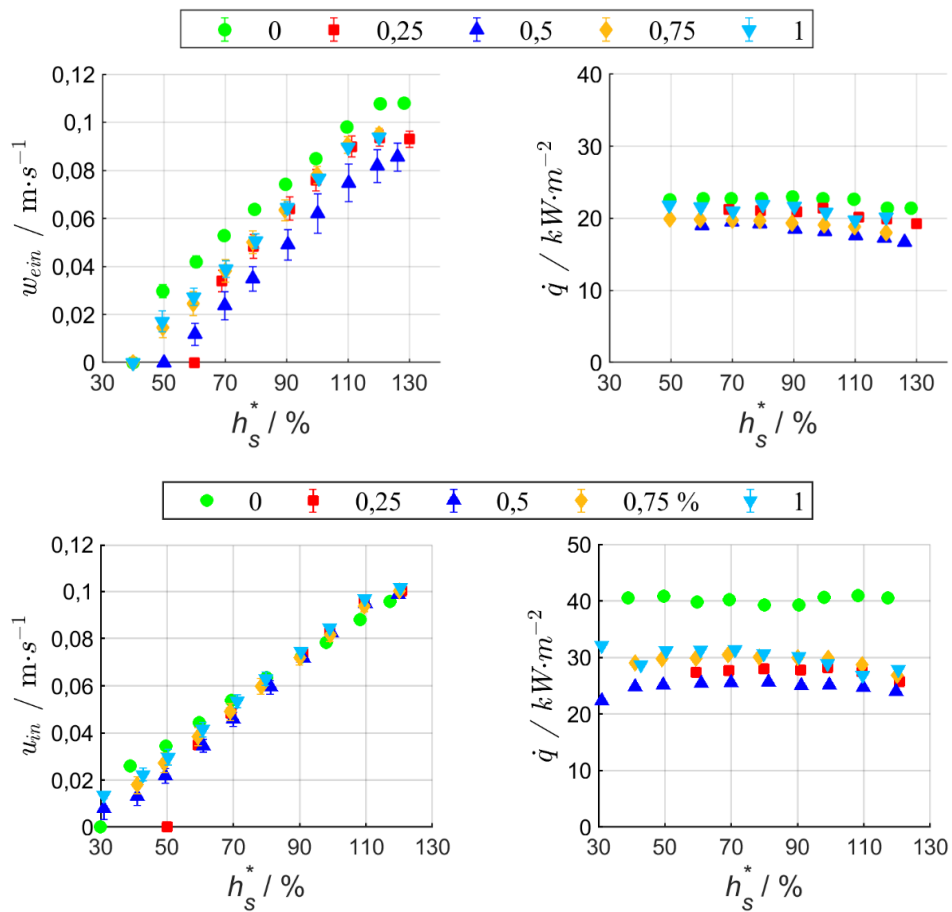


Abbildung 48: Eintrittsgeschwindigkeit und Wärmestromdichte bei der Naturumlaufverdampfung von Pentanol-Hexanol Gemischen bei $\Delta T = 15$ K (oben), $\Delta T = 20$ K (unten) und einem Druck von $p = 800$ mbar unter Variation der Zusammensetzungen und des scheinbaren Flüssigkeitsstands

Im Vergleich zu einem geringeren Druck von $p = 200$ mbar zeigt sich, dass sich die Abhängigkeiten von der Zusammensetzung verschieben und die schlechteste fluiddynamische und thermische Performance bei einem geringeren Leichtsiedergehalt von $0,2 \text{ mol}_{\text{LS}}/\text{mol}_{\text{ges}}$ erreicht werden (Abbildung 49).

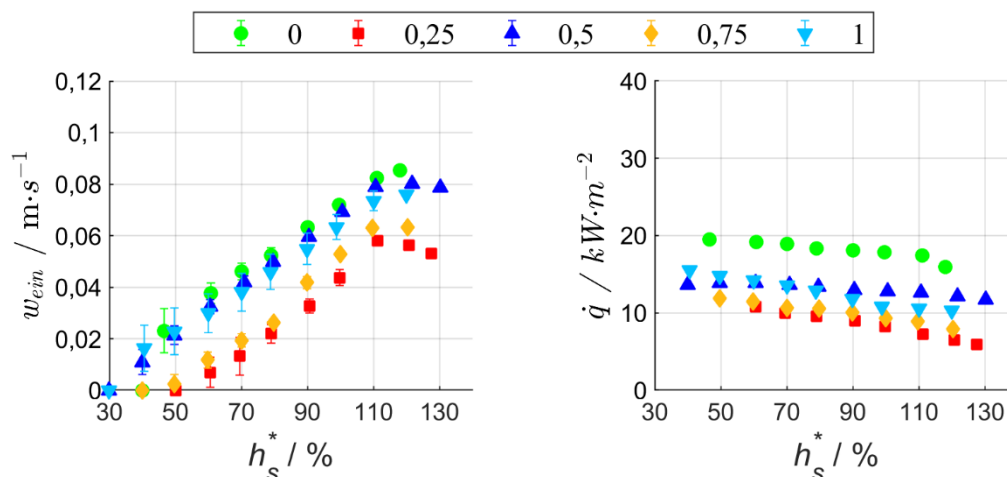


Abbildung 49: Eintrittsgeschwindigkeit und Wärmestromdichte bei der Naturumlaufverdampfung von Hexanol-Pentanol bei $\Delta T = 15$ K und einem Druck von $p = 200$ mbar unter Variation der Zusammensetzungen und des scheinbaren Flüssigkeitsstands

In Abbildung 50 sind für einen konstanten Füllstand von $h_s^* = 90\%$ und eine konstante Temperaturdifferenz von $\Delta T = 20$ K die Eintrittsgeschwindigkeit und Wärmestromdichte über der Zusammensetzung für beide Betriebsdrücke dargestellt.

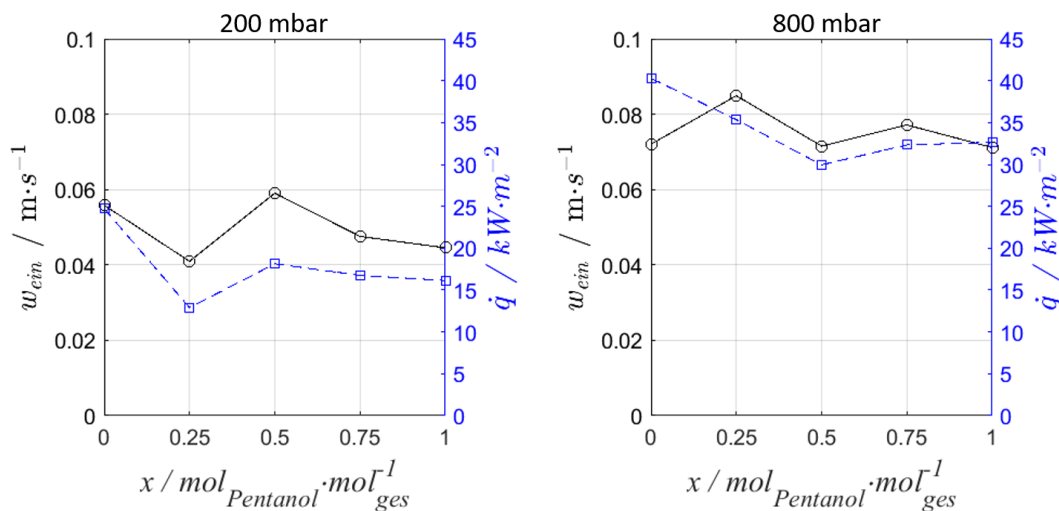


Abbildung 50: Eintrittsgeschwindigkeit und Wärmestromdichte bei der Naturumlaufverdampfung von Hexanol-Pentanol bei $p = 200$ mbar (links), $p = 800$ mbar (rechts), $h_s^* = 90\%$ und $\Delta T = 20$ K sowie variierten Zusammensetzungen

Aus Abbildung 50 wird deutlich, dass sich bei kleinerem Betriebsdruck erwartungsgemäß kleinere Eintrittsgeschwindigkeiten am Verdampfer sowie auch geringere Wärmestromdichten einstellen. Ebenfalls ersichtlich ist, dass sich das Minimum der Betriebsperformance bei einem geringeren Druck in Richtung eines kleineren Leichtsiederanteils verschiebt.

Zur Orientierung und Einordnung der Ergebnisse im Naturumlaufverdampfer gibt es verschiedene Möglichkeiten. Zum einen kann anhand des Siedediagramms für den jeweiligen Druck bei gegebener Siedetemperatur des betrachteten Gemisches mit gegebener Zusammensetzung die Verschiebung der Phasenzusammensetzung mit Abreicherung des Leichtsieders aus der Flüssigphase bestimmt werden. Infolge der Abreicherung des Leichtsieders aus der Flüssigphase während des Verdampfens, resultiert ein Unterschied in der Zusammensetzung der Flüssig- und

Dampfphase. Während die Dampfphase einen höheren Leichtsiederanteil aufweist, ist die Flüssigphase mit Schwersieder angereichert. Dieser Phasenzusammensetzungsunterschied bei anliegender Siedetemperatur des Ausgangsgemisches und konstantem Druck wird im Folgenden mit Δ_{xy} gekennzeichnet. Zum anderen kann sich an veröffentlichten Literaturdaten, die z.B. die Wärmeübergangverschlechterung definierter Gemische beim Behälter- oder Strömungssieden betreffen, orientiert werden. Da letzteres für das hier untersuchte Gemisch Pentanol-Hexanol nicht vorliegt, wurde unter der Annahme eines idealen Gemischverhaltens der maximale Unterschied in der Phasenzusammensetzung Δ_{xy} nach STEPHAN ET AL. 2019 bestimmt. Dieser liegt demnach für einen Druck von $p = 800$ mbar bei einer Zusammensetzung von $0,43 \text{ mol}_{\text{Pen}}/\text{mol}_{\text{ges}}$. Bei geringerem Druck liegt der maximale Δ_{xy} entsprechend des Siedediagramms bei einem leicht geringeren Leichtsiederanteil, was auch hier in den Experimenten festgestellt wurde. Da bei der Naturumlaufverdampfung die Wärmeübertragung stark an fluiddynamische Bedingungen gekoppelt ist und umgekehrt, ist davon auszugehen, dass das Minimum der Wärmeübertragung nicht exakt bei der auf Basis des maximalen Δ_{xy} ermittelten Zusammensetzung liegt. Vor diesem Hintergrund zeigt das experimentell ermittelte Minimum in der Wärmeübertragungsperspektive eine erste gute Tendenz, um das Verhalten des Kissenplattennaturumlaufverdampfers bei Verwendung eines engsiedenden Gemisches einschätzen zu können.

2.3.4 Messungen für technologiespezifisches binäres Gemisch (AP 5)

Als technologiespezifisches Gemisch wurde Wasser-MEG gewählt. Es wurden ebenfalls die Eintrittsgeschwindigkeit am Verdampfer und die resultierende Wärmestromdichte für insgesamt zwei Zusammensetzungen $0,25 \text{ mol}_{\text{LS}}/\text{mol}_{\text{ges}}$ und $0,5 \text{ mol}_{\text{LS}}/\text{mol}_{\text{ges}}$ bei verschiedenen Füllständen und Temperaturdifferenzen bestimmt. Die Ergebnisse sind in Abbildung 51 im Vergleich zu reinem MEG dargestellt. Bei reinem MEG stellt sich trotz einer sehr kleinen Temperaturdifferenz von $\Delta T = 5$ K bis zu einem scheinbaren Füllstand von 70% ein Selbstumlauf und eine Wärmestromdichte bis maximal $18 \text{ kW}/\text{m}^2$ ein. Während der Naturumlaufverdampfer mit reinem MEG somit in einem weiten Bereich betrieben werden kann, zeigt sich bei Erhöhung des Leichtsiederanteils ein deutlich eingeschränkterer Betriebsbereich. Bei einer Zusammensetzung von $0,25 \text{ mol}_{\text{LS}}/\text{mol}_{\text{ges}}$ wird trotz einer treibenden Temperaturdifferenz von $\Delta T = 20$ K lediglich bei Füllständen $h_s^* > 90\%$ ein Selbstumlauf erreicht. Bei einem ΔT von 5 K stellt sich erst mit Beginn des Überflutens ab $h_s^* > 110\%$ ein Selbstumlauf ein. Bei nochmaliger Erhöhung des Leichtsiederanteils auf $0,5 \text{ mol}_{\text{LS}}/\text{mol}_{\text{ges}}$ verändert sich das Betriebsverhalten insofern, dass bei einem $\Delta T = 20$ K auch bei scheinbaren Füllständen $h_s^* < 90\%$ ein Selbstumlauf zu Stande kommt. Dass sich, wie auch bereits bei dem engsiedenden System Pentanol-Hexanol ein Minimum der Performance in Abhängigkeit von der Zusammensetzung ergibt, veranschaulicht Abbildung 52. Hier sind die Verläufe der Eintrittsgeschwindigkeit und Wärmestromdichte in Abhängigkeit der Zusammensetzung für einen Füllstand im nicht überfluteten Zustand ($h_s^* = 90\%$) und im überfluteten Zustand ($h_s^* = 110\%$) gegenübergestellt. Die Darstellung zeigt, dass mit reinem Wasser im Vergleich zu reinem MEG höhere Eintrittsgeschwindigkeiten und Wärmestromdichten resultieren. Dies ist einerseits auf die höhere Viskosität und andererseits auf die kleinere Verdampfungsenthalpie von MEG zurückzuführen. Mit Zunahme des Leichtsiederanteils steigt die Eintrittsgeschwindigkeit proportional zur Zusammensetzung. Für die Wärmestromdichte zeigt sich stattdessen ein maximaler Mischungseffekt bei einer Zusammensetzung von $0,25 \text{ mol}_{\text{LS}}/\text{mol}_{\text{ges}}$. Zum Vergleich und Einordnung dieses Ergebnisses sind in Abbildung 52, rechts die Verläufe des Wärmeübergangskoeffizienten beim

Behältersieden von Wasser-MEG Gemischen für verschiedene Wärmestromdichten und einem Druck von 1 bar gezeigt. Darin zeigt sich für die kleinste Wärmestromdichte von 100 kW/m² ein minimaler Wärmeübergangskoeffizient bei in etwa 0,2 mol_L/mol_{ges}. Im Vergleich zu den Literaturdaten liegt im betrachteten Naturumlaufverdampfer Strömungssieden bei einem deutlich geringeren Druck und kleinerer Wärmestromdichte vor. Es ist daher zu erwarten, dass das Minimum in der Wärmeübergangsperformance während der Naturumlaufverdampfung leicht von den Literaturwerten für das Behältersieden abweichen wird. Der Bereich des experimentell ermittelten Minimums in der thermischen Performance scheint vor dem Hintergrund der Literaturdaten somit für eine erste orientierende Einordnung plausibel.

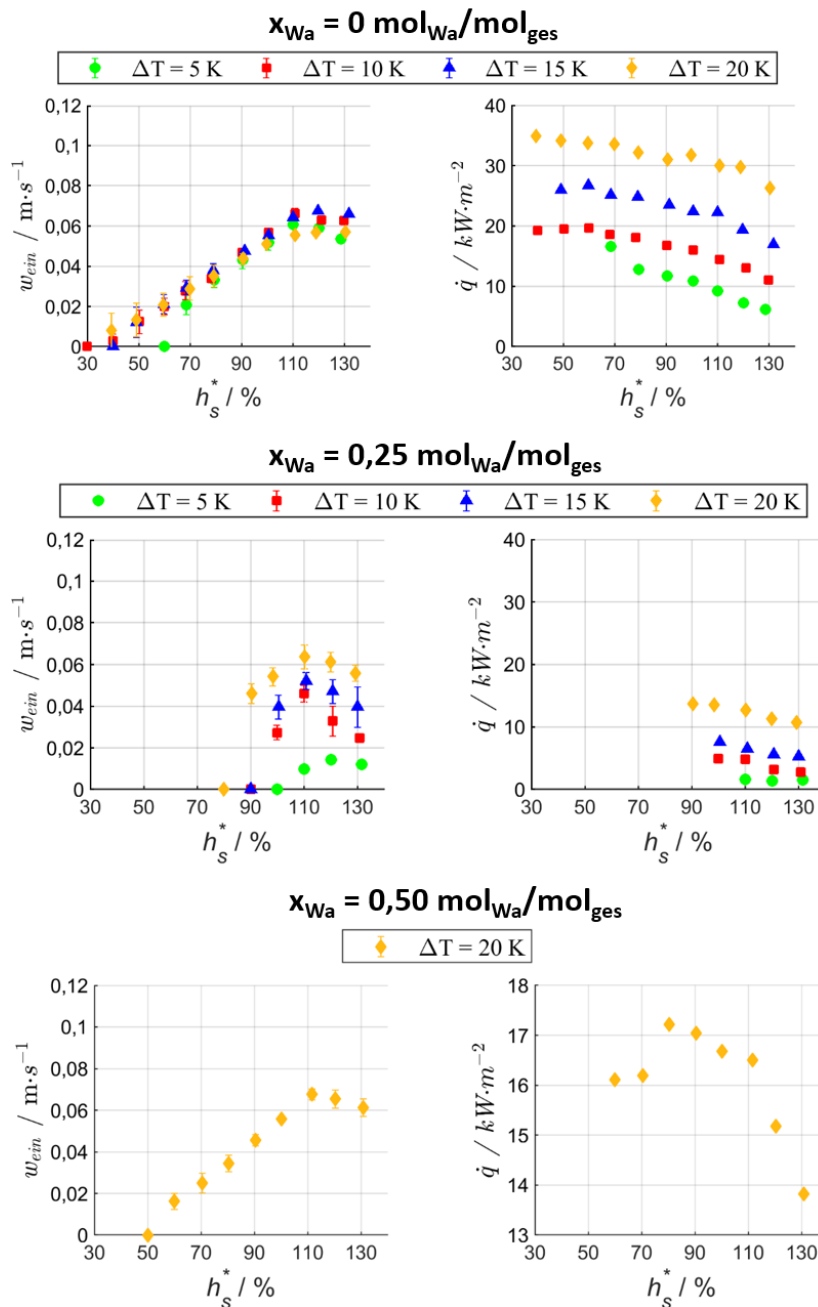


Abbildung 51: Eintrittsgeschwindigkeit und Wärmestromdichte bei der Naturumlaufverdampfung von Wasser-MEG bei $p = 200 \text{ mbar}$ und variierten scheinbaren Flüssigkeitsständen und treibenden Temperaturdifferenzen

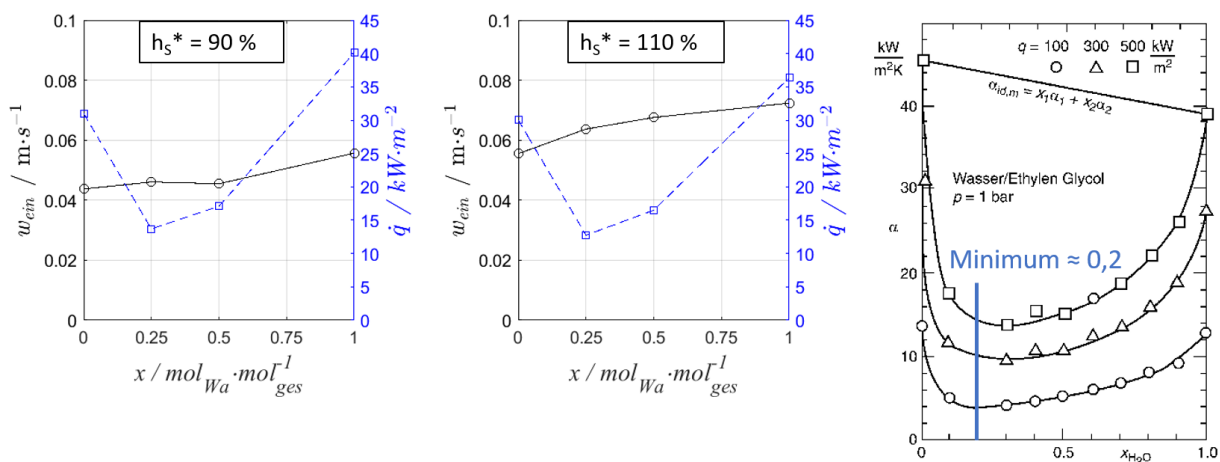


Abbildung 52: Eintrittsgeschwindigkeit und Wärmestromdichte bei der Naturumlaufverdampfung von Wasser-MEG bei $p = 200 \text{ mbar}$ und $\Delta T = 20 \text{ K}$ sowie variierten Zusammensetzungen. Links: $h_s^* = 90\%$; Mitte: $h_s^* = 110\%$; Darstellung der Wärmeübergangverschlechterung für Behältersieden eines Wasser-MEG Gemisches bei $p = 1 \text{ bar}$ aus STEPHAN ET AL. 2019

Im Vergleich zum enger siedenden Gemisch Pentanol-Hexanol ist die Wärmeübertragungsver schlechterung beim technologiespezifischen Gemisch erwartungsgemäß ausgeprägter.

2.3.5 Messungen für Reinstoffe mit Inerten (N₂ oder Nichtsieder) (AP 7)

Bei der Verdampfung führt die Präsenz einer bei Prozessbedingungen nicht verdampfbaren Komponente in einem Gemisch zu einer Verschlechterung des Wärmeübergangs verglichen zum verdampfbareren Reinstoff. Technisch sind dies oft gelöste Feststoffe, wie Salze, Polymere oder andere Hoch- bis Nichtsieder. Dieses Arbeitspaket umfasst Messungen des Reinstoffes Wassers mit einem zusätzlichen inerten Stoff. Für die Verdampfung ist dies die nicht verdampfbarere Flüssigkomponente Glycerin.

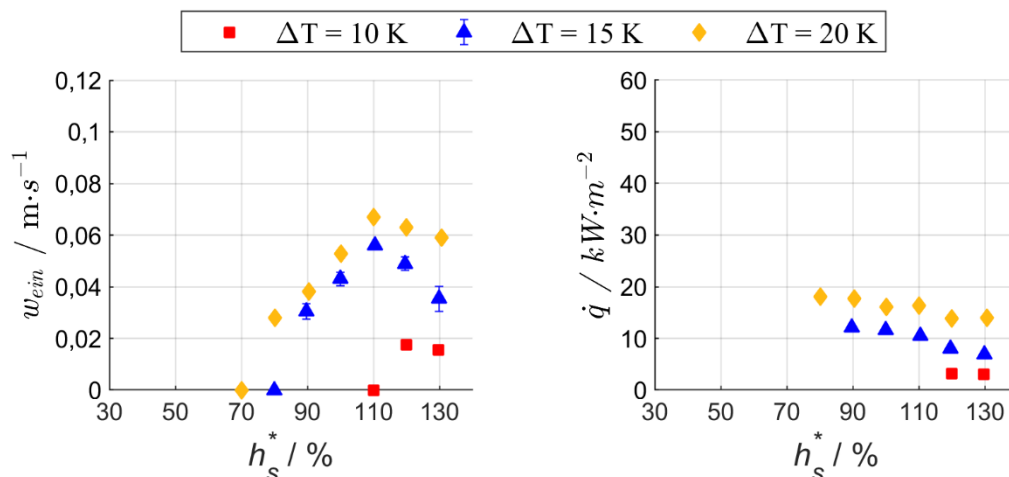


Abbildung 53: Eintrittsgeschwindigkeit und Wärmestromdichte bei der Naturumlaufverdampfung von Wasser-Glycerin mit $x = 0,71 \text{ mol}_{\text{Wa}}/\text{mol}_{\text{ges}}$ bei $p = 200 \text{ mbar}$ und variierten scheinbaren Flüssigkeitsständen und treibenden Temperaturdifferenzen

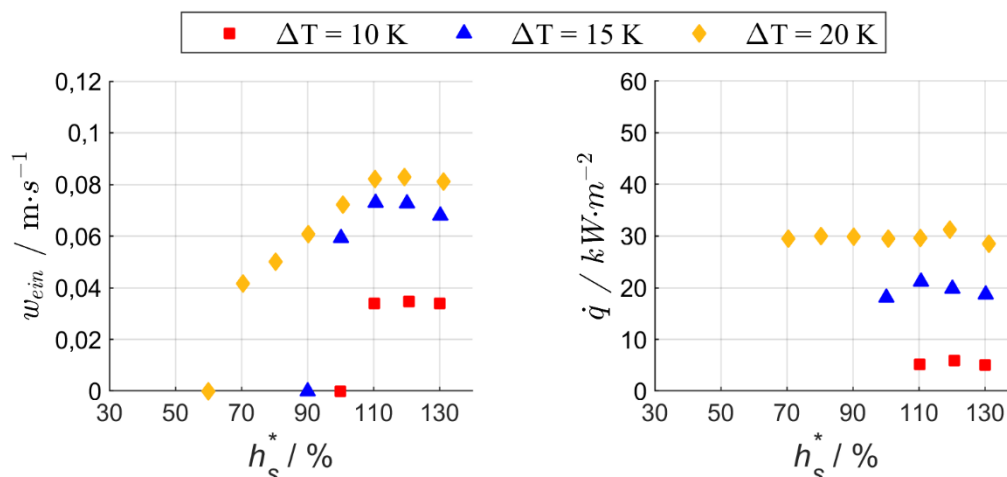


Abbildung 54: Eintrittsgeschwindigkeit und Wärmestromdichte bei der Naturumlaufverdampfung von Wasser-Glycerin mit $x = 0,71 \text{ mol}_{\text{wa}}/\text{mol}_{\text{ges}}$ bei $p = 800$ mbar und variierten scheinbaren Flüssigkeitsständen und treibenden Temperaturdifferenzen

In Abbildung 53 links ist der Einfluss der Eintrittsgeschwindigkeit der Flüssigkeit im Raum zwischen den Platten in Abhängigkeit vom scheinbaren Flüssigkeitsstand für einen geringen Betriebsdruck von $p = 200$ mbar dargestellt. Bei den untersuchten Betriebsbedingungen stellte sich bis zu einem scheinbaren Flüssigkeitsstand von 80 % bei der größten treibenden Temperaturdifferenz von $\Delta T = 20$ K ein Selbstumlauf ein. Bei dem kleinsten ΔT von 10 K wird erst im überfluteten Zustand ab einem Füllstand größer als 110% ein Selbstumlauf möglich. Das plötzliche Einbrechen des Umlaufstroms bei zu kleinen Füllständen und treibenden Temperaturdifferenzen kann damit erklärt werden, dass die Durchmischung nicht mehr ausreicht, um eine übermäßige Anreicherung des Glycerins in der Flüssigphase zu verhindern. Dies führte zu einer Siedetemperaturzunahme der Flüssigkeit, was letztendlich zum Zusammenbruch des Selbstumlafs führt. Bei reinem Wasser stellte sich bei einem ΔT von 10 K im Gegensatz zum Gemisch mit der Inertkomponente bis zu einem scheinbaren Füllstand von 80 % noch ein Selbstumlauf ein. Im Allgemeinen wurden bei dem Gemisch geringere Eintrittsgeschwindigkeiten als bei reinem Wasser festgestellt. Ursächlich hierfür ist zudem die verringerte Dampfmenge im Verdampfer aufgrund des schlechteren Wärmeübergangs, was wiederum zu einem geringeren Dichteunterschied zwischen Verdampferraum und Brüdenabscheider führt. Bei einem höherem Betriebsdruck von $p = 800$ mbar verbessert sich das Umlaufverhalten des Gemisches leicht (siehe Abbildung 54, links).

Die übertragene integrale Wärmestromdichte für das Gemisch mit Inertkomponente ist jeweils in Abbildung 53 und Abbildung 54 rechts dargestellt. Der Wärmeübergang beim Wasser-Glycerin Gemisch ist im Allgemeinen schlechter als bei reinem Wasser. Im Vergleich zu reinem Wasser ist die resultierende Wärmestromdichte bei $p = 200$ mbar in etwa nur halb so groß bei einer treibenden Temperaturdifferenz von $\Delta T = 20$ K. Bei einem höheren Druck von $p = 800$ mbar verbessert sich die thermische Performance wiederum, was u.a. auf den verbesserten Selbstumlauf zurückzuführen ist. Eine Ursache für die verringerte thermische Performance ist die erhöhte Viskosität des Gemisches, welche zu einer Verschlechterung des einphasigen Wärmeübergangs aufgrund der geringeren Konvektion führt und somit die einphasige Aufheizzone verlängert. Ein weiterer Effekt ist die Anreicherung von Glycerin im Verdampfer, woraus eine Siedetemperaturerhöhung resultiert. Da während eines Versuchs die Heizdampf Temperatur konstant gehalten wurde, verringert sich hierdurch die lokale treibende Temperaturdifferenz und somit verringert sich die Triebkraft der Wärmeübertragung im Verdampfer. Bei kleinen treibenden

Temperaturdifferenzen und geringen scheinbaren Flüssigkeitsständen hat dies einen erheblichen Einfluss auf die resultierende Wärmestromdichte. Hierbei ist der Selbstumlauf weniger stark ausgeprägt und nur eine verhältnismäßig geringe Durchmischung findet statt. Bei dem geringeren Betriebsdruck von $p = 200$ mbar zeigt sich jedoch eine erkennbare Zunahme der Wärmestromdichte mit sinkendem scheinbarem Flüssigkeitsstand. Hier wird die Verkürzung der einphasigen Aufheizzone mit abnehmendem Füllstand eine Verbesserung des integralen Wärmestroms erzielt, was dem beschriebenen Effekt der Verringerung des übertragenen Wärmestroms aufgrund der Glycerin-Anreicherung entgegenwirkt.

2.3.6 Modellierung und Entwicklung von Kennzahlbeziehungen (AP 3)

Zur Berechnung der Reinstoffdaten werden die Molmasse, die kritische Temperatur und Dichte sowie der kritische Druck der verwendeten Stoffe benötigt. Diese charakteristischen Stoffkonstanten sind STEPHAN ET AL. 2019 entnommen und in Tabelle 14 aufgelistet.

Tabelle 14: Charakteristische Stoffkonstante von verwendeten Versuchsmedien

Versuchsmedium	Molmasse \tilde{M} / g·mol ⁻¹	Krit. Temperatur T_{krit} / K	Krit. Druck p_{krit} / bar	Krit. Dichte ρ_{krit} / kg · m ⁻³
Wasser	18,02	647,10	220,64	322
Glycerin	92,09	850,05	75	349
Hexanol	102,18	611,35	35,1	268
Pentanol	88,15	586,15	38,8	270
Monoethylenglykol	62,07	719,15	82	325

Für die Gasdichte eines Reinstoffes wurde das ideale Gasgesetz mit der Molmasse entsprechend Tabelle 14 verwendet.

Für die folgenden Stoffeigenschaften wurde für Reinstoffe die Berechnungsgleichungen nach STEPHAN ET AL. 2019 verwendet:

- Dichte (flüssig)
- Wärmekapazität (flüssig, gas)
- Dynamische Viskosität (flüssig, gas)
- Wärmeleitfähigkeit
- Oberflächenspannung
- Verdampfungsenthalpie
- Dampfdruck

Für die Verdampfungsenthalpie von Monoethylenglykol und Hexanol wurden die Berechnungsgleichungen aus VDI E.V. 2006 zu Grunde gelegt. Die Oberflächenspannung von Glycerin wurde basierend auf der im Programm ChemCad vorgeschlagenen Gleichung bestimmt.

Für Gemische berechnen sich die Stoffdaten mit Hilfe verschiedener Mischungsregel. Dabei wird das Gemisch als ideal angenommen. Die molare Masse des Gemisches berechnet sich zu

$$\tilde{M}_{\text{Mix}} = \tilde{x}_{\text{LS}} \cdot \tilde{M}_{\text{LS}} + (1 - \tilde{x}_{\text{LS}}) \cdot \tilde{M}_{\text{SS}} \quad (58)$$

Die Folgenden Gemischeigenschaften wurden nach STEPHAN ET AL. 2019 bestimmt:

- Dichte (flüssig)
- Wärmekapazität (flüssig, gas)
- Dynamische Viskosität (flüssig, gas)
- Wärmeleitfähigkeit
- Oberflächenspannung
- Verdampfungsenthalpie.

Die Dichte des gasförmigen Gemisches wird mit dem idealen Gasgesetz berechnet. Hierbei wird die molare Masse des Gemisches nach Gleichung (58) eingesetzt.

$$\rho_{g,Mix} = \frac{p \cdot \tilde{M}_{Mix}}{R \cdot T} \quad (59)$$

Die dynamische Viskosität des flüssigen Wasser-Glycerin Gemisches wird nach dem Modell von CHENG 2008 berechnet. Diese gestaltet sich zu

$$\eta_{l,Mix} = \eta_{l,SS}^C + \eta_{l,LS}^{1-C} \quad (60)$$

mit den Parametern

$$C = x_{LS} + A \cdot B \cdot (1 - x_{LS}) \cdot \frac{x_{LS}}{A \cdot (1 - x_{LS}) + B \cdot (1 - x_{LS})} \quad (61)$$

$$A = 0,705 - 0,0017 \cdot \theta \quad (62)$$

$$B = (4,9 + 0,036 \cdot \theta) \cdot A^{2,5} \quad (63)$$

Die Berechnung des Siededrucks, der Siedetemperatur und der Zusammensetzung beruht auf den Gesetzen von Raoult und Dalton unter Annahme des idealen Gemisches. Nach STEPHAN ET AL. 2019 wird der Siededruck bei bekannter Temperatur und Zusammensetzung ermittelt. Zur Berechnung der Siedetemperatur bei einem bekannten Druck und einer bekannten Zusammensetzung wird die Gleichung iterativ gelöst.

Wärmebilanzierung

Auf Basis der experimentellen Rohdaten werden Stoff- und Energiebilanzen erstellt. Für letztere erfolgt insbesondere ein Abgleich von produktseitiger, heizseitiger und kühlmittelseitiger Bilanz. Ausgehend von diesen Energiebilanzen kann der integral übertragene Wärmestrom im Kissenplatten-Naturumlaufverdampfer ermittelt werden. Dafür wird der Verdampfer in eine Zone rein konvektiven Wärmeübergangs und der Verdampfung unterteilt.

Heizseitiger Wärmestrom

$$\dot{Q}_{Heiz} = \dot{m}_{HK} \cdot h_v \quad (64)$$

Mit

$$\dot{m}_{HK} = \overline{(m_{max} - m_{min})} / 155s \quad (65)$$

Kühlwasserseitiger Wärmestrom

$$\dot{Q}_{KW} = \dot{m}_{KW,HK} \cdot c_p \cdot \Delta T_{KW,HK} + \dot{m}_{KW,NK} \cdot c_p \cdot \Delta T_{KW,NK} \quad (66)$$

Produktseitiger Wärmestrom

$$\dot{Q}_{Prod} = (\dot{m}_{Kond,HK} + \dot{m}_{Kond,NK}) \cdot (h_v + c_p \cdot (T_{Sumpf} - T_{Feed})) + \dot{m}_{Umlauf} \cdot c_p \cdot (T_{Sumpf} - T_{KP,ein}) \quad (67)$$

$$\dot{m}_{Kond} = mean\left(\frac{m_{max} - m_{min}}{t_{max} - t_{min}}\right) \text{ jeweils für Haupt- und Nachkondensator} \quad (68)$$

Die Wärmeströme auf der Produkt-, Kühlwasser- und Heizseite sind gegenüber dem davon gemittelten Wärmestrom in Abbildung 55 aufgetragen. Die meisten Wärmebilanzen haben eine Abweichung innerhalb von 10 %. Im Bereich kleiner Wärmeströme $Q < 5$ kW liegen größere Abweichungen als 20 % vor. Hierbei wird mehr Wärme über die Heizseite zugeführt als über die wärmeabführenden Seiten ermittelt wird. Diese Abweichung ist auf einen Teil des Wärmeverlusts in der Anlage zurückzuführen, der nicht bilanziert werden kann.

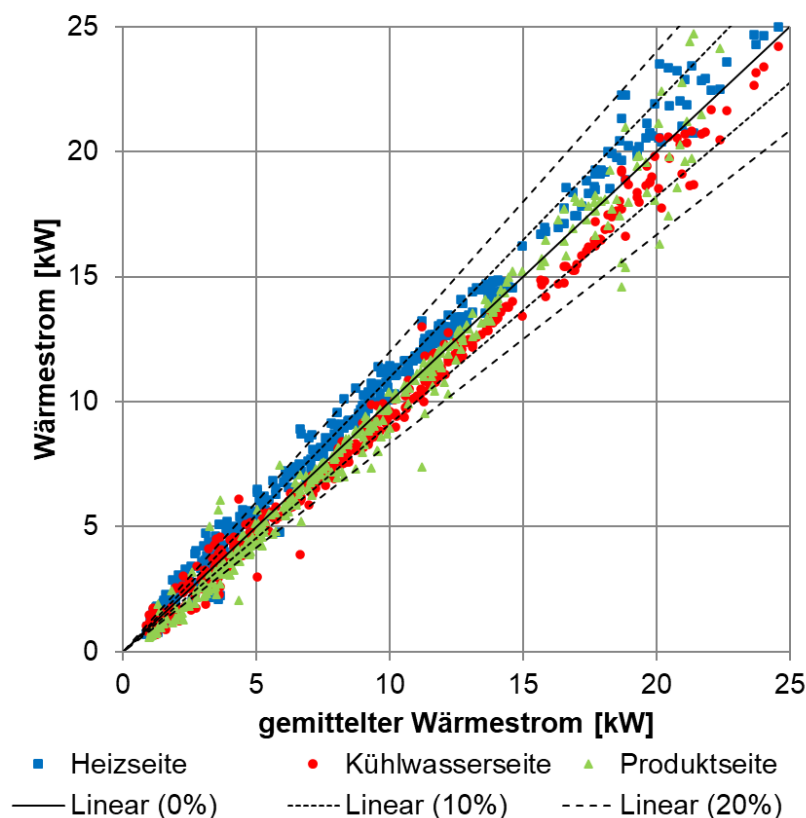


Abbildung 55: Wärmeströme auf der Produkt-, Kühlwasser- und Heizseite gegenüber dem gemittelten Wärmestrom

Die resultierende Wärmestromdichte, die als Maß für die thermische Performance des Kissenplattennaturumlaufverdampfers herangezogen wird, wird aus dem gemittelten Wärmestrom basierend auf den drei Wärmeströmen der Produkt-, Kühlwasser- und Heizseite sowie der Wärmeübertragungsfläche des Kissenplattenapparates mit $0,704 \text{ m}^2$ bestimmt.

Auswertung Temperaturprofil

Zur Messung des Temperaturprofil entlang der Kissenplattenhöhe sind Temperatursensoren wie in Abbildung 56 im Spalt zwischen den Kissenplatten entlang der vertikalen Ausrichtung verbaut. Zur Auswertung des Wärmeübergangs anhand des Temperaturprofils wird eine Methodik entwickelt. Die untersten und obersten Temperatursensoren werden als Position 0 mm bzw. 800 mm betrachtet. Bei der Auswertung wird der oberste Temperatursensor jedoch nicht berücksichtigt, da dieser aufgrund des zusätzlichen zweiphasigen Druckverlusts in der Brüdenleitung im Vergleich zu anderen Messstellen in der Verdampfungszone eine reduzierte Temperatur misst, vgl. Abbildung 56.

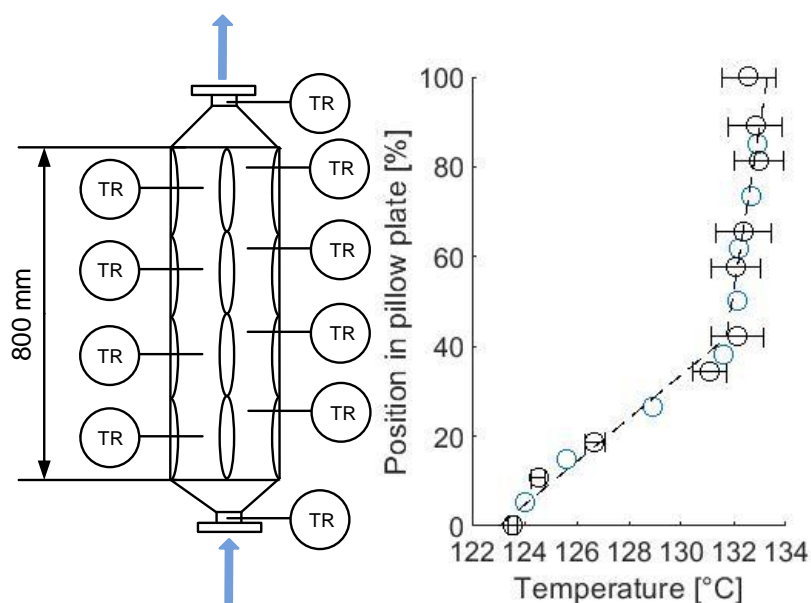


Abbildung 56: Schematische Darstellung der Messsensoren im Spalt zwischen Kissenplatte und die Auswertung des Temperaturprofils

Des Weiteren ist die Standardabweichung jedes Messensors aufgetragen, die die Temperaturschwankung während eines Versuchs präsentiert. Die Temperaturschwankung kann ein Indiz für die Bewegung von Blasen sein. Außerdem wird zwischen zwei Messpunkten ein Punkt durch Mittelung ergänzt, der in hellblau in Abbildung 56 dargestellt ist. Somit werden mögliche Unterschiede in beiden Spalten verkleinert und mehr Datenpunkte in der Auf- und Verdampfungszone bereitgestellt. Der Pinchpunkt zwischen einphasiger Aufheizzone und Verdampfungszone liegt vor, wenn die Steigung von zwei Messpunkten weniger als ein Drittel von der Steigung von den zwei darunter liegenden Messpunkten ist. Die Messpunkte vom Eintritt bis zum Pinchpunkt werden der Aufheizzone und die Werte vom Pinchpunkt zum Austritt des Apparates der Verdampfungszone zugeordnet. Durch die Linearisierung von Datenpunkten in beiden Zonen ergibt sich ein Schnittpunkt, der als Pinchpunkt im Verdampfer angenommen werden kann. Aus der Temperaturänderung ΔT_{AZ} und der wärmeübertragenden Fläche A_{AZ} in der Aufheizzone kann der Wärmeübergang in der Aufheizzone α_{AZ} , wie im Folgenden gezeigt, berechnet werden. Hierbei wird nur die einphasige Erwärmung berücksichtigt und das unterkühlte Sieden wird vernachlässigt.

$$\dot{Q}_{AZ} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T_{AZ} \quad (69)$$

$$k_{AZ} = \dot{Q}_{AZ} / A_{AZ} \cdot (T_{HZ} - \bar{T}_{AZ}) \quad \text{mit } A_{AZ} = L_{Pinch} \cdot \pi \cdot d_h \cdot n \quad (70)$$

$$\alpha_{AZ} = 1/k_{AZ} - 1/\alpha_{HS} - s/\lambda \quad (71)$$

Der in der Verdampfungszone übertragene Wärmestrom ist die Differenz aus dem Gesamtwärmestrom des Verdampfers \dot{Q} und dem Wärmestrom der Aufheizzone \dot{Q}_{AZ} . Der Wärmeübergang in der Verdampfungszone wird anschließend ermittelt.

$$\dot{Q}_{VZ} = \dot{Q} - \dot{Q}_{AZ} \quad (72)$$

$$k_{VZ} = \dot{Q}_{VZ} / A_{VZ} \cdot (T_{HZ} - \bar{T}_{VZ}) \quad \text{mit } A_{VZ} = A - A_{AZ} \quad (73)$$

$$\alpha_{VZ} = 1/k_{VZ} - 1/\alpha_{HS} - s/\lambda \quad (74)$$

Die Temperaturprofile entlang der Plattenhöhe im Spalt zwischen Kissenplatten bei $p = 800$ mbar, $\Delta T = 20$ K für Wasser sind in Abbildung 57 dargestellt. Der Pinchpunkt (außer bei $h_s^* = 100$ %) wird bei einer relativen Verdampferhöhe zwischen 10 % und 20 % erreicht, der mit absinkenden Flüssigkeitsstand abnimmt. Die Pinchhöhe im Kissenplatten-Naturumlaufverdampfer ist somit geringer als die typische Pinchhöhe in einer Rohrbündelbauweise von 20 % – 50 % (BEAVER & HUGHMARK 1968). Außerdem ist auffällig, dass die Temperatur entlang der Verdampfungszone nur um 0,5 K abnimmt. Aufgrund dieser geringfügigen Temperaturänderung ist die Messung des Profils in der Verdampfungszone stark fehleranfällig, vgl. Temperaturprofil bei $h_s^* = 100$ %. Gleichzeitig deutet es auf einen geringen Druckabfall hin, welcher durch die geringe Verdampferhöhe und den geringen Druckverlust infolge der Kissenplattenbauweise im Vergleich zu der typischen Rohrbündelbauweise erklärbar ist.

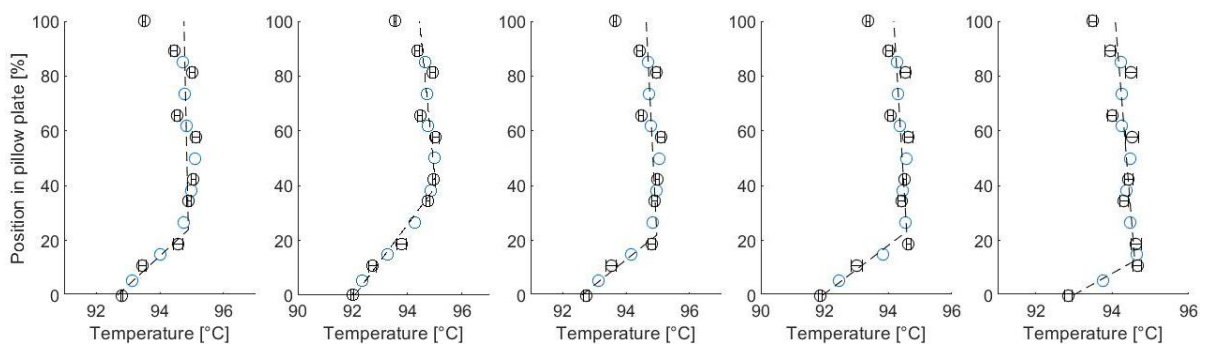


Abbildung 57: Temperaturprofil entlang der Plattenhöhe im Spalt zwischen den Kissenplatten bei $p = 800$ mbar, $\Delta T = 20$ K und Wasser (von links nach rechts: $h_s^* = 110$ %, 100 %, 90 %, 70 % und 50 %)

Die relative Pinchhöhe von der Versuchsreihe von Wasser bei $p = 800$ mbar ist in Abbildung 58 zusammengefasst. Die Tendenz ist erkennbar, dass mit einem zunehmenden Flüssigkeitsstand bis zu 100 % der Pinchpunkt höher liegt. Jedoch ist die Auswertung mit Unsicherheit verbunden, siehe die Unstetigkeit des Verlaufs zum Beispiel bei $\Delta T = 20$ K und $h_s^* = 100$ % und 130 %. Die anhand des Temperaturprofils ermittelten Wärmeübergangskoeffizienten in der Aufheiz- und Verdampfungszone sind ebenfalls in Abbildung 58 dargestellt. Die beiden Ausreißer (bei $\Delta T = 20$ K und $h_s^* = 100$ % und 130 %) zeigen, dass eine überschätzte Pinchhöhe mit einer Unterschätzung des Wärmeübergangs in der Aufheizzone und einer Überschätzung in der Verdampfungszone verbunden ist.

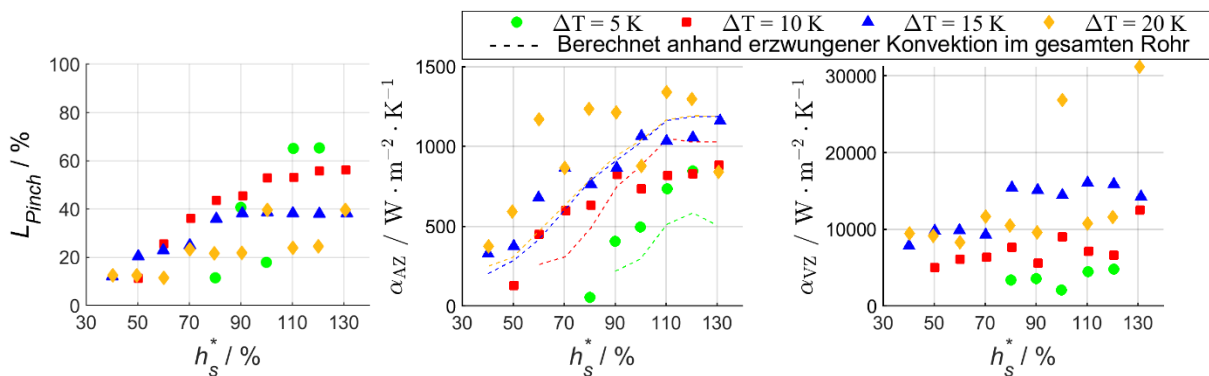


Abbildung 58: Relative Pinchhöhe, Wärmeübergangskoeffizienten der Aufheiz- und Verdampfungszone in Abhängigkeit des scheinbaren Flüssigkeitsstandes und der treibenden Temperaturdifferenz bei $p = 800\text{ mbar}$ und Wasser

Insgesamt werden Wärmeübergangskoeffizienten in der Aufheizzone bis zu $1400\text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ ermittelt. Sie zeigen die Tendenz, sich mit steigendem Flüssigkeitsstand zu vergrößern. Dieser Trend entspricht der Erwartung, dass mit steigendem Flüssigkeitstand die Strömungsgeschwindigkeit zunimmt und somit die Konvektion verbessert wird. Der Wärmeübergangskoeffizient bei einer erzwungenen Konvektion in der gesamten Verdampferhöhe wird nach STEPHAN ET AL. 2019 berechnet und in Abbildung 60 vergleichend dargestellt. Bei der Versuchsreihe mit $\Delta T = 15\text{ K}$ und 20 K werden ähnliche Wärmeübergangskoeffizienten berechnet, da eine ähnliche Strömungsgeschwindigkeit vorliegt, vgl. Abbildung 59. Die Auswertung des Temperaturprofils zeigt bei $\Delta T = 15\text{ K}$ ähnliche Ergebnisse wie die Berechnung, während bei $\Delta T = 20\text{ K}$ eine Überschätzung vorliegt. Es kann daher vermutet werden, dass bei $\Delta T = 20\text{ K}$ der Einfluss von unterkühltem Sieden nicht vernachlässigt werden sollte. Ohne Berücksichtigung der beiden Ausreißer werden anhand der Methode Wärmeübergangskoeffizienten in der Verdampfungszone bis zu $15000\text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ ermittelt.

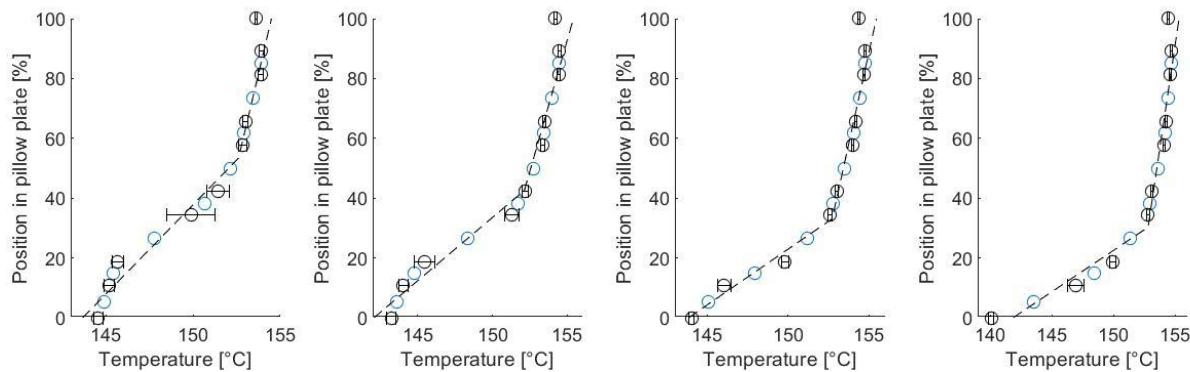


Abbildung 59: Temperaturprofil entlang der Plattenhöhe im Spalt zwischen Kissenplatten bei $p = 800\text{ mbar}$, $\Delta T = 20\text{ K}$ und Hexanol (von links nach rechts, $h_s^* = 110\%$, 90% , 70% und 50%)

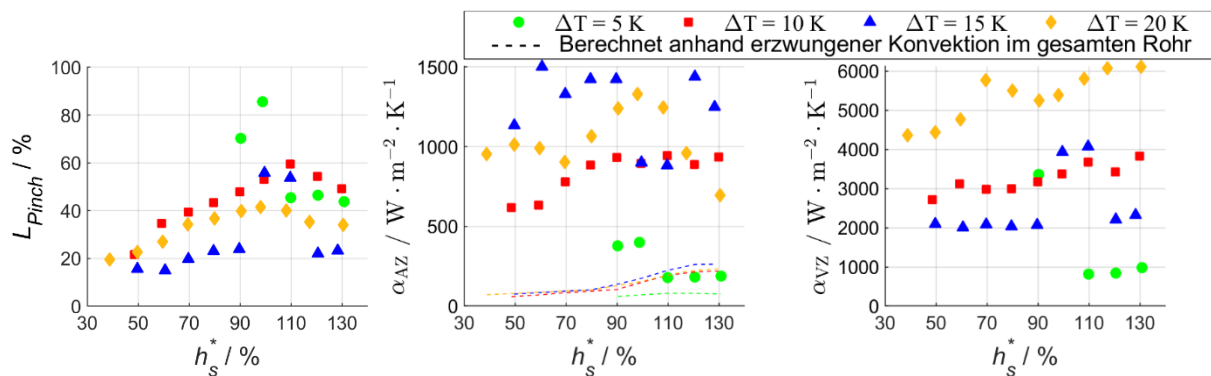


Abbildung 60: Relative Pinchhöhe, Wärmeübergangskoeffizient der Aufheiz- und Verdampfungszone in Abhängigkeit des scheinbaren Flüssigkeitsstandes und der treibenden Temperaturdifferenz bei $p = 800$ mbar und Hexanol

Die Ergebnisse für reines Hexanol verdeutlichen die Anfälligkeit dieser Methode gegenüber kleinen Messunsicherheiten bei der Detektion der Temperaturen v.a. in der Verdampfungszone.

Im Vergleich zu Wasser ist entgegen den Erwartungen keine Abnahme der Temperatur entlang der Apparatehöhe festzustellen, sondern ein Anstieg. Eine schlüssige Erklärung für diese Verläufe gibt es zum aktuellen Zeitpunkt nicht und bedarf weiterer Untersuchungen, im besten Fall mit einer verbesserten Messmethodik. Basierend darauf können auch keine verlässlichen Wärmeübergangskoeffizienten für die Verdampfungszone und das System Hexanol ermittelt werden.

Die Auswertung des Wärmeübergangs anhand des Temperaturprofils funktioniert prinzipiell. Die geringe Temperaturänderung in der Verdampfungszone bzw. bei dem Übergang zwischen Aufheiz- und Verdampfungszone führt jedoch zur Unsicherheit bei der linearen Interpolation des Temperaturprofils. Daher ist diese Methode nur eingeschränkt anwendbar. Durch die Analyse des Pinchpunktes ist jedoch erkennbar, dass die Länge der Aufheizzone in einer Kissenplatte-Naturumlaufverdampfer relativ gering ist.

Modellierung nach dem Modell Strömungssieden mit äquivalenter Rohrgeometrie

Der Wärmeübergang in dem Innen- und Außenkanal des Kissenplattenverdampfers ist aufgrund der komplexen Geometrie bislang unzureichend bekannt. Die in dem vorherigen Projekt InnovA² entwickelten Berechnungsmethoden (PIPER ET AL. 2015) werden für die hier gezeigten Arbeiten weiterverwendet. Dadurch ist es möglich, die Geometrie der Kissenplatte in eine äquivalente Geometrie von Rohrbündelwärmeübertragern umzuwandeln. Dabei werden die Verdampferhöhe und die nach PIPER ET AL. 2015 berechneten Designparameter wie der hydraulische Durchmesser d_h sowie die Querschnitts- und Wärmeübertragungsfläche (A_{cs} bzw. $A_{WÜT}$) konstant gehalten.

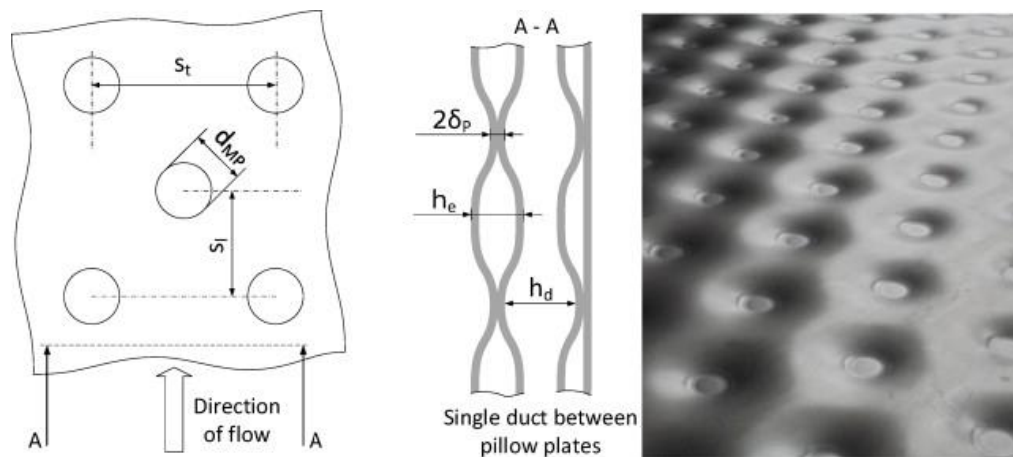


Abbildung 61: Charakteristische Geometriedaten der verwendeten Kissenplatte (linkst), und Kissenplattenkanäle (Mitte), und eine Fotografie der Kissenplatte (rechts)

Die verwendeten Kissenplatten haben die Geometrie von $H \times B = 800 \text{ mm} \times 220 \text{ mm}$. Die Dicke der Platten beträgt $\delta_p = 1,5 \text{ mm}$ und der maximale Abstand zwischen den beiden Platten $h_d = 13 \text{ mm}$. Daraus ergibt sich eine Gesamttiefe B des Kissenplatten-Pakets von 35 mm und ein Raumbedarf von $0,0062 \text{ m}^3$.

Der hydraulische Durchmesser wird mit einer maximalen Plattenausdehnung von 9 mm berechnet.

$$d_h = 2 \cdot h_d - \sqrt{2} \cdot (h_e - 2\delta_p) = 17,5 \text{ mm} \quad (75)$$

Die Wärmeübertragungsfläche A_{ht} und die Querschnittsfläche A_{cs} werden wie folgt bestimmt.

$$A_{ht} = 2 \cdot (n_{KP} - 1) \cdot B \cdot H = 0,704 \text{ m}^2 \quad (76)$$

$$A_{cs} = (n_{KP} - 1) \cdot B \cdot \frac{d_h}{2} = 0,0039 \text{ m}^2 \quad (77)$$

Der Wärmeübergangskoeffizient auf der Produktseite α_{PS} wird aus dem Wärmedurchgangskoeffizienten k , dem Wärmeübergangskoeffizienten α_{HS} auf der Heizseite und der Wärmeleitung λ_w durch die Plattenwanddicke s ermittelt.

$$\frac{1}{\alpha_{PS}} = \frac{1}{k} - \frac{1}{\alpha_{HS}} - \frac{s}{\lambda_w} \quad (78)$$

Der Wärmedurchgangskoeffizient ergibt sich aus dem Wärmestrom \dot{Q} , der Wärmeübertragungsfläche $A_{WÜT}$ und der Temperaturdifferenz ΔT . Da die Aufheizzone, wie im vorherigen Abschnitt gezeigt, vernachlässigbar klein ist, kann der Phasenwechsel im Verdampfer vernachlässigt und als die Differenz zwischen der Heizdampf Temperatur T_{HS} und der mittleren Temperatur im Spalt zwischen Kissenplatten \bar{T}_{KP} berechnet werden.

$$k = \frac{\dot{Q}}{A_{WÜT} \cdot \Delta T} \text{ mit } \Delta T = T_{HS} - \bar{T}_{KP} \quad (79)$$

Der heizseitige Wärmeübergangskoeffizient wird nach dem Modell der Filmkondensation reiner Dämpfe an senkrechten Flächen (STEPHAN ET AL. 2019, Kap J1) berechnet.

Im Verdampfer findet größtenteils Strömungssieden statt. Das Strömungssieden von Reinstoffen und Gemischen kann nach dem Modell von BENNETT & CHEN 1980 mittels nachfolgender Gleichung berechnet werden. Dabei wird der Wärmeübergang von Blasensieden α_B und konvektiven Sieden α_K sowie deren Interaktion mithilfe der Faktoren S und F berücksichtigt. Das konvektive Sieden wird durch die erhöhte Durchmischung des Fluids in Wandnähe im Vergleich zum Blasensieden verbessert. Der sog. Verstärkungsfaktor F nimmt demzufolge einen Wert größer eins an ($F > 1$). Im Gegensatz dazu wird in einer erzwungenen Strömung ein Teil der Wärme konvektiv übertragen, sodass bei gleicher Wärmestromdichte weniger Blasen als in einer freien Strömung entstehen. Der sog. Suppression-Faktor S nimmt somit einen Wert kleiner als eins an ($S < 1$).

$$\alpha_{\text{Benett\&Chen}} = S \cdot \alpha_B + F \cdot \alpha_K \quad (80)$$

Die verwendeten Berechnungsgleichungen sind in Tabelle 15 aufgelistet. Insgesamt werden für die Berechnung die Messwerte vom Umlaufstrom \dot{m}_{Umlauf} , Wärmestrom \dot{Q} , Betriebsdruck p und Dampfmasseanteil x_D sowie von der Heizdampf Temperatur T_{HS} und der mittleren Temperatur im Spalt zwischen Kissenplatten \bar{T}_{KP} benötigt.

Tabelle 15: Berechnungsgleichungen für das Modell BENNETT & CHEN 1980

Modellgröße	Berechnungsgleichungen
F	$\begin{cases} F = 1, & 1/x_{\text{tt}} \leq 1 \\ F = 2,35 \cdot (1/x_{\text{tt}} + 0,213)^{0,736}, & 1/x_{\text{tt}} > 1 \end{cases}$ mit $x_{\text{tt}} = \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{0,5} \cdot \left(\frac{\eta_l}{\eta_g}\right)^{0,1} \cdot \left(\frac{1-\dot{x}}{\dot{x}}\right)^{0,9}$
α_K	Dittus-Boelter-Kraussold-Gleichung $\alpha_K = \lambda_l / d_h \cdot 0,023 \cdot \left[\dot{m}_{\text{circ}} \cdot (1 - \dot{x}) \cdot d_h / \eta_l \right]^{0,8} \cdot Pr^{0,4}$ Für Gemische: $\alpha_{K,\text{mix}} = \alpha_K \cdot \frac{T_w - T_{\text{interphase}}}{T_w - T_{\text{bulk}}} = \alpha_K \cdot \left(1 - \frac{\dot{q} / \Delta h_v \cdot \rho_l \cdot \beta_l \cdot (dT/dx_1)_p \cdot x_g / T_w - \bar{T}_{\text{PP}}}{T_w - \bar{T}_{\text{PP}}} \right)$
S	$S = \frac{1}{1 + 2,53 \cdot 10^{-6} \cdot Re_{2\text{Ph}}^{1,17}}$ mit $Re_{2\text{Ph}} = Re_l \cdot F^{1,25}$ und $Re_l = \dot{m}_{\text{circ}} \cdot (1 - \dot{x}) \cdot d_h / A \cdot \eta_l$ Für Gemische: $S_{\text{mix}} = S \cdot \frac{\Delta \tilde{T}}{\Delta T} = \frac{S}{1 - (x_g - x_l) \cdot cp_l / \Delta h_v \cdot (dT/dx_1)_p}$
α_B	STEPHAN ET AL. 2019 Kap. H3.5 für Reinstoffe und H3.8 für Gemische

Der Vergleich zwischen dem Wärmeübergangskoeffizienten auf der Produktseite α_{PS} und dem nach BENNETT & CHEN 1980 berechneten Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha_{\text{Benett\&Chen}}$ ist in Abbildung 62 für alle Stoffsysteme gezeigt.

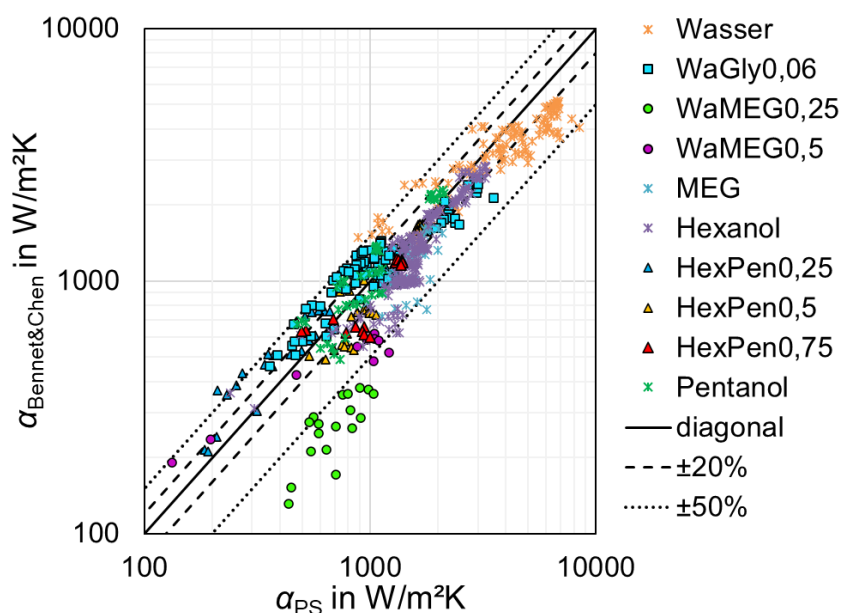


Abbildung 62: Vergleich zwischen dem Wärmeübergangskoeffizienten auf der Produktseite α_{PS} und dem nach BENNETT & CHEN 1980 berechneten Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha_{Bennett\&Chen}$ für alle Stoffsysteme

Die mittlere absolute Abweichung wird entsprechend nachfolgender Gleichung ermittelt und ist in Tabelle 16 für alle Stoffsysteme zusammengefasst. Mit Ausnahme der Wasser-MEG Gemische liegt diese Abweichung innerhalb von 0,25.

$$MAPD = \frac{1}{n} \cdot \sum \left| \frac{\alpha_{Bennett\&Chen} - \alpha_{PS}}{\alpha_{PS}} \right| \quad (81)$$

Tabelle 16: Mittlere absolute prozentuale Abweichung zwischen dem Wärmeübergangskoeffizienten auf der Produktseite α_{PS} und dem nach BENNETT & CHEN 1980 berechneten Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha_{Bennett\&Chen}$ für allen Stoffsysteme

Bezeichnung in Abbildung 62	Stoffe	Leichtsieder-Molanteil	MAPD
Wasser	Wasser	1	0,25
WaGly0,06	Wasser - Glycerin	0,06	0,21
MEG	MEG	1	0,25
WaMEG0,25	Wasser - MEG	0,25	0,60
WaMEG0,5	Wasser - MEG	0,5	0,38
Hexanol	1-Hexanol	1	0,19
HexPen0,25	Hexanol - Pentanol	0,25	0,21
HexPen0,5	Hexanol - Pentanol	0,5	0,14
HexPen0,75	Hexanol - Pentanol	0,75	0,19
Pentanol	1-Pentanol	1	0,18
Durchschnitt	-	-	0,21

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass das Modell für Reinstoffe und Gemische mit geringem Siedepunktabstand gut geeignet ist, den produktseitigen Wärmeübergangskoeffizienten abzuschätzen. Für weitsiedende Gemische mit großem Δx_y und großem Temperaturgleit, sowie bei kleinen Drücken unterschätzt das Modell die experimentell bestimmten Wärmeübergangskoeffizienten. Es wird vermutet, dass bei geringen Drücken eher große, schnell wachsende Blasen sowie ein großer Dichteunterschied der Phasen eine gesteigerte Rückvermischung der Flüssigkeit in der Grenzschicht bewirkt, die einer schnellen Anreicherung des Schwersieders in der Flüssigkeit entgegenwirkt. Der Wärmeübergang würde in der Folge nicht so stark beeinträchtigt werden, wie in dem Modell von BENNETT & CHEN 1980 angenommen und könnte die Unterschätzung der experimentell ermittelten Wärmeübergangskoeffizienten erklären.

2.4 Kondensation an Kissenplatten (UPB)

Für die Untersuchung der Kondensation an Kissenplatten wird auf eine Versuchsanlage zurückgegriffen, welche vor etwa 20 Jahren am damaligen Lehrstuhl für Thermische Verfahrenstechnik und Anlagentechnik der Universität Paderborn errichtet wurde. Dieselbe Anlage wurde im Vorgängerprojekt InnovA² komplett überarbeitet und im Vorfeld dieses Projektes als funktionsfähig charakterisiert. Die Wiederinbetriebnahme in diesem Projekt war jedoch nicht ohne weiteres möglich, da, anders als gedacht, nicht nur die Gasdetektion und die Explosionsschutzdokumentation überarbeitet werden mussten sondern auch das LabVIEW-Tool zur Steuerung und Regelung von Grund auf neu aufgebaut werden musste. Zudem sind eine Reihe von Leckagen aufgetreten, mit welchen bis zum Ende des Projektes gekämpft werden musste.

2.4.1 Umbau, Adaption und Wiederinbetriebnahme der Versuchsanlage (AP 1)

Die Versuchsanlage ist in Abbildung 63 schematisch dargestellt. Zudem zeigt Abbildung 64 ein Foto der Versuchsanlage, welches deren großen Dimensionen verdeutlicht (Höhe der Gesamtanlage etwa 8m).

Beschreibung der Anlage

Die Anlage ist konzipiert, die Kondensation in den Kanälen zwischen benachbarten Kissenplatten zu untersuchen. Ziel ist dabei Wärmedurchgangskoeffizienten und Druckverluste zu bestimmen. Den Hauptbestandteil der Versuchsanlage stellen die zwei Kissenplattenkondensatoren dar, in denen jeweils durch drei Kissenplatten zwei Strömungskanäle gebildet werden. Für die Funktion des oberen Kondensator bestehen zwei Optionen. Entweder findet dort eine Totalkondensation statt, oder es bleibt bei einer Partialkondensation mit nachfolgender Totalkondensation von Restdampf im unteren Kondensator. Das im Vorlagebehälter befindliche Versuchsmedium wird in einem Plattenwärmeübertrager verdampft. Ein elektrischer Dampferzeuger stellt maximal 100kW Heizdampf bereit, dessen Wärme über einen zwischengeschalteten Heizkreis an das verdampfende Versuchsmedium übertragen wird. Der entstandene Dampf tritt von oben in den oberen Kondensator ein und strömt entlang des sich bildenden Kondensatfilms nach unten. Der obere Kondensator wird über einen angeschlossenen Kühlkreis mit Kühlmedium versorgt. Das Kühlmedium ist Wasser, das im Gegenstrom zu Dampf und Kondensat aufwärts strömt. Das entstandene

Kondensat wird in Kondensatsammelbehältern angestaut und der zeitliche Verlauf des Druckanstiegs für die Bestimmung des Kondensatmassenstroms wird ausgewertet. Falls Restdampf vorhanden ist, gelangt dieser in den unteren Kondensator, der über einen zweiten Kühlkreis mit einem zweiten Kühlmedium mit niedrigerer Temperatur versorgt wird. Das im unteren Kondensator anfallende Kondensat wird in einem weiteren Sammelbehälter aufgefangen. Bei künstlicher Inertgasdosierung kann Stickstoff über ein Flaschenbündel in die Anlage zugeführt werden.

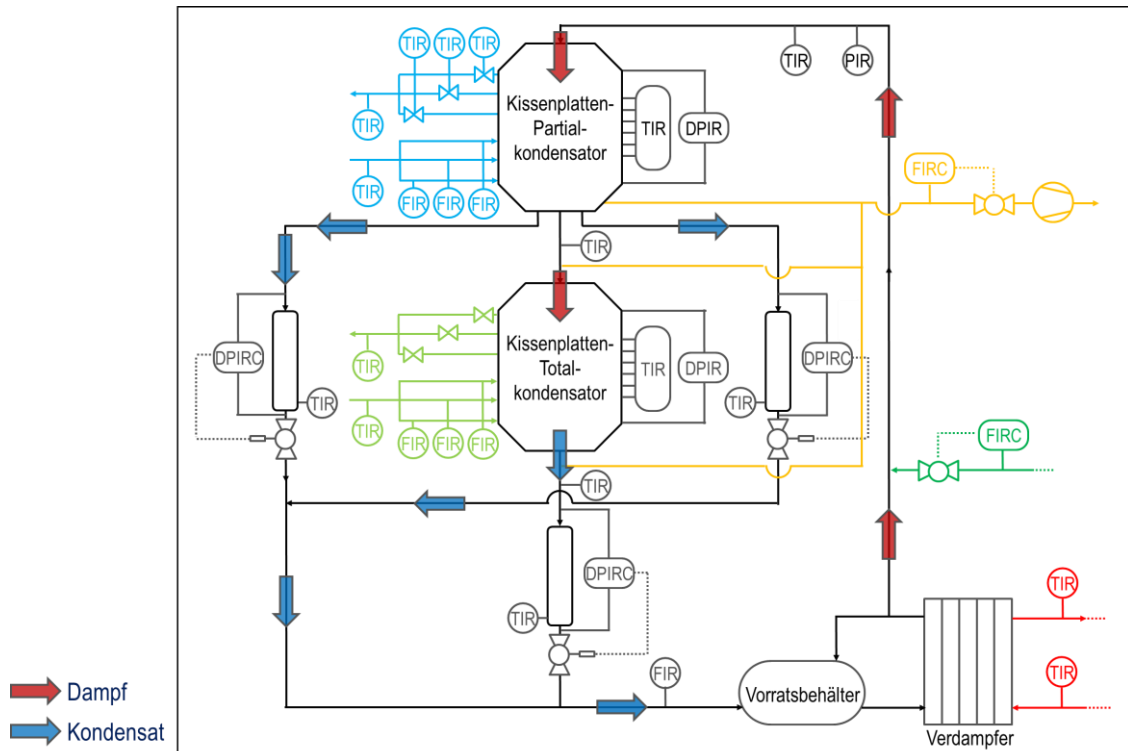


Abbildung 63: Schematische Darstellung der Kondensationsanlage an der Universität Paderborn



Abbildung 64: Foto der Kondensationsanlage an der Universität Paderborn.

Aufbau und Funktionsweise des oberen Kondensators

Der obere Kondensator ist der eigentliche Versuchskondensator. Er enthält drei Kissenplatten der folgenden Spezifikation (Abbildung 64):

Material	1.4541
L_{KP}	1000 mm
b_{KP}	300 mm
h_i	3 mm
δ_{KP}	1 mm
$2s_l$	72 mm
$0,5s_q$	21 mm
d_{SP}	10 mm
Rand	15 mm
$d_{h,i}$	4,24 mm
$A_{Q,i}$	604,58 mm ²
$A_{WÜ}$	0,6 m ²

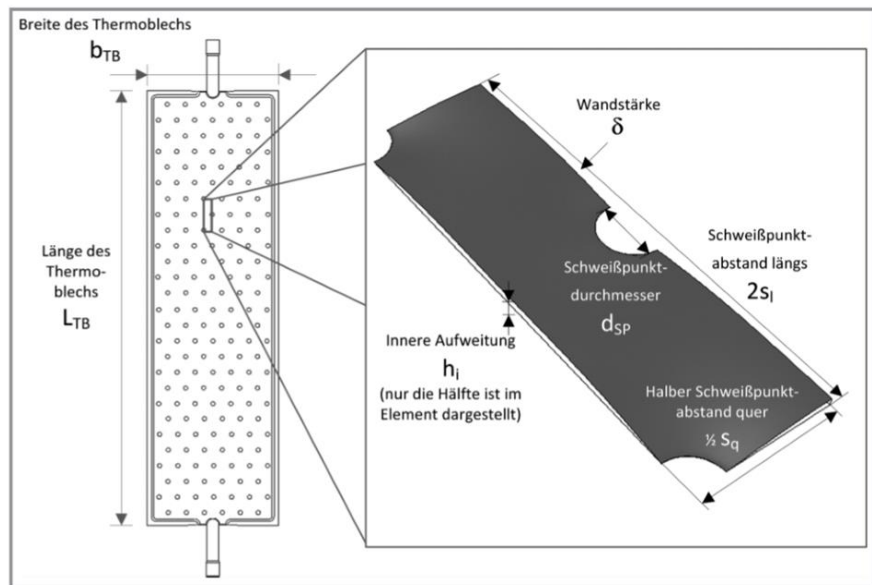


Abbildung 65: Spezifikation der verwendeten Kissenplatten.

Die drei Kissenplatten sind parallel, hintereinander so in das Kondensatorgehäuse eingebaut, dass der von oben einströmende Dampf durch zwei parallele von den Kissenplatten eingeschlossene Kanäle strömt (siehe Abbildung 66). Die Kissenplatten werden im Gegenstrom zum Dampf von unten nach oben mit dem Kühlmedium durchströmt.

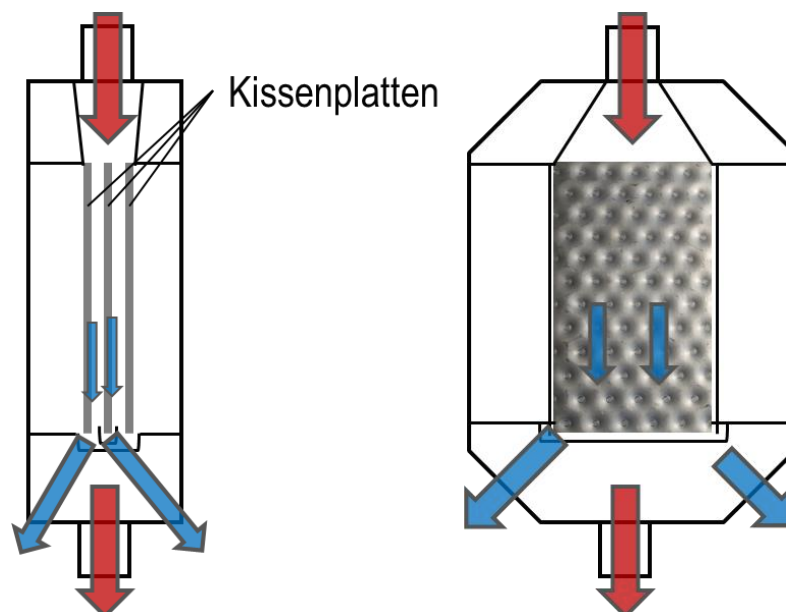


Abbildung 66: Vereinfachte Darstellung des oberen Kissenplattenkondensators; Links: Seitenansicht, rechts: Vorderansicht; rote Pfeile – Dampf; blaue Pfeile - Kondensat

Die auf den Kissenplatten auskondensierende Flüssigkeit fließt nach unten in Auffangbehälter. Diese Behälter sind so designed, dass die Flüssigkeit, die auf der mittleren Platte kondensiert, separat von der auf den äußeren Platten kondensierten Flüssigkeit abgeleitet wird. Somit kann auch ihr Massenstrom separat gemessen werden. Zur weiteren Veranschaulichung sind in Abbildung 67 Fotos aus dem Inneren des oberen Kondensator gezeigt.

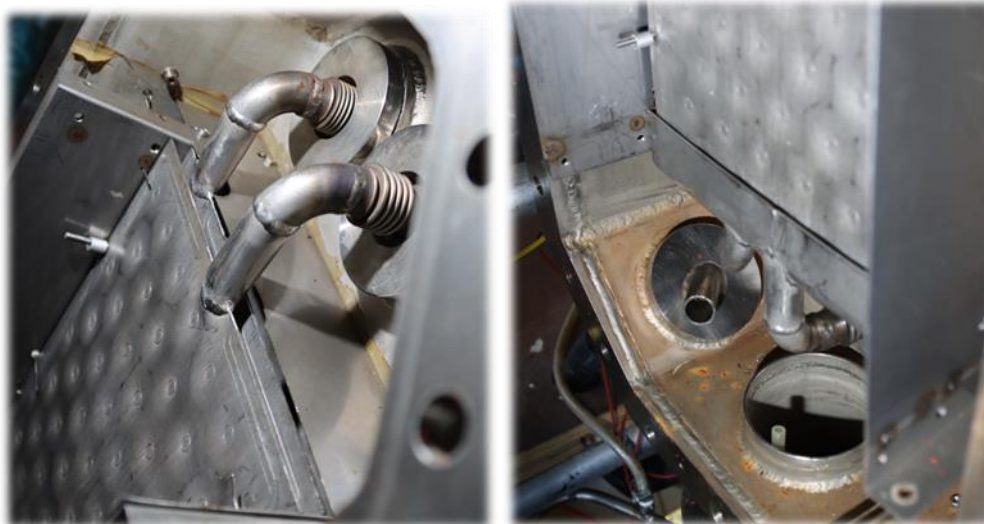


Abbildung 67: Fotos aus dem inneren des oberen Kondensators (für diese Aufnahme sind nur zwei Kissenplatten verbaut); Links: Ansicht des oberen Bereichs mit Kühlmedienablauffleitungen, rechts: Ansicht des unteren Bereichs mit Auffangbehälter für das Kondensat der mittleren Platte.

Wiederinbetriebnahme und Leckagen

Ein sehr großes Problem bei der Wiederinbetriebnahme der Kondensationsanlage waren die immer wieder auftretenden Leckagen, die während der gesamten Projektlaufzeit nicht komplett beseitigt werden konnten. Abbildung 68 zeigt die Zunahme des Anlagendruckes nach dem Evakuieren auf etwa 50 mbar und dem Verschließen aller Ventile. Es ist ersichtlich, dass nach etwa 2,5 h der Atmosphärendruck wieder erreicht ist.

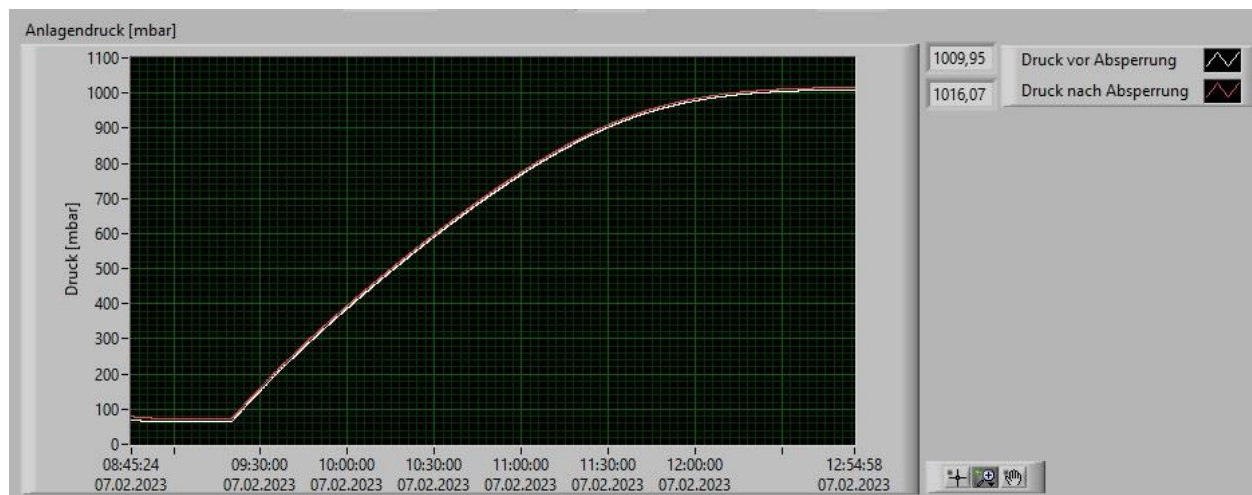


Abbildung 68: Verlauf des Absolutdruckes in der Kondensationsanlage nach Absaugung auf etwa 50mbar und dem Schließen aller Ventile

Aufgrund der Leckagen war es über lange Zeit nicht möglich, stationäre Versuche im Unterdruck zu fahren; zum anderen führen die Leckagen zu einer unbestimmten Konzentration an Inertgasen im Dampfstrom. Es wurde über den gesamten Projektzeitraum immer wieder versucht die Leckagen durch Erneuerung und Nachziehen der Verschraubungen bzw. das Einbringen von Dichtmaterial die Leckagen zu schließen. Es ist jedoch anzunehmen, dass es sich um viele Kleinstleckagen handelt, welche sich addieren. Aufgrund der Leckagen, die nicht nur für ein Einströmen von Inertgas sorgen sondern auch eine potentielle Gefahr bei der Nutzung explosiver Stoffe darstellen, konnten diese nicht untersucht werden.

Um den Druck in der Anlage trotz der Leckagen konstant halten zu können wurde in Projekttreffen vorgeschlagen, unter konstanter Absaugung zu arbeiten. Dies ist in der Schlussphase des Projektes gelungen, so dass im Nachgang noch einige Experimente mit Wasserdampf als Reinstoff gefahren werden konnten (bei 800 und 1050 mbara), welche nachfolgend dargestellt sind. Da in der Schlussphase des Projektes nur noch bis auf den Enddruck von 200 mbara abgesaugt werden konnte (defekte Vakuumpumpe), ist aber definitiv damit zu rechnen, dass Inertgas in der Anlage vorhanden ist und die Ergebnisse beeinflusst.

Durchführung und Auswertung der Experimente

Im Experiment wird die Anlage zunächst soweit wie möglich evakuiert um möglichst viel Inertgas zu entfernen. In der Schlussphase des Projektes war hier nur noch ein Enddruck von 200 mbar möglich. Im Anschluss wird die Absaugung abgesperrt und die Verdampfung des Versuchsmediums (Wasser) im Vorlagebehälter initiiert. Durch das Verdampfen des Wassers steigt der Druck in der Anlage wieder an. Sobald der Druck dem gewünschten Gesamtdruck entspricht, werden die Kühlmedienkreisläufe gestartet, wodurch die Kondensation in beiden Kondensatoren startet. Ab diesem Zeitpunkt wird die Absaugung automatisch geregelt, so dass der gewünschte Druck in der Anlage gehalten wird. Zudem wird automatisch geregelt, dass der Anlage nur so viel Heizdampf zugeführt wird, wie zum Halten der Sättigungstemperatur bei entsprechendem Druck notwendig ist. Das im oberen Kondensator auskondensierte Wasser fließt anschließend durch die Kondensatsammelbehälter und wird im Vorlagebehälter erneut verdampft. Während des Experiments werden die Volumenströme der Kühlmedien durch die einzelnen Kissenplatten, die Temperaturen vor und nach dem Kondensator, der Anlagendruck, die Dampftemperatur vor und nach den Kondensatoren sowie der Füllstand in den Sammelrohre aufgezeichnet.

Aus den Ergebnissen der Experimente kann der Wärmedurchgangskoeffizient für den Kondensationsvorgang an den Kissenplatten ermittelt werden. Hierfür wird zunächst der über die mittlere Kissenplatte übertragene Wärmestrom \dot{Q} aus einer Energiebilanz um das Kühlmedium bestimmt:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{\text{KM}} \cdot c_{p,\text{KM}} \cdot (\vartheta_{\text{KM,aus}} - \vartheta_{\text{KM,ein}}) \quad (82)$$

Der Kühlwassermassenstrom \dot{m}_{KM} wird mit einem Coriolis-Durchflussmesser bestimmt und die Kühlwassertemperaturen am Ein- und Austritt der mittleren Platte, $\vartheta_{\text{KM,ein}}$ und $\vartheta_{\text{KM,aus}}$, werden mit Pt1000 Messsensoren gemessen. Die spezifische Wärmekapazität des Kühlwassers wird durch $c_{p,\text{KM}}$ gegeben.

Anschließend wird der Wärmedurchgangskoeffizient k aus dem Wärmestrom \dot{Q} , der Wärmeübertragungsfläche A der mittleren Kissenplatte und der logarithmischen Temperaturdifferenz ΔT_{In} zwischen Kühlwasser und Dampfraum bestimmt:

$$k = \frac{\dot{Q}}{A_{\text{WÜ}} \cdot \Delta T_{\text{In}}} = \frac{\dot{q}}{\Delta T_{\text{In}}} \quad (83)$$

Die Wärmestromdichte \dot{q} kann dabei aus dem Wärmestrom \dot{Q} und der Wärmeübertragungsfläche $A_{\text{WÜ}}$ (siehe Abbildung 65) ermittelt werden.

Die logarithmische Temperaturdifferenz berechnet wie folgt:

$$\Delta T_{\text{In}} = \frac{T_{\text{KM,aus}} - T_{\text{KM,ein}}}{\ln\left(\frac{T_{\text{KM,aus}} - T_{\text{D}}}{T_{\text{KM,ein}} - T_{\text{D}}}\right)}, \quad (84)$$

wobei T_{D} die Temperatur im Dampfraum darstellt.

Der äußere Wärmeübergangskoeffizient α_{kond} kann anschließend mit Hilfe des Wärmedurchgangskoeffizienten k , der Wärmeleitfähigkeit λ_{KP} der Kissenplatte und dem Wärmeübergangskoeffizient α_{KM} auf der Innenseite der Kissenplatte anhand von Gleichung (85) bestimmt werden.

$$\alpha_{\text{kond}} = \left(\frac{1}{k} - \frac{1}{\alpha_{\text{KM}}} - \frac{\delta_{\text{KP}}}{\lambda_{\text{KP}}}\right)^{-1} \quad (85)$$

Der innere, kühlmedienseitige Wärmeübergangskoeffizient α_{KM} wird mit einer Nußelt-Korrelation nach PIPER ET AL. 2017 anhand von Gleichung (86) bestimmt.

$$\text{Nu} = n_3 \text{Re}^{n_4} \text{Pr}^{n_5} \quad (86)$$

Die Koeffizienten n_3 , n_4 und n_5 sind dabei nach Abbildung 69 abhängig von den dimensionslosen geometrischen Parametern a , b und c , welche sich für die im Projekt verwendete Kissenplatte wie folgt ergeben:

$$a = \frac{2s_L}{s_T} = 1,714 \quad (87)$$

$$b = \frac{d_{\text{SP}}}{s_T} = 0,238 \quad (88)$$

$$c = \frac{\delta_i}{s_T} = 0,0714 \quad (89)$$

	$Nu = n_3 Re^{n_4} Pr^{n_5}$		
	$a \approx 0.58$ $(0.1 \leq b \leq 0.14)$ $(0.042 \leq c \leq 0.083)$	$a \approx 1$ $(0.17 \leq b \leq 0.24)$ $(0.071 \leq c \leq 0.143)$	$a \approx 1.71$ $(0.17 \leq b \leq 0.24)$ $(0.071 \leq c \leq 0.143)$
n_3	$0.0775b + (0.38c + 0.005)$	$0.03b + (0.76c - 0.032)$	$-0.163b + (0.711c + 0.022)$
n_4	0.75	$-1.12c + 0.905$	$0.29b + (-c + 0.8)$
n_5	0.4	0.4	0.4

Abbildung 69: Zusammenfassung der in Gl. (80) verwendeten Koeffizienten n_3 bis n_5 . Der Gültigkeitsbereich für die Reynoldszahl ist $1000 \leq Re \leq 8000$ und für die Prandtl-Zahl $1 \leq Pr \leq 150$. (PIPER ET AL. 2017)

2.4.2 Messungen für Reinstoffe (AP 2)

Wie unter 2.4.1 erklärt konnten lediglich Messungen für den Reinstoff Wasser bei 800 mbara und 1050 mbar durchgeführt werden. Die weiteren im Projekt vorgesehenen Stoffe sind aus Sicht des Explosionsschutzes bedenklich und durften aus sicherheitstechnischen Gründen nicht an der Anlage verwendet werden.

Die Experimente wurden so wie in Abschnitt 2.4.1 beschrieben durchgeführt; dabei wurde durch Variation des Kühlmedienstroms sowie der Kühlmedieneintrittstemperatur die Wärmestromdichte \dot{q} im Bereich zwischen 5 kW/m² und 25 kW/m² variiert. Vor der Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten wurden zunächst die an der mittleren Kissenplatte übertragenen Wärmeströme (berechnet nach Gleichung 76) mit den Wärmeströmen verglichen, welcher aus dem Kondensatmassenstrom (erhalten aus der Auswertung des Kondensatsammelbehälters der mittleren Platte) durch Multiplikation mit der Verdampfungsenthalpie erhalten wurden. Abbildung 70 zeigt das zugehörige Paritätsdiagramm, welches eine sehr gute Übereinstimmung der Bilanzen zeigt.

Die aus den Messdaten gewonnenen kondensationsseitigen Wärmeübergangskoeffizienten α_{kond} sind in Abbildung 71 in Abhängigkeit der Wärmestromdichte \dot{q} aufgetragen.

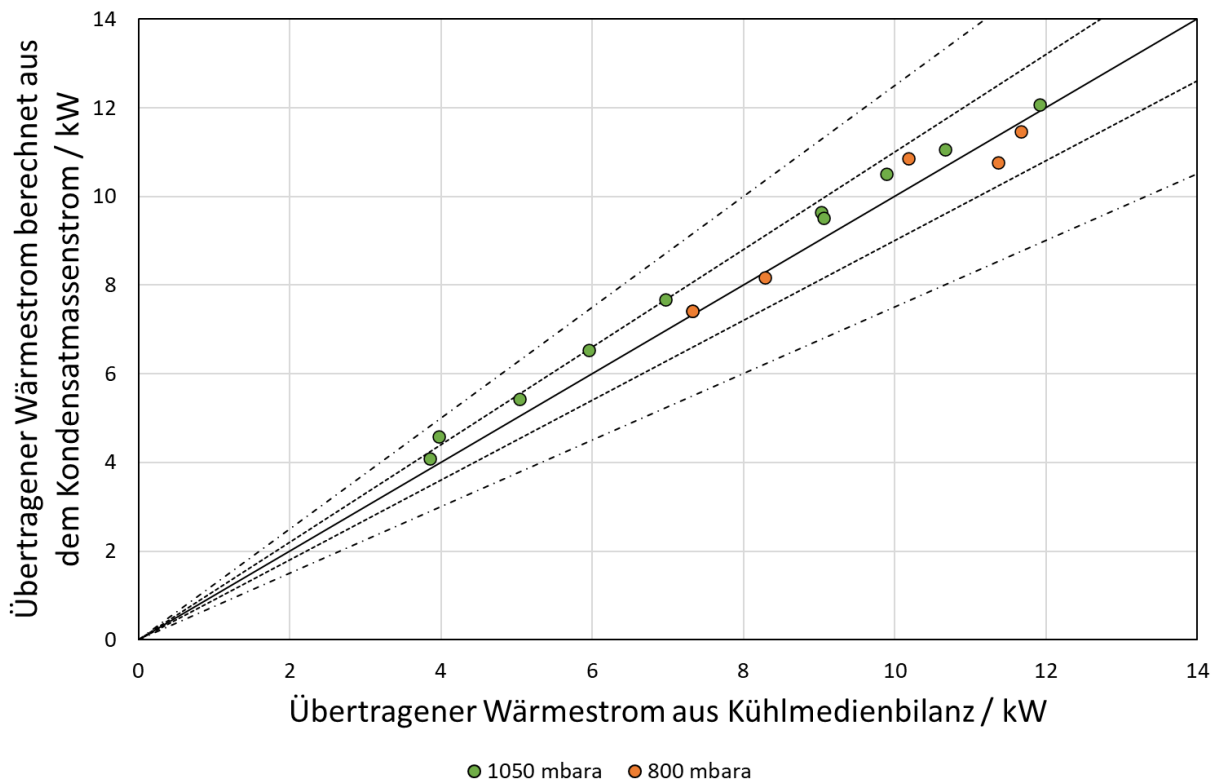


Abbildung 70: Paritätsdiagramm zum Vergleich des übertragenen Wärmestroms berechnet aus der Kühlmedienbilanz und dem Kondensatmassenstrom.

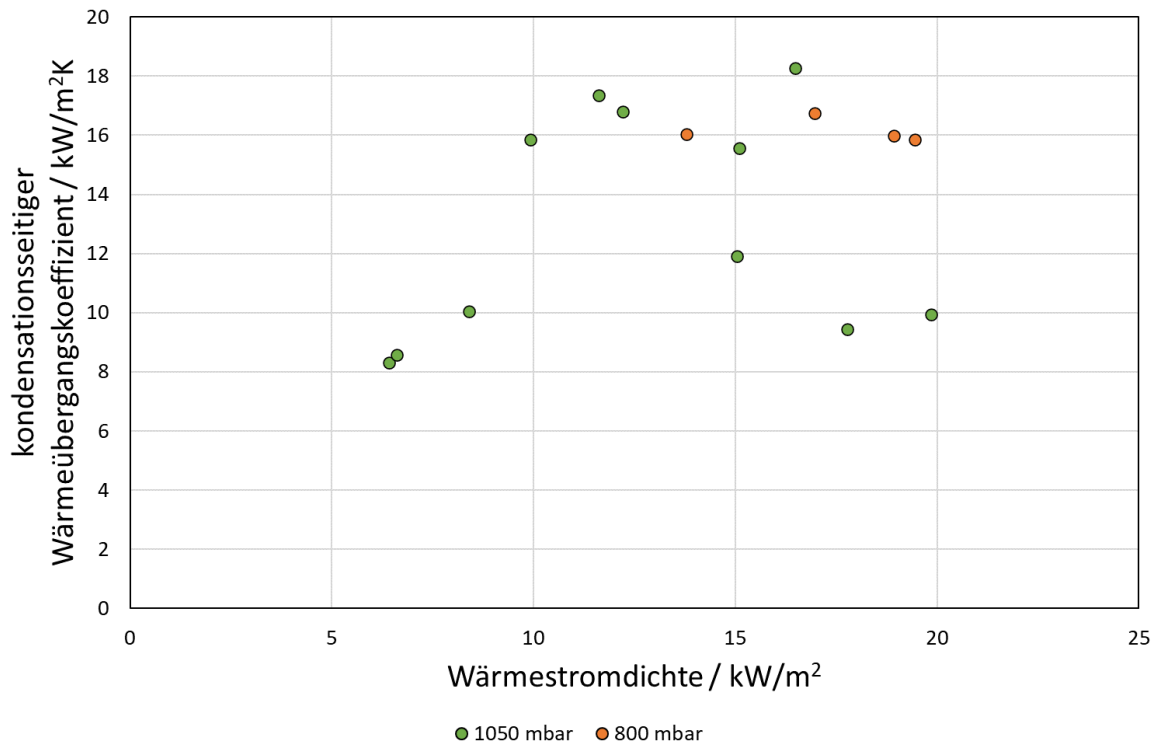


Abbildung 71: Aus den Experimenten berechnete kondensationsseitige Wärmeübergangskoeffizienten dargestellt über der Wärmestromdichte für verschiedene Gesamtdrücke.

Die dargestellten Messergebnisse unterliegen einer breiten Streuung. Da ein Messfehler an dieser Stelle ausgeschlossen werden kann, ist die Streuung der Ergebnisse vermutlich zum einen in den Leckagen der Anlage begründet, welche zu einer undefinierten, für jeden Versuch verschiedenen, Menge an Inertgas führen. Zum anderen fehlen hier Informationen zur Dampfgeschwindigkeit bzw. dem Kondensationsgrad, welche für eine verlässliche Bestimmung des Wärmeübergangs hilfreich wären.

Die Ergebnisse zeigen, dass die Kondensation an Kissenplatten in der Anlage vermessen werden kann, diese jedoch weiterhin nicht optimal funktioniert. Zur Erzeugung verlässlicher Daten sind also noch einige Überarbeitungsmaßnahmen notwendig. Vor diesem Hintergrund ist auch eine weitere Auswertung in Form von Korrelationen oder Auslegungshinweisen nicht sinnvoll.

2.4.3 Messungen für gemeinsame Gemische der jeweiligen Mechanismen (AP 4)

Aufgrund der oben beschriebenen Undichtigkeiten und den aufgrund des Explosionsschutz aufgetretenen Sicherheitsbedenken, konnten keine Messungen für Gemische durchgeführt werden.

2.4.4 Messungen für technologiespezifisches Gemisch (AP 5)

Aufgrund der oben beschriebenen Undichtigkeiten und den aufgrund des Explosionsschutz aufgetretenen Sicherheitsbedenken, konnten keine Messungen für Gemische durchgeführt werden.

2.4.5 Messungen für Reinstoffe mit Inerten (N₂ oder Nichtsieder) (AP 7)

Aufgrund der oben beschriebenen Undichtigkeiten war es auch nicht möglich einen konstanten Anteil an Nichtsieder im System zu halten, so dass auch diese Messungen nicht durchgeführt werden konnten.

3 Vergleich der innovativen Wärmeübertragerbauformen

Um einen sinnvollen Vergleich der Kondensation an Kissenplatten und Rippenrohren zu ermöglichen, müssen dieselben Rahmenbedingungen gegeben sein. Hierfür ist eine intensive Abstimmung der Forschungsstellen nötig. Neben den Versuchsstoffen wurde im Vorfeld Edelstahl als Werkstoff festgelegt. Im Laufe des Projekts haben sich Forschungsstellen und der projektbegleitende Ausschuss bezüglich der zu untersuchenden Gemischzusammensetzung abgestimmt. Eine Parameterstudie hat gezeigt, dass auch die Stoffdaten vor allem auf die Modellierung großen Einfluss haben. Forschungsstellen und Industriepartner haben sich deshalb auch in dieser Hinsicht eng abgestimmt.

Da ein direkter Vergleich der beiden Technologien schwierig ist, werden beide Bauformen mit dem äquivalenten Glattrohr verglichen. Dieses indirekte Vorgehen ermöglicht es, das Potential

beider Bauformen zu vergleichen und liefert gleichzeitig den in AP 6 geforderten Vergleich mit dem aktuellen Stand der Technik.

3.1 Vergleich der Wärmeübertragerbauformen bei der Verdampfung

Der direkte Vergleich zwischen einem Kissenplattenwärmeübertrager und einem Wärmeübertrager aus Rohren ist nicht möglich, da die Betriebsparameter sowie die physikalischen Zusammenhänge der beiden Wärmeübertragerbauformen erheblich voneinander abweichen. Daher wird die wärmeübertragende Fläche bzw. das Volumen des Wärmeübertrager als Bezugsgröße zum Vergleich der Bauformen gewählt.

Im Rahmen dieses Projektes wird gezeigt, dass die Berechnung des Materialeinflusses im VDI-Wärmeatlas signifikant von den experimentellen Ergebnissen, sowohl an Rohren als auch an Kissenplatten, abweicht. Dies ist von Bedeutung, da für die Bestimmung des Wärmeübergangs an Kissenplatten und an Rohren wird auf die Berechnungsmethodik für Blasensieden zurückgegriffen wird, in der der Wärmeübergang zuerst theoretisch an Kupferheizfläche berechnet wird. Anschließend wird mit dem Materialfaktor, s. Gleichung (12), der Wärmeübergang von anderen Materialien bestimmt.

WENGLER 2017 hat diese Problemstellung bereits behandelt und schlägt einen angepassten Exponenten für die Umrechnung von Kupfer auf Edelstahl vor. Die nun im Rahmen dieses Projekts erhaltenen experimentellen Ergebnisse für Edelstahlheizflächen bestätigen den angepassten Exponenten. Die mit dem angepassten Exponenten berechneten Wärmeübergangskoeffizienten stimmen gut mit den Ergebnissen für Edelstahlrohre und Kissenplattenverdampfer überein. In Tabelle 17 werden die berechneten Referenzwärmeübergangskoeffizienten, die nach VDI-Wärmeatlas berechnet werden, im Vergleich zu den berechneten Wärmeübergangskoeffizienten mit dem Materialfaktor nach WENGLER 2017 und den experimentell untersuchten Wärmeübergangskoeffizienten gegenübergestellt. Darin ist zu erkennen, dass der experimentelle Wärmeübergangskoeffizient des Versuchsstoffes n-Pentan am Edelstahlrohr eine gute Übereinstimmung mit dem nach WENGLER 2017 berechneten Wärmeübergangskoeffizient zeigt. Bei den drei anderen untersuchten Versuchsstoffen stimmen die experimentellen Werte mit den nach WENGLER 2017 berechneten Werten besser als die berechneten Werte mit dem Materialfaktor nach VDI-Wärmeatlas überein. Die festgestellte Abweichung bei den letzten drei Stoffen in Tabelle 17 gehen auf die Berechnungsmethode des Referenz- α_0 zurück, da diese nur für bestimmte Stoffe und Oberflächen angepasst ist. Die unterstrichenen Werten in Tabelle 17 wurden nicht direkt gemessen, sondern mit der Druckkorrelation, s. Gleichung (9), von $p^* = 0,01$ bzw. $0,03$ auf den reduzierten Druck von $p^* = 0,1$ umgerechnet.

Tabelle 17: Übersicht der berechneten und experimentellen Referenzwärmeübergangskoeffizienten α_0 unter Berücksichtigung der Materialienfluss nach VDI und Wengler

α_0	Kupfer VDI	Edelstahl VDI	Edelstahl Wengler	Edelstahl Experimentell
n-Pentan	3302	1595	1974	2239
i-Oktan	2826	1365	1690	2585
1-Pentanol	3021	1459	1806	3867
Hexanol	2830	1367	1692	3936

Außerdem wird anhand der durchgeführten experimentellen Untersuchungen bei der Verdampfung an Rippenrohren ersichtlich, dass der Wärmeübergang bei der Verdampfung von Gemischen an Rippengeometrien aufgrund der Ansammlung des Schwersieders zwischen den Rippen bzw. im Rippental im Vergleich zu Glattrohren verschlechtert wird, s. Abbildung 20. Dies bedeutet, dass die Rippenstrukturen n für Gemische optimiert werden müssten.

Vergleich Kissenplattenverdampfer mit äquivalentem Rohrbündelapparat

Für eine adäquate Gegenüberstellung der Kissenplatten- und Glattrohrgeometrie ist es erforderlich, zunächst ein geometrisches Äquivalent als Vergleichsbasis zu definieren. Hierfür wurde, wie im Folgenden beschrieben, auf Basis der gegebenen geometrischen Daten des Kissenplattenapparates (vgl. Abbildung 61), zunächst ein zur Kissenplatte äquivalentes Rohrbündel, bestehend aus Glattrohren des gleichen Materials, definiert. Da keine Vergleichsmessungen in einem derartigen äquivalenten Rohrbündel durchgeführt wurden, wird die Performance dieses Äquivalents mittels Simulationswerkzeugen, die in der Industrie zur Auslegung von Naturumlaufverdampfern, eingesetzt werden, bestimmt. Die simulierten Performancedaten werden dann im Anschluss mit den experimentell ermittelten thermofluidynamischen Kenngrößen verglichen.

Die Kissenplattengeometrie wird für die oben beschriebene Betrachtung in eine äquivalente Rohrbündelgeometrie mit der gleichen vertikalen Höhe H und dem gleichen hydraulischen Durchmesser d_h umgerechnet. Die erforderliche Anzahl der Rohre wird entweder aus der Wärmeübertragungsfläche oder der Querschnittsfläche, wie im vorherigen Abschnitt beschrieben, berechnet.

Aus der Anzahl n_{KP} , der Breite B und dem hydraulischen Durchmesser d_h der Kissenplatte ergibt sich die Rohrzahl des äquivalenten Rohrbündels zu:

$$n_{\text{Rohr}} = \frac{A_{W\ddot{U}T}}{\pi \cdot d_h \cdot H} = \frac{A_{CS}}{\frac{\pi}{4} \cdot d_h^2} = \frac{2 \cdot (n_{KP} - 1) \cdot B}{\pi \cdot d_h} = 16 \quad (90)$$

Durch diese Geometrieübertragung wird es möglich, die Berechnungsgrundlage für Rohre auf den Kissenplattenapparat anzuwenden.

Die Geometrie des äquivalenten Rohrbündelapparates soll für die Simulation mittels unterschiedlicher Software-Tools zur Auslegung von Verdampfern eingesetzt werden. Die hierfür auf Basis der Kissenplattengeometrie hergeleitete Rohrgeometrie ergibt sich zu $OD \times s \times L = 20,52 \times 1,5 \times 800$ mm (OD = Außendurchmesser Rohr). Bei einem Rohrabstand von 26 mm und einem Rohrmuster von 30° wird der Außendurchmesser des Mantels auf 155,8 mm geschätzt. Der

äquivalente Rohrbündelapparat hat ein Volumen von 0,015 m³, was dem 2,5-fachen des Kissenplattenapparates entspricht. Für die gleiche Wärmeübertragungsfläche benötigt der Kissenplattenapparat demzufolge viel weniger Platz und hat ein geringeres spezifisches Gewicht. Da der Apparat mit Dampf beheizt wird und die Wärmeübertragung auf der Rohrseite begrenzt ist, wird erwartet, dass der Einfluss der unterschiedlichen Geometrien gering ist.

Zwei industrielle Simulationswerkzeuge werden eingesetzt, um das Betriebsverhalten des Kissenplattenverdampfers unter Verwendung der äquivalenten Rohrbündelgeometrie vorherzusagen. Beide Tools verwenden das rigorose Zellenmodell mit Lösung der Energie- und Impulsbilanz. Tool I ist ein kommerzielles Werkzeug, das von einer idealen Wärmeisolierung der Anlage ausgeht, während Tool II ein firmeneigenes Werkzeug mit der Option ist, Wärmeverluste in der Anlage zu berücksichtigen. Tool I simuliert die Verdampferhöhe in 100 Segmenten und Tool II in 10 Segmenten. Darüber hinaus verwenden beide Programme die Geometrie der Ein- und Austrittsleitung, die in etwa der des Versuchsaufbaus entspricht.

Für die Simulation des Einflusses der Betriebsbedingungen wurden repräsentative experimentelle Daten verwendet, welche in Tabelle 18 aufgeführt sind.

Tabelle 18: Experimentelle Daten als Vergleichsbasis

ID Nr.	p / bar	$\Delta T / \text{K}$	$h_s^* / \%$	$\dot{m} / \text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	\dot{Q} / kW
1	0,91	20,0	99,6	0,22	29,6
2	0,93	19,7	79,6	0,18	30,9
3	0,93	19,9	60,0	0,12	32,4
4	0,20	20,0	99,9	0,18	16,5
5	0,20	19,7	79,8	0,14	17,0
6	0,20	19,4	59,5	0,10	17,3
7	0,94	15,2	79,8	0,20	23,0
8	1,00	11,1	79,1	0,15	10,1

In Abbildung 72 werden der simulierte Umlaufmassenstrom und der Wärmestrom von Tool I und II mit den experimentellen Ergebnissen verglichen. Experimentell schwankt der Umlaufstrom während der Versuche innerhalb von 1 %. Der Wärmestrom wird durch das arithmetische Mittel von drei unabhängigen Wärmebilanzen für die Kühlwasser-, die Produkt- und die Heizseite bestimmt. Abweichungen von bis zu 20 % zwischen diesen Wärmebilanzen sind möglich und werden als Fehlerbalken dargestellt. Im Allgemeinen gibt Tool I den Umlaufmassenstrom mit einer Abweichung von etwa 15 % wieder, während Tool II dazu neigt, ihn zu unterschätzen. Im Gegenzug prognostiziert Tool II den experimentell ermittelten Wärmestrom innerhalb von 15 %, während Tool I ihn systematisch unterschätzt. Diese Abweichungen können auf die unterschiedlichen Wärmeübertragungs- und Druckabfallmodelle zurückgeführt werden, die in den Simulationswerkzeugen verwendet werden. Trotz der abweichenden Ergebnisse zwischen den Simulationswerkzeugen sagen beide Tools den experimentell ermittelten Massen- und Wärmestrom mit Abweichungen zwischen +15 % und -30 % voraus. Allerdings ist die Simulation des Selbstumlaufs aufgrund der vereinfachten Geometrie der Ein- und Austrittsleitung sowie der Unsicherheit des Zweiphasenströmungsmodells generell unsicher. Daher liegen die Simulationsergebnisse der beiden Tools innerhalb der typischen Genauigkeit für diesen Anlagentyp und diese Anwendung. Im Folgenden werden die Temperatur- und Wärmeübergangprofile entlang der Verdampferhöhe diskutiert.

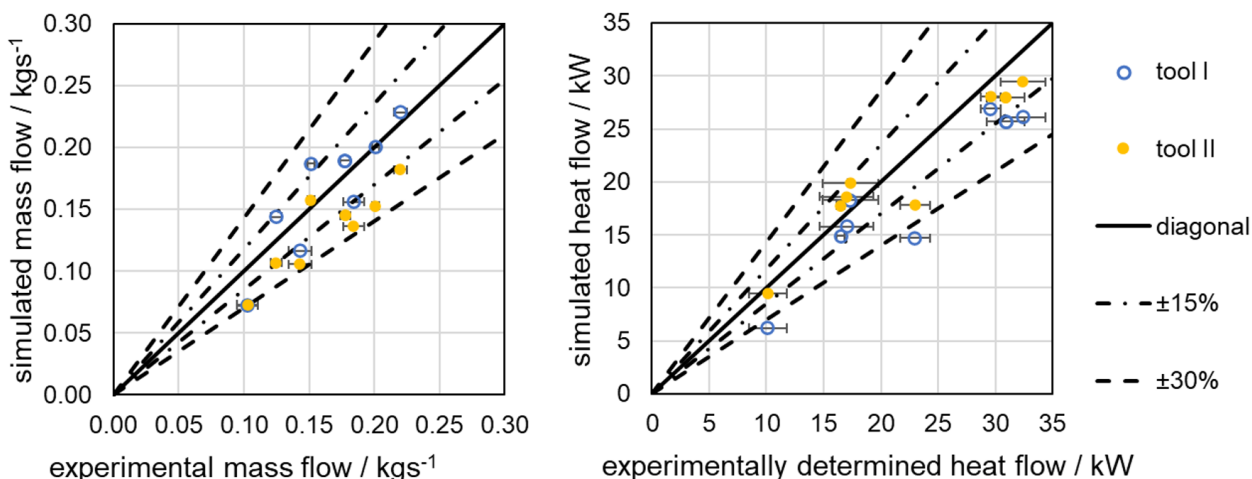


Abbildung 72: Vergleich der für ein äquivalentes Rohrbündel simulierten Massen- und Wärmeströme zu experimentellen Werten eines Kissenplattennaturumlaufverdampfers

Die Profile der Temperatur und der Wärmeübertragungsrate entlang der Verdampferhöhe bei $p = 1$ bar und $\Delta T = 20$ K mit unterschiedlichen scheinbaren Füllständen von 100 %, 80 % und 60 % sind in Abbildung 73 dargestellt. Als relative Position wird die Höhe des Thermoelements bzw. die Höhe des Segmentes in der Simulation bezogen auf die Verdampferhöhe von 800 mm angegeben. Das gemessene Temperaturprofil umfasst die mit Thermoelementen aufgezeichneten Temperaturen im Verdampfer, in der austretenden Brüdenleitung und im Brüdenabscheider selbst.

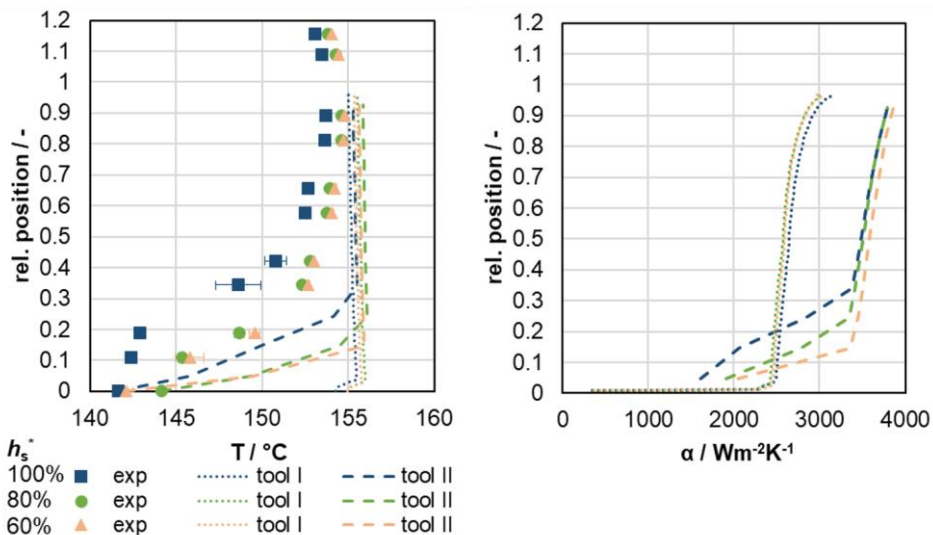


Abbildung 73: Axiale Profile der produktseitigen Temperaturen experimentell und simulativ bestimmt (links) und simulierte Wärmeübergangskoeffizienten (rechts) entlang der Verdampferhöhe für Hexanol bei $p = 1$ bar und $\Delta T = 20$ K mit variiertem scheinbarem Füllstand von 60%, 80% und 100%

Im Allgemeinen steigt die Temperatur der Bulkströmung in rohrförmigen Naturumlaufverdampfern von der Eintrittstemperatur bis zur lokalen Siedetemperatur in der so einphasigen Aufheizzone an und sinkt entsprechend dem lokalen Druck des Zweiphasenstroms in der nachfolgenden Verdampfungszone. Die gemessenen Temperaturprofile zeigen einen deutlichen Temperaturanstieg

bis zu einer relativen Position von etwa 0,3. Entlang der verbleibenden Verdampferhöhe steigt die experimentelle Temperatur leicht an. Im Gegensatz zum typischen Temperaturprofil in Naturumlaufverdampfern in Rohrbündelweise wird keine Temperaturabnahme innerhalb des Verdampfers, sondern erst in der Austrittsleitung bei einer relativen Position über 1 beobachtet. Dies könnte eine Besonderheit von Kissenplattenaturumlaufverdampfern darstellen, da ihre gekrümmte Oberfläche zu einer deutlichen Veränderung des Querschnitts und damit des Druckverlusts sowie der Blasengröße und -form führt. Die Charakteristik des Temperaturprofils entlang von Kissenplattenverdampfern im Naturumlauf konnte im Rahmen des Projektes nicht umfassend untersucht werden und ist Gegenstand zukünftiger Untersuchungen. Darüber hinaus zeigen die experimentell erfassten Temperaturen im stationären Zustand teilweise starke Schwankungen, wie anhand der Fehlerbalken zu erkennen ist. Diese Schwankungen werden vermutlich durch Blasenwachstum in der Nähe des Thermoelementes und Turbulenzen in der Flüssigkeit durch die Dampf- und Flüssigkeitsbewegung verursacht, wie sie auch von ROEMER 1970 beschrieben wird. Was die Temperaturschwankung und die Änderung des Temperaturgradienten betrifft, so kann der Übergang von der einphasigen Aufheizzone zur Verdampfungszone bei einer relativen Position von 0,3 bei einem scheinbaren Füllstand von 100 % sowie bei 0,1 bei einem Füllstand von 60 % liegen.

Die simulierten Temperaturprofile in der äquivalenten Rohrbündelgeometrie tragen zum Verständnis des Temperaturprofils in einem Kissenplattenapparat bei. Unter der Annahme, dass der Aufbau ideal wärmeisoliert ist, verwendet Tool I die Gleichgewichtstemperatur im Dampf-Flüssigkeits-Abscheider als Eintrittstemperatur, die etwa 10 K höher ist als die gemessene Eintrittstemperatur. Die experimentelle Unterkühlung am Eintritt in den Verdampfer wird durch Wärmeverluste in der Anlage und den unterkühlten Zulaufstrom, welcher zugleich der rezyklierte Brüdenkondensatstrom ist, verursacht. Unter Verwendung der Gleichgewichtstemperatur wird daher die von Tool I berechnete Verdampfungszone bereits nach den ersten Millimetern erreicht. Tool II berücksichtigt den Wärmeverlust in der Zuleitung und setzt die gleiche Temperatur am Eintritt in das Rohrbündel wie die am Kissenplattenverdampfereintritt gemessene Temperatur an. Hier ist eine ausgeprägte einphasige Aufheizzone vorhanden, wodurch das Profil dem gemessenen ähnlicher ist. Mit abnehmendem scheinbaren Füllstand sinkt der simulierte Pinchpunkt, der den Wechsel zwischen der einphasigen Heizzone zur Verdampfungszone kennzeichnet, erwartungsgemäß. Der berechnete Pinch-Punkt ist im Vergleich zu typischen rohrförmigen Naturumlaufverdampfern bei gleichem scheinbaren Füllstand niedriger. Dies ist auf ein größeres Verhältnis von Durchmesser zu Höhe der äquivalenten Kissenplattengeometrie und damit auf einen geringeren Druckabfall zurückzuführen, der zu einer kürzeren einphasigen Aufheizzone führt. Die Temperatur in der Verdampfungszone sinkt in allen simulierten Profilen um 0,3 K. Dies kann mit dem hohen Dampfgehalt, der geringen Verdampferhöhe und dem geringen Druckverlust in den Spalten zwischen den Kissenplatten zusammenhängen, die gemeinsam eine geringe Druckänderung in der Verdampfungszone verursachen. Es ist jedoch anzumerken, dass aufgrund der geringen Temperaturänderungen in der Verdampfungszone die Unsicherheit der Temperatursensoren die Genauigkeit des gemessenen Temperaturprofils erheblich beeinträchtigt.

Das rechte Diagramm in Abbildung 73 zeigt die Profile der berechneten Wärmeübergangskoeffizienten entlang der Verdampferhöhe. Mit Tool I wird ein Wärmeübergangskoeffizient von etwa $360 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ bei einer relativen Position von 0,009 als Beginn des unterkühlten Siedens bestimmt. Im Folgenden steigt der Wärmeübergangskoeffizient drastisch auf über $2.200 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ an, sobald der Dampfanteil merklich zunimmt, und erreicht sein Maximum am Auslass des

Verdampfers mit etwa $3.000 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$. Tool II zeigt im Allgemeinen höhere Wärmeübergangskoeffizienten, was auf Abweichungen zwischen den in den beiden Simulationsprogrammen verwendeten Modellen hinweist. Bei einem Füllstand von 60 % steigt der Wärmeübergangskoeffizient in der Aufheizzone von $1.609 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ auf $2.836 \text{ W m}^{-2}\text{K}^{-1}$ und erreicht mit Tool II sein Maximum von $3.794 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ am Verdampferausgang. Bei einem höheren Füllstand sind die Wärmeübergangskoeffizienten in der Aufheizzone aufgrund der größeren Zirkulationsströmung höher, während in der Verdampfungszone ähnliche Wärmeübergangskoeffizienten ermittelt werden. Dies entspricht dem bekannten Verhalten von Naturumlaufverdampfern.

Abbildung 74 zeigt die Profile der Temperatur und des Wärmeübergangskoeffizienten entlang der Verdampferhöhe bei einem reduzierten Druck von $p = 0,2 \text{ bar}$ und $\Delta T = 20 \text{ K}$ mit unterschiedlichen Füllständen von 100 %, 80 % und 60 %. Im Allgemeinen ist die Leistung von Naturumlaufverdampfern bei niedrigerem Druck aufgrund des reduzierten Keimsiedens und der erhöhten Unterkühlung bei gleichem scheinbarem Füllstand begrenzt. Die gemessenen Temperaturprofile zeigen einen deutlichen Anstieg von etwa 7 K zwischen den beiden niedrigsten Temperatursensoren. Danach schwankt die Temperatur um nicht mehr als 2 K. Die Temperaturschwankung ist bei relativen Positionen zwischen 0,1 und 0,45 erkennbar. Daher wird die relative Position von 0,1 als der gemessene Pinch-Punkt von der einphasigen Aufheizzone zur Verdampfungszone angenommen. Auch in den berechneten Temperaturprofilen der beiden Simulationsprogramme werden niedrige Pinch-Punkte ermittelt. Im Vergleich zu Abbildung 73 bei 1 bar ist bei 0,2 bar mit Tool I auch eine deutliche einphasige Aufheizzone zu erkennen, da bei dem niedrigeren Druck eine größere Unterkühlung vorliegt. Bei einer Verringerung des scheinbaren Füllstands von 100 % auf 60 % ändert sich der Pinch-Punkt wie erwartet von einer relativen Position von 0,18 auf 0,07. Mit abnehmendem Füllgrad resultiert eine geringere Unterkühlung am Eintritt in den Verdampfer, was zu einer kürzeren einphasigen Aufheizzone und damit zu einem niedrigeren Pinch-Punkt führt. Tool II sagt Pinch-Punkte bei einer relativen Position von 0,24 und 0,04 bei einem Füllstand von 100% bzw. 60% voraus. Messungen und Simulationen bestätigen also, dass die zu den Kissenplatten äquivalente Geometrie eine kürzere Aufheizzone und damit eine längere Verdampfungszone ermöglicht. Insbesondere unter Vakuum, wo sich die Aufheizzone typischer Naturumlaufverdampfer in Rohrbündelweise bis zu einer relativen Position von 0,9 oder mehr ausdehnen kann (BEAVER & HUGHMARK 1968, LU ET AL. 2023), ist der Vorteil der Kissenplattengeometrie vielversprechend.

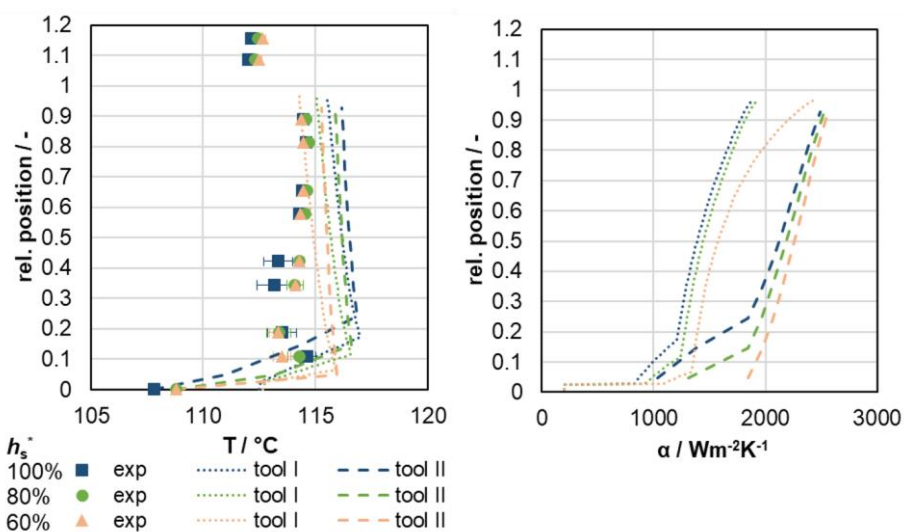


Abbildung 74: Axiale Profile der produktseitigen Temperatur und des Wärmeübergangskoeffizienten aus Messungen und zwei Simulationsprogrammen für Hexanol bei $p = 0,2$ bar und $\Delta T = 20$ K mit unterschiedlichen scheinbaren Füllständen von 60%, 80% und 100%

Weiterhin wurde die äquivalente Rohrgeometrie auch zur Simulation des Pentanol-Hexanol Gemisches eingesetzt. Die Ergebnisse im Vergleich zu den experimentellen Messungen sind in Abbildung 75 dargestellt. Der Umlaufstrom von Tool II, wie auch schon bei dem Reinstoff Hexanol, systematisch unterschätzt und der Wärmestrom systematisch überschätzt wird. Für die Gemische beträgt die Abweichung zwischen Simulation des Wärmestroms und Experiment zwischen 20 % und 40 %. Mit Tool I dahingegen wird der Umlaufstrom für die Reinstoffe und für eine Gemischzusammensetzung von $0,5 \text{ mol}_{\text{Pen}}/\text{mol}_{\text{Ges}}$ mit nur sehr geringen Abweichungen wiedergegeben. Die experimentellen Messwerte für die Zusammensetzungen von $0,25 \text{ mol}_{\text{Pen}}/\text{mol}_{\text{Ges}}$ und $0,75 \text{ mol}_{\text{Pen}}/\text{mol}_{\text{Ges}}$ dahingegen werden von Tool I erkennbar unterschätzt. Die experimentell ermittelten Wärmeströme bei der Verdampfung der Gemische unterschätzt Tool I bis sogar bis zu 100 %. Es wird deutlich, dass zur Interpretation der Abweichungen zwischen Simulation und Experiment tiefer gehende Analysen hinsichtlich der zu Grunde liegenden Simulationsmodellen notwendig werden. Da die Einsicht in die verwendeten Simulationsmodelle je nach Tool jedoch beschränkt ist, bedarf es weiterer Kooperationen, die über den Rahmen des Projektes hinausgehen.

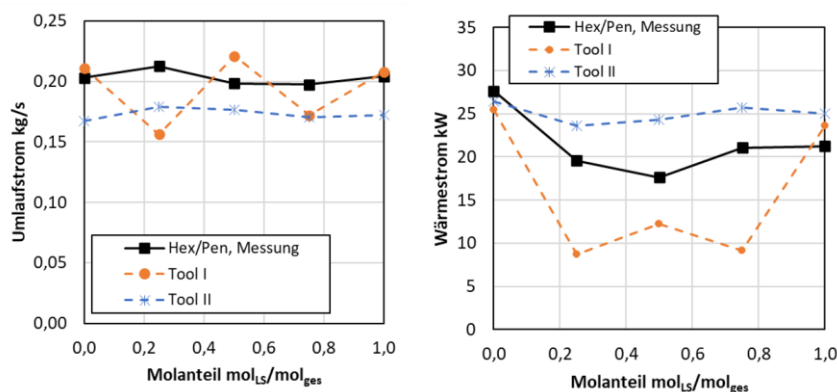


Abbildung 75: Vergleich der für ein äquivalentes Rohrbündel simulierten Massen- und Wärmeströme zu experimentellen Werten eines Kissenplattennaturumlaufverdampfers für $h_s^* = 90\%$ und $\Delta T = 20\text{ K}$ für verschiedene Zusammensetzungen eines Pentanol-Hexanol Gemisches

3.2 Vergleich der Wärmeübertragerbauformen bei der Kondensation

Für den Vergleich des Kondensationsverhaltens der verschiedenen Wärmeübertragerbauformen wurde bei den Messungen Wärmestromdichten zwischen 20 kW/m^2 und 30 kW/m^2 angestrebt.

Die Steigerung, die durch die Verwendung verschiedener Rippenrohre im Vergleich zum Glattrohr für verschiedene Reinstoffe erzielt werden kann, ist in Abbildung 39 beispielhaft für eine Wärmestromdichte von $\dot{q}_a \approx 25\text{ kW/m}^2$ dargestellt. Die gemessenen Steigerungsfaktoren sind in Tabelle 19 zusammengefasst.

Tabelle 19: Steigerung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten durch die Verwendung von Rippenrohren im Vergleich zum Glattrohr für verschieden bei einer Wärmestromdichte von $\dot{q}_a \approx 25\text{ kW/m}^2$

Rohre	<i>n</i> -Propanol	Isobutanol	Isopropanol	Aceton
GEWA-K28 FH09	2,86	3,03	3,40	2,42
GEWA-K28 FH05	3,32	3,78	4,13	3,11
GEWA-K30		3,16	3,21	2,35

Alle untersuchten Rippenrohre ermöglichen bei der Kondensation von Reinstoffen eine erhebliche Steigerung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten gegenüber dem Glattrohr. Durch Verwendung des GEWA-K28 FH05 werden generell die höchsten Steigerungsfaktoren erzielt. Die gemessenen Wärmeübergangskoeffizienten waren beim GEWA-K28 FH09 und beim GEWA-K30 sehr ähnlich, da sich die beiden Rohre nur leicht in der Rippendichte unterscheiden. Auch das Stoffsystem wirkt sich auf den Steigerungsfaktor aus, da bestimmte Stoffdaten, wie beispielsweise die Oberflächenspannung, einen großen Einfluss auf das Kondensationsverhalten am Rippenrohr haben, der Einfluss auf das Kondensationsverhalten am Glattrohr jedoch gering ist. Die höchsten Steigerungsfaktoren von 3,21 bis 4,13 wurden an allen untersuchten Rippenrohren für die Kondensation von Isopropanol gemessen. Die geringste Steigerung zum Glattrohr wurde bei der Kondensation von Aceton gemessen. Auch hier konnte der Wärmeübergang je nach Rohr um den Faktor 2,35 bis 3,11 gesteigert werden.

Wie in Kapitel 2.2.3 erläutert, ist die Steigerung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten durch die Verwendung von Rippenrohren auf eine Verringerung des thermischen Widerstands R_L zurückzuführen. Bei der Kondensation von Gemischen muss zusätzlich zu R_L der thermische Widerstand R_G berücksichtigt werden. Je größer der Anteil von R_G am thermischen Gesamtwiderstand ist, desto geringer ist die Steigerung des Wärmeübergangs am Rippenrohr im Vergleich zum Glattrohr. Die Größe des thermischen Widerstands R_G ist maßgeblich davon abhängig, wie weit die Tautemperaturen der untersuchten Stoffe auseinander liegen. Beim engsiedenden Gemisch *n*-Propanol/Isobutanol wurden ähnliche Steigerungsfaktoren gemessen wie für die Kondensation von Reinstoffen, wie in Abbildung 33 zu erkennen. Abbildung 36 zeigt, dass sich der Steigerungsfaktor durch die Anwesenheit einer zweiten Komponente weiter verringert, wenn das Gemisch weitersiedend ist. Dominiert der thermische Widerstand R_G , spielt der Widerstand R_L eine untergeordnete Rolle und der Wärmeübergang wird durch die Verwendung eines Rippenrohr nur noch leicht gesteigert. Dieses Verhalten ist in Abbildung 38 bei hohen Stickstoffanteilen zu erkennen.

Die durchgeführten Untersuchungen zeigen, dass eine erhebliche Steigerung des Wärmeübergangs bei der Kondensation von Reinstoffen möglich ist, wenn strukturierte Rohre an Stelle von Glattrohren verwendet werden. Die Anwesenheit einer zweiten Komponente kann der Steigerung des Wärmeübergangs durch Rippenrohre entgegenwirken, wenn die Tautemperaturen der beiden Stoffe sehr unterschiedlich sind. Jedoch wurde auch bei den Messungen im Gemisch höhere Wärmeübergangskoeffizienten am Rippenrohr als am Glattrohr festgestellt. Damit konnte bei allen durchgeführten Untersuchungen eine Steigerung des Wärmeübergangskoeffizienten durch die Verwendung von Rippenrohren beobachtet werden.

Ein Vergleich mit den Untersuchungen zur Kondensation an Kissenplatten war im Rahmen des Forschungsvorhabens nicht möglich.

3.3 Zukünftige Arbeiten, offene Fragestellungen, potenzielle Anwendungen

Im Laufe des Projekts hat sich gezeigt, dass eine Untersuchung der Verdampfungs- und Kondensationsvorgänge an Rippenrohren und Kissenplatten über den Inhalt des Forschungsvorhabens hinaus sinnvoll ist. Insbesondere beim Einfluss des Werkstoffs besteht zusätzlicher Forschungsbedarf. Zwar ist der Einfluss des Materials auf den Verdampfungsprozess in der Literatur beschrieben, insbesondere für Edelstahl teilweise jedoch unzureichend genau. Auch bei der Kondensation an Rippenrohren und Kissenplatten spielt der Werkstoff eine wichtige Rolle. Zur Kondensation an Rippenrohren aus Edelstahl oder Baustahl gibt es in der Literatur jedoch kaum Untersuchungen. Eine systematische Untersuchung des Materialeinflusses auf die Verdampfung und Kondensation an Rippenrohren wäre deshalb sinnvoll.

Hinsichtlich der Verdampfung in Kissenplattenapparaten und im Speziellen die Naturumlaufverdampfung konnten folgenden Fragestellungen bisher nicht tiefergehend betrachtet und aufgeklärt werden:

- **Aufklärung des vertikalen Temperaturverlaufs entlang des Kissenplattenapparates und des Onset of Boiling (ONB)**

Bei der Vermessung der Temperaturprofile entlang des vertikal durchströmten Kissenplattenapparates wurden im Vergleich zu bekannten Temperaturprofilverläufen in einem vertikalen Rohrbündel untypische Temperaturverläufe in der Verdampfungszone erfasst. Im Besonderen fiel auf, dass innerhalb der Verdampfungszone entgegen der Erwartungen nur eine geringfügige Temperaturabnahme in Strömungsrichtung gemessen wurde und in manchen Versuchen sogar eine Temperaturzunahme innerhalb der Verdampfungszone, was zunächst aufgrund der zu erwartenden Druckabnahme der Physik widerspricht. Zur Aufklärung dieses Phänomens ist zum einen zu klären, ob ggf. eine alternative Temperaturmesstechnik eingesetzt werden muss, die eine exaktere Temperaturmessung ermöglicht. Es ist anzunehmen, dass aufgrund des geringeren Druckverlusts zwischen den Kissenplatten im Vergleich zum glatten Rohrbündel nur geringe Temperaturänderungen entlang des Verdampfungsweges entstehen. Eine genauere und ortsdiskretere Messmethode, wie z.B. faseroptische Messtechnik, könnten hier eine Lösung darstellen. Nur dann ist auch eine belastbare Grundlage gegeben, um Anomalien gegenüber der Referenz weitergehend zu aufzuklären.

Zur exakteren Bestimmung des Pinchpunktes zwischen einphasiger Aufheizzone und Verdampfungszone und somit des ONB ist ebenfalls eine exaktere Temperaturmessung sowie ggf. eine Messzelle zur Visualisierung des Siedeverhaltens an Kissenplatten erforderlich. Die in Abschnitt 2.3.6 dargestellten Ergebnisse zur Bestimmung lokaler Wärmeübergangskoeffizienten auf Basis des experimentell ermittelten Pinchpunktes haben gezeigt, dass diese Methodik gegenüber stark fehlerbehafteten Temperaturmessungen nicht belastbar ist. Die Kenntnis des ONB bzw. des Pinchpunktes und somit der Länge der Aufheizzone wird wiederum benötigt, um die Performance eines Kissenplattenapparates verlässlich abschätzen zu können. Dieser Kenntniserwerb ist essentiell, um Auslegungsgleichungen für Kissenplattenverdampfer zu entwickeln und zu etablieren, die letztendlich in Simulationswerkzeuge implementiert werden können.

- **Modellierung des integralen Wärmeübergangskoeffizienten für weitsiedende Gemische insbesondere bei geringen Drücken**

Die Ergebnisse in Abschnitt 2.3.6 haben gezeigt, dass für das technologiespezifische Gemisch Wasser-MEG das Modell nach BENNETT & CHEN 1980 die integralen Wärmeübergangskoeffizienten stark unterschätzt. Ein möglicher Erklärungsansatz ist, dass bedingt durch den geringen Druck große und schnellwachsende Dampfblasen und somit große Dichteunterschiede zwischen den Phasen eine verstärkte Rückvermischung in der Flüssigphase in Grenzschichtnähe verursachen, die der Anreicherung des Schwertsieders in der Flüssigkeit entgegenwirkt. Modellansätze zur Beschreibung jener Reduzierung der Stofftransportlimitierung existieren bereits und müssen weiterführend zur Modellierung von weitsiedenden Gemischen bei niedrigen Drücken für diesen Anwendungsfall evaluiert werden.

Neben der Verwendung von Kissenplatten und Rippenrohren in der chemischen Industrie, ist auch deren Einsatz in Wärmepumpen denkbar. Dabei sind Kohlenwasserstoffe aufgrund ihrer Verfügbarkeit als Arbeitsmedium interessant.

4 Verwendung der Zuwendung

UKS:

- wissenschaftlich-technisches Personal:
 - Die Bearbeitung durch wissenschaftliches Personal erfolgte für den Berichtszeitraum 01.12.2019 bis 28.02.2023 mit 29 Personenmonaten.
- Geräte:
 - – Entfällt –
- Leistungen Dritter:
 - – Entfällt –

TUM:

- wissenschaftlich-technisches Personal:
 - Die Bearbeitung durch wissenschaftliches Personal erfolgte für den Berichtszeitraum 01.12.2019 bis 28.02.2023 mit 29 Personenmonaten.
- Geräte:
 - – Entfällt –
- Leistungen Dritter:
 - – Entfällt –

TUBS:

- wissenschaftlich-technisches Personal:
 - Die Bearbeitung durch wissenschaftliches Personal erfolgte für den Berichtszeitraum 01.12.2019 bis 28.02.2023 mit 27,55 Personenmonaten.
- Geräte:
 - – Entfällt –
- Leistungen Dritter:
 - – Entfällt –

UPB:

- wissenschaftlich-technisches Personal:
 - Die Bearbeitung durch wissenschaftliches Personal erfolgte für den Berichtszeitraum 01.12.2019 bis 28.02.2023 mit 27 Personenmonaten.
- Geräte:
 - – Entfällt –
- Leistungen Dritter:
 - – Entfällt –

5 Notwendigkeit und Angemessenheit der geleisteten Arbeit

Aufgrund der Corona-Pandemie kam es an den Forschungsstellen zu Verzögerungen bei Umbauarbeiten, da diese im Lockdown nicht weitergeführt werden konnten. Es waren auch experimentelle Arbeiten betroffen, da die Messungen nicht beaufsichtigt werden konnten. Zudem kam es vereinzelt zu Lieferschwierigkeiten, die sich ebenfalls negativ auf den Fortschritt von Reparaturen und Umbauten auswirkten. Betroffen waren vorwiegend die AP 1 und 2, wodurch sich aber auch der Start der nachfolgenden AP stark verzögerte. Durch die Einschränkungen musste das Forschungsvorhaben aufwandsneutral um 9 Monate verlängert werden.

Die in AP 1 durchgeführte Wiederinbetriebnahme, die Validierung und der Umbau der Versuchsanlagen waren nötig, um verlässliche Messungen in den AP 2, 4, 5 und 7 zu ermöglichen. Die Messungen wiederum wurden für eine breite Datenbasis für die in AP 3 durchgeführte Modellierung und den in AP 6 angesetzten Vergleich mit dem Glattrohr als Stand der Technik benötigt. Durch die aufwandsneutrale Verlängerung von 9 Monaten konnten die Arbeitspakete größtenteils abgeschlossen werden und die Arbeiten in angemessenem Umfang durchgeführt werden. Der hieraus entstandene wissenschaftlich-technische und wirtschaftliche Nutzen ist in Kapitel 6 ausgeführt.

6 Wissenschaftlich-technischer und wirtschaftlichen Nutzen der Ergebnisse

Im Rahmen des Forschungsvorhabens wurde die Datenbasis zur Kondensation und Verdampfung an Rippenrohren und Kissenplatten für Reinstoffe und Gemische erweitert und Auslegungsmethoden aus der Literatur auf ihre Tauglichkeit zur Bestimmung des Wärmeübergangs an den untersuchten Wärmeübertragergeometrien geprüft.

Bei der Verdampfung an Einzelrohren wird aus den Ergebnissen im Rahmen dieses Projektvorhabens gezeigt, dass die Nusselt-Korrelation für konvektives Sieden für freie Konvektion eine sehr gute Übereinstimmung mit den experimentellen Daten aufweist. Eine Rippenstruktur führt im Bereich des konvektiven Siedens zu einer leichten Verbesserung des Wärmeübergangs im Vergleich zu einer glatten Struktur. Dies geht zum einem auf die Flächenvergrößerung zurück, und zum anderem, dass die Strömung um die Rohroberfläche durch die eingesetzte feine Rippenstruktur durch zusätzliche Kapillareffekte verstärkt wird. Im Bereich des Blasensiedens wird ebenfalls eine Erhöhung des Wärmeübergangs um bis zu 40 % durch die Rippenrohre gegenüber Glattrohren festgestellt, besonders im Bereich des beginnenden Blasensiedens. Diese Verbesserung nimmt für zunehmende Wärmestromdichten unabhängig vom Druck ab. Zusätzlich wird der Einfluss des Heizflächenmaterials auf den Wärmeübergang beim Blasensieden ausführlich diskutiert und der Ansatz für den Materialeinfluss von WENGLER 2017 wird bestätigt. Der Ansatz im VDI-Wärmeatlas unterschätzt den Materialeinfluss beim Blasensieden: Dies führt bei Verwendung dieser Gleichung dazu, dass der Apparat viel zu groß ausgelegt wird. Hinsichtlich der

Gemische wird die bekannte Verschlechterung durch das Gemisch bewiesen und die Berechnungsgleichung von FUJITA & TSUTSUI 1994 zeigt eine gute Übereinstimmung für engsiedende Gemische der verwendeten Alkohole. Die Verschlechterung des Wärmeübergangs durch die Gemische ist beim Rippenrohr ausgeprägter als für das Glattrohr, d.h. das hier eingesetzte Rippenrohr ist für das Gemisch nicht geeignet. Eine Überhitzung des Versuchsstoffes führt zu einer Belagbildung, die den Wärmeübergang stärker beeinflusst als das Gemisch, der Wärmeübergang wird erheblich durch den Belag verschlechtert.

Die Nußelt'sche Wasserhauttheorie ist geeignet, um die Kondensation an Glattrohren aus Edelstahl für die untersuchten Stoffsysteme zu beschreiben. An den Rippenrohren GEWA-K30 und GEWA-K28 FH09 wurden sehr ähnliche Wärmeübergangskoeffizienten gemessen. Gegenüber dem Glattrohr konnte der Wärmeübergang um den Faktor 2,35 bis 3,40 gesteigert werden. Die höchsten Steigerungsfaktoren von 3,11 bis 4,13 wurden am GEWA-K28 FH05 gemessen. Ein Vergleich mit den Messdaten zeigt, dass das am Lehrstuhl der TUM entwickelte Modell nach REIF 2016 zur Beschreibung der Messdaten geeignet ist. Die Modelle nach KUMAR ET AL. 2002 und BRIGGS & ROSE 1994 überschätzen die Messdaten hingegen deutlich. Der Wärmeübergangskoeffizient wird bei der Kondensation des engsiedenden Gemisches *n*-Propanol/Isobutanol kaum durch Gemischeffekte beeinflusst. Bei der Kondensation des weitsiedenden Gemisches Aceton/Isopropanol verringert sich der Wärmeübergangskoeffizient hingegen erheblich. Dieser Effekt ist am Rippenrohr deutlich stärker ausgeprägt als am Glattrohr. Die Anwesenheit des Inertgases Stickstoff wirkt sich auf den Wärmeübergang bei der Kondensation von *n*-Propanol stark negativ aus. Auch hier ist der Effekt am Rippenrohr stärker ausgeprägt. Das Filmmodell nach COLBURN & DREW 1937 liefert gute Ergebnisse für die Kondensation von Aceton/Isopropanol, beschreibt die Kondensation von *n*-Propanol in Anwesenheit von Stickstoff jedoch unzureichend. Zur Beschreibung der Kondensation in Anwesenheit eines Inertgases hat das Diffusion Layer Model nach PETERSON ET AL. 1993 vielversprechende Ergebnisse geliefert. Da Gemischeffekte bei der Kondensation von *n*-Propanol/Isobutanol kaum eine Rolle spielen, kann der Wärmeübergang für die Kondensation dieses Gemisches mit Reinstoffmodellen beschrieben werden. Das von BAEHR & STEPHAN 2019 in Gleichung (56) gegebene Kriterium eignet sich für eine grobe Abschätzung, ob die Anwesenheit einer zweiten Komponente den Wärmeübergang bei der Kondensation negativ beeinflusst. Für die im Projekt erhobenen Messdaten sollte der Grenzwert jedoch höher angesetzt werden, um eine möglichst genaue Beschreibung des Wärmeübergangs zu ermöglichen. Die im Projekt durchgeführten Messungen bieten die Möglichkeit das Kondensationsverhalten von Lösungsmitteln an Rippenrohren aus Edelstahl einzuschätzen und mit dem Glattrohr als Stand der Technik zu vergleichen. Der durchgeführte Vergleich der Messungen mit Modellen aus der Literatur ermöglicht zudem eine Einschätzung, welche Berechnungsmodelle sich für die Beschreibung der im Projekt untersuchten Problemstellung eignen.

Die Vermessung weiterer Reinstoffe sowie eng- und weitsiedender Gemische hat die bisherigen Kenntnisse, die zu Beginn des Forschungsvorhabens nur für Wasser und Hexanol existierten, bestätigt. Demnach kann durch Einsatz von Kissenplattenapparaten eine Erweiterung des Betriebsbereichs auch für weitere Reinstoffe ausgesprochen werden. Für das im Vergleich zu Hexanol viskosere System MEG konnte auch bei einer treibenden Temperaturdifferenz von nur 5 K und einem Druck von 200 mbara ein Umlauf festgestellt werden. Für das engsiedende System Pentanol-Hexanol wurde in Abhängigkeit des Leichtsiederanteils nur eine geringfügige Verschlechterung der Fluidynamik und Wärmeübertragung gegenüber den jeweiligen Reinstoffen festgestellt. Bei dem weitsiedenden Gemisch Wasser-MEG sowie beim System mit der

Inertkomponente Glycerin zeigte sich ein typisches Minimum in der fluidodynamischen und thermischen Performance des Apparates. Bei der Verdampfung des weitsiedenden Gemischs und bei Verdampfung mit Inert wurde ein deutlich eingeschränkterer Betriebsbereich festgestellt. Zur Modellierung des produktseitigen Wärmeübergangs ist das Modell nach BENNETT & CHEN 1980, welches auf Berechnungsgleichungen des Strömungssiedens basiert, für Reinstoffe und engsiedende Gemische gut geeignet. Für das weitsiedende Gemisch und kleinem Druck unterschätzt das Modell jedoch den Wärmeübergang um bis zu 60 %. Zur Abschätzung der Naturumlaufverdampfung mittels eines Kissenplattenverdampfers kann ein Rohrbündeläquivalent auf Basis der bekannten Geometrieparameter des Kissenplattenapparates definiert werden. Die Simulation eines solchen geometrischen Äquivalents erlaubt die Abschätzung integraler Performanceparameter, wie des Umlauf- und Wärmestroms. Für Reinstoffe liefert die Simulation zum Experiment vergleichbare Werte. Die Simulation der untersuchten Gemische bedarf noch weiterer Untersuchungen, wobei hierfür weiterführende Betrachtungen zur Fluidodynamik und dem Siedeverhalten in Kissenplattengeometrien erforderlich werden. Die Äquivalenzbetrachtung hat darüberhinaus gezeigt, dass die Kissenplatte wesentlich kompakter gegenüber dem Rohrbündeläquivalent ausfällt und ein um den Faktor 2,5 kleineres Volumen einnimmt.

Im Forschungsvorhaben wurde an der Universität Paderborn kontinuierlich daran gearbeitet, den Kondensationsprozess in Kissenplatten-Wärmeübertragern zu realisieren und das Prozessverhalten in kondensierenden Gemischen zu bewerten. Dazu wurde zunächst die Kondensation reinen Wasserdampfs in einer in Paderborn vorhandenen Versuchsanlage untersucht. Die nach mehreren Jahren Stillstand erfolgte Inbetriebnahme der Anlage verdeutlichte Schwierigkeiten, die mit dem Betrieb solch großer Messapparaten verbunden sind. Die methodischen Wege zur Beseitigung der Probleme könnten als Ergebnis der Studie dienen. In der Schlussphase des Projektes konnten einige Messpunkte aufgenommen werden (dargestellt in 2.4.2), wodurch gezeigt wurde, dass der Betrieb der Anlage, nach großen (über das Projekt hinausgehenden) Investitionen, möglich ist.

Die nachvollziehbare und abgestimmte Untersuchung der Verdampfung und der Kondensation an innovativen Wärmeübertragerbauformen bieten einen transparenten Vergleich innovativer Technologien mit dem Stand der Technik. Das ermöglicht es Ingenieursdienstleistern, ohne eigene experimentelle Möglichkeiten, die untersuchten Wärmeübertragerbauformen in ihr Portfolio zu übernehmen. Hierdurch wird auch apparatebauenden KMU eine Gegenüberstellung der untersuchten Bauformen ermöglicht. Die Apparate können hierdurch besser bewertet und die optimale Bauform ausgelegt werden. Zudem können KMU die bereitgestellten Messdaten als Grundlage zur Auslegung von Wärmeübertragern verwenden und auch Anwender und Betreiber von Produktionsanlagen, als potenzielle Kunden für diese KMU, können das Potential der innovativen Bauformen besser abschätzen. Die gewonnenen Ergebnisse stellen damit eine bisher nicht verfügbare Informationsbasis dar.

7 Plan zum Ergebnistransfer in die Wirtschaft

Um eine möglichst enge Abstimmung der Projektarbeit zu ermöglichen, haben sich die Forschungsstellen und der Projektbegleitende Ausschuss regelmäßig zu Projekttreffen zusammengefunden. Die Treffen zur internen Abstimmung im Projekt sind in Tabelle 20 aufgeführt.

Tabelle 20: Treffen zur internen Abstimmungen der Forschungsstellen und der Industriepartner

Art	Organisation	Ort	Datum
Kick-Off-Treffen	TU Braunschweig	Braunschweig	14.02.2020
1. Doktorandenseminar	Universität Kassel	Kassel	17.09.2020
1. Projekttreffen	Universität Kassel	Kassel	18.09.2020
2. Doktorandenseminar	Universität Paderborn	Online	08.04.2021
2. Projekttreffen	Universität Paderborn	Online	09.04.2021
1. Treffen der Forschungsstellen	TU München	Online	12.07.2021
3. Doktorandenseminar	TU München	München	05.10.2021
3. Projekttreffen	TU München	München	06.10.2021
4. Doktorandenseminar	Universität Paderborn	Paderborn	21.03.2022
4. Projekttreffen	Universität Paderborn	Paderborn	22.03.2022
2. Treffen der Forschungsstellen	TU München	Online	20.05.2022
5. Doktorandenseminar	TU Braunschweig	Online	05.10.2022
5. Projekttreffen	TU Braunschweig	Online	06.10.2022
Abschlusstreffen	Universität Kassel	Online	14.02.2023

Die Projektergebnisse wurden bereits während der Projektlaufzeit außerhalb des projektbegleitenden Ausschusses vorgestellt und diskutiert. Die im Rahmen der Projektlaufzeit durchgeführten Transfermaßnahmen sind in Tabelle 21 zusammengefasst.

Tabelle 21: Während der Projektlaufzeit durchgeführte Transfermaßnahmen

Maßnahme	Ziel	Ort/Rahmen	Datum/ Zeitraum
Zeitschriftenbeitrag	Vermittlung von experimentellen Techniken für Strömungs- und Stoffübergangsuntersuchungen (in thermischen Trennsystemen)	Chemie Ingenieur Technik	Juli 2020
Konferenzbeitrag	Fachlicher Austausch im Bereich der Wärmeübertragung	SPIL2020, Online	November 2020
Konferenzbeitrag	Fachlicher Austausch im Bereich der Wärmeübertragung	ProcessNet Fachgruppe „Wärme- und Stoffübertragung“, Online	Februar 2021
Konferenzbeitrag	Kommunikation der Ergebnisse für gesamte Breite der Prozessindustrie	Achema Pulse 2021, Online	Juni 2021

Konferenzbeitrag	Kommunikation der Ergebnisse für gesamte Breite der Kältetechnikindustrie	DKV-Tagung 2021	November 2021
Konferenzbeitrag	Fachlicher Austausch im Bereich der Wärmeübertragung	ProcessNet Fachgruppe „Wärme- und Stoffübertragung“, Würzburg	Juli 2022
Konferenzbeitrag	Kommunikation der Ergebnisse für gesamte Breite der Prozessindustrie	Achema 2022, Frankfurt am Main	August 2022
Konferenzbeitrag	Fachlicher Austausch zur Modellierung und Simulation von Wärmeübertragung bzw. Trenntechnik	ProcessNet Fachgruppe „Wärme- und Stoffübertragung“, Frankfurt am Main	März 2023
Zeitschriftenbeitrag (under review)	Veröffentlichung des Vergleichs eines Naturumlaufverdampfers in Kissenplattenbauweise mit einem äquivalenten Rohrbündelapparat	Case Studies in Thermal Engineering	Eingereicht Februar 2023
Zeitschriftenbeitrag (under review)	Veröffentlichung der Messergebnisse zur Kondensation an Rippenrohren in Anwesenheit eines Inertgases	International Journal of Heat and Mass Transfer	Eingereicht März 2023

Um die gewonnen Erkenntnisse auch nach Ende der Projektlaufzeit der Fachcommunity vorzustellen, sind die in Tabelle 22 genannten Transfermaßnahmen nach Abschluss des Projekts geplant.

Tabelle 22: Transfermaßnahmen nach Abschluss des Projekts

Maßnahme	Ziel	Ort/Rahmen	Datum/ Zeitraum
Konferenzbeitrag	Kommunikation der Ergebnisse für gesamte Breite der Kältetechnikindustrie	ICR: International Congress of Refrigeration	August 2023
Konferenzbeitrag	Kommunikation der Ergebnisse für gesamte Breite der Kältetechnikindustrie	DKV-Tagung 2023	November 2023
Fortbildungsbeitrag	Vermittlung der gewonnenen Erkenntnisse an interessierte akademische und industrielle Teilnehmende	GVT-Hochschulkurs „Produktschonende Verdampfung“ Webinar	Q4/2023
Zeitschriftenartikel	Publikation der Ergebnisse der ersten Projektphase	Chemie Ingenieur Technik	Q4/2023
Fortbildungsbeitrag	Vermittlung der gewonnenen Erkenntnisse an interessierte akademische und industrielle Teilnehmende	GVT-Hochschulkurs „Produktschonende Verdampfung“/Webinar	Q3/2024
Dissertationen	Umfassende Beschreibung der Projektinhalte und -ergebnisse	Veröffentlichung auf den Universitätsservern oder im Verlag	Ab 2025
Besuch	Besuchsmöglichkeit der Forschungsstellen mit fachlichem Austausch zu den untersuchten Wärmeübertragern und deren Einsatzmöglichkeiten	Alle beteiligten Forschungsstellen	Nach Absprache

Einschätzung der Realisierbarkeit des vorgeschlagenen und aktualisierten Transferkonzepts

Die Vermittlung der gewonnenen Erkenntnisse durch einen Fortbildungsbeitrag soll an Stelle eines GVT-Hochschulkurses in Form eines Webinars im 4. Quartal 2023 stattfinden. Hierzu wurde sich bereits mit möglichen Organisatoren abgestimmt. Die Veröffentlichung der Ergebnisse aus der ersten Projektphase soll in Form eines Zeitschriftenbeitrags in der Chemie Ingenieur Technik erfolgen. Geplant ist ein Sonderheft mit dem Arbeitstitel „Apparatetechnologien für herausfordernde Einsatzgebiete“ im 4. Quartal 2023. Die in Tabelle 22 aufgeführten Maßnahmen zum Transfer der Projektergebnisse nach Abschluss des Projekts sind im gegebenen Zeitplan realisierbar.

Literatur

ACKERMANN 1937

Ackermann, G.: Wärmeübergang und molekulare Stoffübertragung im gleichen Feld bei großen Temperatur- und Partialdruckdifferenzen. VDI Forschungsheft 382 (1937), S. 1-16.

BAEHR & STEPHAN 2019

Baehr, H. D.; Stephan, K.: Wärme- und Stoffübertragung. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg 2019.

BEAVER & HUGHMARK 1968

Beaver, P. R.; Hughmark, G. A.: Heat transfer coefficients and circulation rates for thermosiphon reboilers. AIChE Journal 14 (1968) 5, S. 746-749.

BENNETT & CHEN 1980

Bennett, D. L.; Chen, J. C.: Forced convective boiling in vertical tubes for saturated pure components and binary mixtures. AIChE Journal 26 (1980) 3, S. 454-461.

BRIGGS & ROSE 1994

Briggs, A.; Rose, J. W.: Effect of fin efficiency on a model for condensation heat transfer on a horizontal, integral-fin tube. International Journal of Heat and Mass Transfer 37 (1994), S. 457-463.

BÜCHNER ET AL. 2015

Büchner, A.; Reif, A.; Rehfeldt, S.; Klein, H.: Problematik einheitlicher Betrachtungen des Wärmedurchgangs bei der Kondensation an strukturierten Rohren. Chemie Ingenieur Technik 87 (2015) 3, S. 301-305.

CHENG 2008

Cheng, N.-S.: Formula for the Viscosity of a Glycerol-Water Mixture. Industrial & Engineering Chemistry Research 47 (2008) 9, S. 3285-3288.

COLBURN & DREW 1937

Colburn, A. P.; Drew, A. B.: The condensation of mixed vapors. American Institute of Chemical Engineers 33 (1937) 2, S. 197-215.

DANGER 2004

Danger, E.: Wärmeübergang und Blasenbildung beim Sieden. Dissertation. Universität Paderborn (2004).

DEEB o. J.

Deeb, M.: Einfluss der mikro- und makrostrukturierten Edelstahloberflächen auf den Wärmeübergang beim Sieden [Dissertation in Bearbeitung]. Universität Kassel. Kassel (o. J.).

FATH 1986

Fath, W.: Wärmeübergangsmessungen an Glatt- und Rippenrohre in einer Standardapparatur für Siederversuche. Dissertation. Universität Paderborn (1986).

FRITZ 1935

Fritz, W.: Berechnung des Maximalvolumens von Dampfblasen. Physikalische Zeitschrift (1935) 36, S. 379-384.

FUJITA & TSUTSUI 1994

Fujita, Y.; Tsutsui, M.: Heat transfer in nucleate pool boiling of binary mixtures. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 37 (1994), S. 291-302.

FULLER ET AL. 1966

Fuller, E. N.; Schettler, P. D.; Giddings, J. C.: New Method for Prediction of Binary Gas-Phase Diffusion Coefficients. *Industrial & Engineering Chemistry* 58 (1966) 5, S. 18-27.

DIN EN ISO 4287:2010-07

Deutsches Institut für Normung e.V. 4287:2010-07: Geometrische Produktspezifikationen (GPS) – Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren-Benennungen, Definitionen und Kenngrößen der Oberflächenbeschaffenheit. Berlin: Beuth Verlag GmbH 2010.

GNIELINSKI 1975

Gnielinski, V.: Neue Gleichungen für den Wärme- und den Stoffübergang in turbulent durchströmten Rohren und Kanälen. *Forschung im Ingenieurwesen* 41 (1975) 1, 8-16.

GNIELINSKI 2013

Gnielinski, V.: On heat transfer in tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 63 (2013), S. 134-140.

GOETZ 1980

Goetz, J.: Entwicklung und Erprobung einer Normapparatur zu Messung des Wärmeübergangs beim Blasensieden. Dissertation. Karlsruhe (1980).

GORENFLO 2006

Gorenflo, D.: Behältersieden (Sieden bei freier Konvektion). In: VDI e.V. (Hrsg.): VDI-Wärmeatlas. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg 2006, S. 618-645.

GORENFLO 2013

Gorenflo, D.: H₂ Behältersieden (Sieden in freier Konvektion). In: VDI e.V. (Hrsg.): VDI-Wärmeatlas. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg 2013, S. 853-894.

GRUNBERG & NISSAN 1949

Grunberg, L.; Nissan, A. H.: Mixture law for viscosity. *Nature* 164 (1949) 4175, S. 799.

HÜBNER & KÜNSTLER 1997

Hübner, P.; Künstler, W.: Pool boiling heat transfer at finned tubes: influence of surface roughness and shape of the fins. *International Journal of Refrigeration* 20 (1997) 8, S. 575-582.

JAMIESON ET AL. 1975

Jamieson, D. T.; Irving, J. B.; Tudhope, J. S.: Liquid thermal conductivity: a data survey to 1973. Edinburgh, Scotland, 1975.

KLAN & THESS 2013

Klan, H.; Thess, A.: F₂ Wärmeübertragung durch freie Konvektion: Außenströmung. In: VDI e.V. (Hrsg.): VDI-Wärmeatlas. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg 2013, S. 757-764.

KLEIBER & JOH 2019a

Kleiber, M.; Joh, R.: D1 Berechnungsmethoden für thermophysikalische Stoffeigenschaften. In: Stephan, P. et al. (Hrsg.): VDI-Wärmeatlas. 12 Aufl. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg 2019, S. 157-200.

KLEIBER & JOH 2019b

Kleiber, M.; Joh, R.: D3.1 Thermophysikalische Stoffwerte sonstiger reiner Flüssigkeiten und Gase. In: Stephan, P. et al. (Hrsg.): VDI-Wärmeatlas. 12 Aufl. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg 2019, S. 355-445.

KONAKOV 1946

Konakov, P.: Eine neue Formel für den Reibungskoeffizienten glatter Rohre (Orig. russ.). Berichte der Akademie der Wissenschaften der UDSSR 7 (1946), S. 503-506.

KUMAR ET AL. 2002

Kumar, R.; Varma, H. K.; Mohanty, B.; Agrawal, K. N.: Prediction of heat transfer coefficient during condensation of water and R-134a on single horizontal integral-fin tubes. International Journal of Refrigeration 25 (2002) 1, S. 111-126.

LU ET AL. 2023

Lu, Y.; Jasch, K.; Scholl, S.: Simulation of Thermosiphon Reboilers Using Wire Matrix Inserts at Lower Operating Range. Heat Transfer Engineering 44 (2023) 3, S. 246-258.

MASON & SAXENA 1958

Mason, E. A.; Saxena, S. C.: Approximate Formula for the Thermal Conductivity of Gas Mixtures. Physics of Fluids 1 (1958) 5, S. 361.

NUßELT 1916

Nußelt, W.: Die Oberflächenkondensation des Wasserdampfes. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 60 (1916) 27, 541-546, 569-575.

PETERSON ET AL. 1993

Peterson, P. F.; Schrock, V. E.; Kageyama, T.: Diffusion Layer Theory for Turbulent Vapor Condensation With Noncondensable Gases. Journal of Heat Transfer 115 (1993) 4, S. 998-1003.

PIPER ET AL. 2015

Piper, M.; Olenberg, A.; Tran, J. M.; Kenig, E. Y.: Determination of the geometric design parameters of pillow-plate heat exchangers. Applied Thermal Engineering 91 (2015), S. 1168-1175.

PIPER ET AL. 2017

Piper, M.; Zibart, A.; Kenig, E. Y.: New design equations for turbulent forced convection heat transfer and pressure loss in pillow-plate channels. International Journal of Thermal Sciences 120 (2017), S. 459-468.

POLING ET AL. 2001

Poling, B. E.; Prausnitz, J. M.; O'Connell, J. P.: Properties of Gases and Liquids. 5. Aufl. New York: McGraw-Hill 2001. ISBN: 978-0-07-149999-6.

REFPROP 2018

REFPROP: REFPROP Documentation. 2018.

REIF 2016

Reif, A. V.: Kondensation von Reinstoffen an horizontalen Rohren. Dissertation. Technische Universität München. München (2016).

ROEMER 1970

Roemer, R. B.: Surface temperature fluctuations during steady state boiling. International Journal of Heat and Mass Transfer 13 (1970) 6, S. 985-995.

ROSE 1994

Rose, J. W.: An approximate equation for the vapour-side heat-transfer coefficient for condensation on low-finned tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 37 (1994) 5, S. 865-875.

STEPHAN ET AL. 2019

Stephan, Peter; Kabelac, Stephan; Kind, Matthias; Mewes, Dieter; Schaber, Karlheinz; Wetzel, Thomas (Hrsg.): *VDI-Wärmeatlas*. 12. Aufl. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg 2019.

STEPHAN & KÖRNER 1969

Stephan, K.; Körner, M.: Berechnung des Wärmeübergangs verdampfender binärer Flüssigkeitsgemische. *Chemie Ingenieur Technik* 41 (1969) 7, S. 409-417.

STEPHAN & PREUßER 1979

Stephan, K.; Preußner, P.: Wärmeübergang und maximale Wärmestromdichte beim Behältersieden binärer und ternärer Flüssigkeitsgemische. *Chemie Ingenieur Technik* (1979) 5, S. 37.

TANDON & SAXENA 1965

Tandon, P.; Saxena, S.: *Properties of Gases and Liquids*. *Appl. Sci. Res* 19 (1965), S. 163.

VDI E.V. 2006

VDI e.V. (Hrsg.): *VDI-Wärmeatlas*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg 2006.

WECKESSER 1990

Weckesser, M.: *Untersuchungen zur Blasenbildung beim Sieden in freier Konvektion*. Dissertation. Universität Karlsruhe (1990).

WENGLER 2017

Wengler, C.: *Einfluss des Heizwandmaterials auf den Wärmeübergang beim Blasensieden*. Dissertation. Universität Kassel (2017).

WILKE 1950

Wilke, C. R.: A Viscosity Equation for Gas Mixtures. *The Journal of Chemical Physics* 18 (1950) 4, S. 517-519.