



Fakultät für Maschinenwesen

Lehrstuhl für Anlagen- und Prozesstechnik

# Kondensation von Reinstoffen an horizontalen Rohren

Anna Verena Reif

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Maschinenwesen der Technischen Universität München zur Erlangung des akademischen Grades eines  
Doktor-Ingenieurs  
genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Univ.-Prof. Wolfgang Polifke, Ph.D.

Prüfer der Dissertation:

1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Harald Klein
2. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Stephan Kabelac

Die Dissertation wurde am 06.06.2016 bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 21.11.2016 angenommen.



Teile der vorgelegten Dissertation sind in folgenden Publikationen erschienen:

REIF, A.; BÜCHNER, A.; REHFELDT, S.; KLEIN, H.: *Äußerer Wärmeübergangskoeffizient bei der Kondensation von Reinstoffen an einem horizontalen Rippenrohr*. Chemie Ingenieur Technik 87.3 (2015), S. 260-269.

BÜCHNER, A.; REIF, A.; REHFELDT, S.; KLEIN, H.: *Problematik einheitlicher Betrachtungen des Wärmedurchgangs bei der Kondensation an strukturierten Rohren*. Chemie Ingenieur Technik 87.00 (2015), S. 1–6.

BÜCHNER, A.; REIF, A.; REHFELDT, S.; KLEIN, H.: *Untersuchung der Kondensation von Reinstoffen an einem horizontalen berippten Rohrbündel*. Chemie Ingenieur Technik 87.3 (2015), S. 270-279.





# Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftliche Mitarbeiterin am Lehrstuhl für Anlagen- und Prozesstechnik der Technischen Universität München. Ich möchte allen Personen, die mich dabei unterstützt haben, meinen aufrichtigen Dank aussprechen.

Ich bedanke mich bei meinem Doktorvater Herrn Prof. Dr.-Ing. Harald Klein für das Vertrauen, ein für den damals jungen Lehrstuhl komplett neues Themengebiet übernehmen und bearbeiten zu dürfen. Sein Engagement für ausgezeichnete Lehre und Forschung, das auf fachliche Präzision zielt und sich auch auf die sorgfältige Gestaltung von Lehrmaterialien und Texten erstreckt, schätze ich sehr.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Stephan Kabelac danke ich für die Übernahme des Zweitgutachtens und die vielen guten Gespräche auf Projekttreffen und Konferenzen. Herrn Prof. Wolfgang Polifke, Ph.D. danke ich für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes.

Ich bedanke mich herzlich bei meinen Kollegen: Herrn Dipl.-Ing. Alexander Büchner danke ich, dass er mir nicht nur ein sehr guter Kollege und Forschungspartner war, sondern auch ein Freund ist. Herrn Dr.-Ing. Sebastian Rehfeldt danke ich für die vielen fachlichen und privaten Gespräche und die Weitergabe seiner Erfahrungen, von denen ich so viel gelernt habe. Den Herren Johannes Sundberg, M.Sc., Fabian Höhler, M.Sc. und Andreas Rarrek, M.Sc. danke ich für ihre Kollegialität und Freundschaft.

Meinen lieben Eltern und meinen drei lieben Schwestern danke ich, dass sie mir gelernt haben, Dinge und Probleme ernsthaft aber mit Humor anzugehen. Ich danke ihnen für ihre zahlreichen Erfahrungen aus den verschiedensten Blickwinkeln der Wissenschaft und des Berufslebens, die mich nicht nur während meiner Promotion unterstützten sondern auch mein Leben außerhalb der Universität bereichern.

Danke.

Langenpettenbach im Dezember 2016

Anna Reif



# Kurzfassung

Bei der Kondensation der Reinstoffe iso-Propanol, n-Pentan, n-Heptan, iso-Oktan und Wasser wird der äußere Wärmeübergangskoeffizient experimentell bestimmt. Die Untersuchungen werden dabei an horizontalen Glattrohren aus Baustahl oder Edelstahl und Rippenrohren aus Baustahl, Edelstahl oder Titan durchgeführt. Der an einem einzelnen Rippenrohr gemessene äußere Wärmeübergangskoeffizient wird mit dem an einem einzelnen Glattrohr verglichen. Die Bezugsfläche für den äußeren Wärmeübergangskoeffizienten ist für beide Rohrtypen die äußere Oberfläche des Glattrohres, dessen Außendurchmesser dem Durchmesser des Rippenrohres an der Rippenspitze entspricht. Dieser Vergleich liefert einen um den Faktor 3 bis 8 besseren äußeren Wärmeübergangskoeffizienten an einem Rippenrohr im Gegensatz zum Glattrohr. Die theoretischen Modelle aus der veröffentlichten Literatur geben die experimentellen Daten nur bedingt wieder, da diese oftmals an Daten bei der Kondensation von Kältemitteln und Wasser an Rippenrohren aus Kupfer angepasst sind.

Bei der Kondensation der oben genannten Reinstoffe an einem Rohrbündel aus drei untereinander angeordneten Glattrohren ist deutlich der Inundationseffekt erkennbar. Dadurch nimmt der äußere Wärmeübergangskoeffizient mit steigender Rohrreihe ab. An einem Rohrbündel, das aus drei untereinander angeordneten Rippenrohren besteht, ist keine Verschlechterung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten mit steigender Zahl der Rohrreihe beobachtbar. Theoretische Modelle für ein Glattrohrbündel geben die experimentellen Daten gut wieder. Die Daten an einem Rippenrohrbündel können mit den theoretischen Modellen aus der veröffentlichten Literatur teilweise gut reproduziert werden.

Da die aus der veröffentlichten Literatur bekannten theoretischen Modelle keine zuverlässige Vorhersage des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten an einem einzelnen horizontalen Rippenrohr zulassen, wird ein eigener Ansatz zur Berechnung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten entwickelt. Dieser Ansatz ist ein funktionaler Zusammenhang dimensionsloser Kennzahlen. Dabei werden Kennzahlen gewählt und hergeleitet, die die bei der Kondensation auftretenden Phänomene wiedergeben. Mit diesem Ansatz kann der äußere Wärmeübergangskoeffizient bei der Kondensation von Reinstoffen an einem einzelnen horizontalen Rippenrohr mit einer maximalen Abweichung von  $\pm 20\%$  vorhergesagt werden.



# Abstract

The outer heat transfer coefficient is experimentally determined during condensation of the pure components iso-propanol, n-pentane, n-heptane, iso-octane and water on horizontal smooth carbon steel or stainless steel and low-finned carbon steel, stainless steel or titanium tubes. The aim is to compare the outer heat transfer coefficient on a low-finned tube with the outer heat transfer coefficient on a smooth tube. In both cases the reference surface area is the outer surface area of a smooth tube with an outer diameter equal to the diameter at the fin tip of a low-finned tube. This comparison results in an enhancement factor of about 3 to 8 on a low-finned tube. Theoretical models from literature cannot be used in general for the prediction of the outer heat transfer coefficient because these models are adopted to experimental data for the condensation of refrigerants and water on low-finned copper tubes.

During condensation of the above mentioned pure components on a horizontal bundle of smooth tubes the inundation effect and hence a decrease of the outer heat transfer coefficient with increasing row number is observed. On a bundle of low-finned tubes, no deterioration of the outer heat transfer coefficient with increasing row number is observed. The outer heat transfer coefficient on a bundle of smooth tube is well predicted with theoretical models. For the condensation on a bundle of low-finned tubes, theoretical models agree partially with experimental data.

Because of the limited suitability of theoretical models, a new approach is developed for the prediction of the outer heat transfer coefficient during condensation of a pure component on a single horizontal low-finned tube. This model is based on dimensionless numbers, which describe the phenomena occurring during condensation on low-finned tubes. With this theoretical approach the outer heat transfer coefficient can be predicted with a maximum deviation of  $\pm 20\%$ .



# Inhaltsverzeichnis

<b>Formelzeichen und Abkürzungen</b>	<b>XV</b>
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
<b>2 Grundbegriffe der Wärmeübertragung</b>	<b>3</b>
2.1 Stationäre Wärmeleitung . . . . .	4
2.2 Konvektiver Wärmeübergang . . . . .	7
2.3 Wärmedurchgang . . . . .	9
<b>3 Kondensation am horizontalen Rohr</b>	<b>13</b>
3.1 Rohre zur Kondensation . . . . .	13
3.2 Berechnung des Wärmeübergangs . . . . .	15
3.3 Bezugsgrößen am Rippenrohr . . . . .	17
3.3.1 Definition der äußeren Oberfläche . . . . .	18
3.3.2 Definition des äußeren Durchmessers . . . . .	20
3.4 Kondensation am horizontalen Einzelrohr . . . . .	21
3.4.1 Nußeltsche Wasserhauttheorie am einzelnen Glattrohr . . . . .	21
3.4.2 Effekte bei der Kondensation am Rippenrohr . . . . .	23
3.4.3 Theoretische Beschreibung des Wärmeübergangs am einzelnen Rippenrohr . . . . .	27
3.4.3.1 Steigerungsfaktor nach ROSE 1994 und BRIGGS & ROSE 1994 . . . . .	28
3.4.3.2 Kondensationszahl von KUMAR ET AL. 2002b . . . . .	32
3.4.3.3 Modell von AL-BADRI ET AL. 2013 . . . . .	34
3.5 Kondensation am horizontalen Rohrbündel . . . . .	36
3.5.1 Effekte bei der Kondensation am Rohrbündel . . . . .	36
3.5.2 Inundationseffekt am Glattrohrbündel . . . . .	38
3.5.3 Nußeltsche Wasserhauttheorie am Glattrohrbündel . . . . .	39
3.5.4 Effekte bei der Kondensation am Rippenrohrbündel . . . . .	40
3.5.5 Theoretische Beschreibung des Wärmeübergangs am Rippenrohr- bündel . . . . .	41
3.5.5.1 Modell von KATZ & GEIST 1948 . . . . .	41
3.5.5.2 Korrelation von WEBB & MURAWSKI 1990 . . . . .	42
3.6 Literaturübersicht . . . . .	43
3.6.1 Kondensation am einzelnen Rippenrohr . . . . .	43
3.6.2 Kondensation am Rohrbündel . . . . .	49
3.7 Kondensation unter Inertgaseinfluss . . . . .	50

<b>4</b>	<b>Zielsetzung der Forschungsarbeit</b>	<b>53</b>
<b>5</b>	<b>Bestimmung des Wärmeübergangs am horizontalen Rohr</b>	<b>55</b>
5.1	Versuchsaufbau . . . . .	55
5.1.1	Anlagenschemata . . . . .	55
5.1.2	Rohranordnung . . . . .	59
5.2	Versuchsmethodik . . . . .	60
5.3	Untersuchte Rohre und Reinstoffe . . . . .	61
5.3.1	Rohrangaben . . . . .	61
5.3.2	Reinstoffe . . . . .	63
5.4	Experimentelle Bestimmung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten	63
<b>6</b>	<b>Kondensation von Reinstoffen am Einzelrohr</b>	<b>67</b>
6.1	Vergleich in Abhängigkeit der Wärmestromdichte . . . . .	67
6.1.1	Vergleich zwischen Glattrohr und Rippenrohren . . . . .	67
6.1.2	Vergleich verschiedener Rippenrohre . . . . .	71
6.2	Vergleich der Steigerungsfaktoren . . . . .	75
6.2.1	Vergleich der experimentellen Daten . . . . .	76
6.2.2	Vergleich mit bestehenden theoretischen Modellen . . . . .	79
6.3	Kondensation von Wasser am Rippenrohr . . . . .	83
<b>7</b>	<b>Kondensation von Reinstoffen am Rohrbündel</b>	<b>85</b>
7.1	Kondensation am Glattrohrbündel . . . . .	85
7.2	Kondensation am Rippenrohrbündel . . . . .	88
7.3	Vergleich mit theoretischen Modellen . . . . .	92
7.3.1	Glattrohrbündel . . . . .	92
7.3.2	Rippenrohrbündel . . . . .	94
<b>8</b>	<b>Beschreibung des Wärmeübergangs mit dimensionslosen Kennzahlen</b>	<b>97</b>
8.1	Definition der Kondensations-Zahl . . . . .	97
8.2	Kondensations-Zahl am Glattrohr . . . . .	99
8.3	Kondensations-Zahl am Rippenrohr . . . . .	101
8.3.1	Abhängigkeit von der Oberflächenspannung . . . . .	101
8.3.2	Abhängigkeit vom Rohrwerkstoff . . . . .	103
8.3.3	Abhängigkeit von der Rippendichte . . . . .	105
<b>9</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>109</b>
<b>A</b>	<b>Anhang</b>	<b>113</b>
A.1	Steigerungsfaktor nach BRIGGS & ROSE 1994 bei nicht konstanter Wandtemperatur . . . . .	113
A.2	Herleitung der Nußeltschen Wasserhauttheorie am Rohrbündel . . . . .	116
A.3	Angaben zur Messensorik . . . . .	117
A.4	Stoffdaten . . . . .	118
A.4.1	Stoffdaten der Reinstoffe bei Sättigungszustand . . . . .	118



---

A.4.2	Stoffdaten des Kühlwassers . . . . .	119
A.5	Messunsicherheit . . . . .	120
A.6	Experimentelle Daten . . . . .	122
A.6.1	Äußerer Wärmeübergangskoeffizient am Einzelrohr . . . . .	122
A.6.2	Steigerungsfaktoren am Einzelrohr . . . . .	133
A.6.3	Äußerer Wärmeübergangskoeffizient am Rohrbündel . . . . .	134
<b>Literatur</b>		<b>153</b>



# Formelzeichen und Abkürzungen

## Lateinische Formelzeichen

$a$	Temperaturleitfähigkeit	$\text{m}^2/\text{s}$
$A$	Fläche	$\text{m}^2$
$B, B_L$	Konstanten nach ROSE 1994 und BRIGGS & ROSE 1994	–
$c$	spezifische Wärmekapazität	$\text{J}/(\text{kg K})$
$C$	Konstante	–
$d$	Durchmesser	$\text{m}$
$d_H$	hydraulischer Durchmesser	$\text{m}$
$E$	Energie	$\text{J}$
$E_M$	an Materietransport gebundene Energie	$\text{J}$
$f$	Flächenanteil im ungefluteten Rohrbereich, bedeckt mit haftendem Kondensat	–
$F_g$	Gewichtskraft	$\text{N}$
$g$	Erdbeschleunigung	$\text{m}/\text{s}^2$
$h$	Rippenhöhe	$\text{m}$
$h_v$	mittlere vertikale Rippenhöhe	$\text{m}$
$\Delta h_V$	spezifische Verdampfungsenthalpie	$\text{J}/\text{kg}$
$I$	elektrische Stromstärke	$\text{A}$
$k$	Wärmedurchgangskoeffizient	$\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})$
$L$	Länge	$\text{m}$
$m$	Exponent	–
$m$	Parameter nach BRIGGS & ROSE 1994	$1/\text{m}$
$\dot{m}$	Massenstrom	$\text{kg}/\text{s}$
$n$	Anzahl der Rippenrohrsegmente	–
$n$	Rohrreihe	–
$\dot{n}$	Stoffmengenstrom	$\text{mol}/\text{s}$
$p$	Druck	$\text{bar}$
$\dot{q}$	Wärmestromdichte	$\text{kW}/\text{m}^2$

$Q$	Wärme	J
$\dot{Q}$	Wärmestrom	W
$r$	Radius	m
$R$	elektrischer Widerstand	$\Omega$
$R$	Wärmewiderstand	K/W
$s$	Rippenabstand	m
$t$	Rippendicke	m
$t$	Zeit	s
$T$	absolute Temperatur	K
$\Delta T_{\log}$	logarithmische Temperaturdifferenz	K
$u$	Geschwindigkeit	m/s
$U$	elektrische Spannung	V
$U$	Umfang	m
$W$	Arbeit	J
$x, y, z$	Variablen für Exponenten	—
$x$	horizontale Koordinate	m
$y$	Molanteil	—

### Griechische Formelzeichen

$\alpha$	Wärmeübergangskoeffizient	W/(m <sup>2</sup> K)
$\bar{\alpha}$	mittlerer Wärmeübergangskoeffizient eines Rohrbündels	W/(m <sup>2</sup> K)
$\delta$	Grenzschichtdicke	m
$\delta$	Dicke des Kondensatfilms	m
$\delta$	Dicke der Platte	m
$\Delta$	Differenz	—
$\varepsilon$	Steigerungsfaktor	—
$\eta$	dynamische Viskosität	Pa s
$\theta$	Winkel in radialer Richtung	°
$\lambda$	Wärmeleitfähigkeit	W/(m K)
$\nu$	kinematische Viskosität	m <sup>2</sup> /s
$\xi(\phi_F)$	Funktion nach ROSE 1994 und BRIGGS & ROSE 1994	—
$\xi$	Widerstandsbeiwert nach KONAKOV 1946	—
$\pi$	Kreiszahl	—

---

$\rho$	Dichte	kg/m <sup>3</sup>
$\sigma$	Oberflächenspannung	N/m
$\phi_F$	Flutungswinkel	rad

### Tiefgestellte Indizes

1/2	auf einer Seite des Rohres
1	an der Stelle 1
1	1. Rohrreihe
2	an der Stelle 2
2	2. Rohrreihe
3	3. Rohrreihe
<i>aus</i>	am Austritt
<i>außen</i>	an der Außenseite
$\alpha$	den Wärmeübergang betreffend
<i>CS</i>	am Rohr aus Baustahl
<i>Dampf</i>	den Dampf betreffend
<i>Dampf-Wand</i>	zwischen Dampf und Wand
<i>Diff</i>	die Diffusion betreffend
<i>ein</i>	am Eintritt
<i>experimentell</i>	experimentell bestimmt
<i>Fluid</i>	das Fluid betreffend
<i>F</i>	den Kondensatfilm betreffend
<i>ges</i>	gesamt
<i>geflutet</i>	im gefluteten Rohrbereich des Rippenrohres
GEWA-K30	am GEWA-K30 Rippenrohr
GEWA-K36	am GEWA-K36 Rippenrohr
<i>GR</i>	Glattrohr
<i>i</i>	Laufvariable
<i>inert</i>	die Inertgase betreffend
<i>innen</i>	an der Innenseite
<i>KW</i>	das Kühlwasser betreffend
<i>lokal</i>	lokal, an einer bestimmten Stelle
$\lambda$	die Wärmeleitung betreffend
<i>n</i>	<i>n</i> -te Rohrreihe

<i>Nußelt</i>	nach der Theorie von NUSSELT 1916
<i>p</i>	bei konstantem Druck
<i>Platte</i>	die Platte betreffend
$\dot{q}$	bei gleicher Wärmestromdichte
<i>Ref</i>	den Referenzsensor betreffend
<i>Rippe</i>	an der Rippe (Rippenseiten und Rippenspitze)
<i>Rohr</i>	das Rohr betreffend
<i>RR</i>	Rippenrohr
<i>sat</i>	im Sättigungszustand
<i>Seite</i>	an der Rippenseite
<i>Spitze</i>	an der Rippenspitze
<i>T</i>	die Temperatur betreffend
<i>Tal</i>	im Rippental
<i>Ti</i>	am Rohr aus Titan
$\Delta T$	bei gleicher treibender Temperaturdifferenz
<i>theoretisch</i>	theoretisch berechnet
$\theta$	der Rippe bei $h = 0$
<i>u</i>	die Geschwindigkeit betreffend
<i>VA</i>	am Rohr aus Edelstahl
<i>Wand</i>	die Wand betreffend
<i>Zylinder</i>	den Zylinder betreffend

### Dimensionslose Kennzahlen

$\Pi_A, \Pi_B, \Pi_C$	Variablen für dimensionslose Kennzahlen
<i>Bo</i>	Bond-Zahl
<i>Cn</i>	Kondensations-Zahl
<i>Ga</i>	Galilei-Zahl
<i>Pr</i>	Prandtl-Zahl
<i>Re</i>	Reynolds-Zahl
$Re_F$	Film-Reynolds-Zahl
<i>Ro</i>	Rohrkennzahl
<i>We</i>	Weber-Zahl
<i>Y</i>	dimensionslose geometrische Größe nach KUMAR ET AL. 2002b

**Abkürzungen**

C	Kohlenstoff
CS	Baustahl
fpi	fins per inch
H	Wasserstoff
NIST	National Institute of Standards and Technology
O	Sauerstoff
PTFE	Teflon <sup>®</sup> , Polytetrafluorethylen, (C <sub>2</sub> F <sub>4</sub> ) <sub>n</sub>
R11	Trichlorfluormethan, CCl <sub>3</sub> F
R12	Dichlordifluormethan, CCl <sub>2</sub> F <sub>2</sub>
R113	1,1,2-Trichlor-1,2,2-trifluorethan, C <sub>2</sub> Cl <sub>3</sub> F <sub>3</sub>
R123	2,2-Dichlor-1,1,1-trifluorethan, C <sub>2</sub> HF <sub>3</sub> Cl <sub>2</sub>
R134	1,1,2,2-Tetrafluorethan, C <sub>2</sub> H <sub>2</sub> F <sub>4</sub>
R134a	1,1,1,2-Tetrafluorethan, C <sub>2</sub> H <sub>2</sub> F <sub>4</sub>
Ti	Titan
VA	Edelstahl





# 1 Einleitung

Liest man den Titel dieser Arbeit „Kondensation von Reinstoffen am horizontalen Rohr“, so mag der Leser verschiedene Assoziationen mit dem Wort „Kondensation“ verbinden. Kondensation ist der Phasenwechsel vom gasförmigen zum flüssigen Aggregatzustand. Im Alltag begegnet uns Kondensation bei vielen verschiedenen Situationen: Denkt man zum Beispiel an eine frisch gezapfte Maß kalten Bieres, so kann man bei sommerlichen Temperaturen im Biergarten beobachten, wie das in der Luft enthaltene Wasser am kalten Maßkrug kondensiert. Spielt dazu noch eine ordentliche Blaskapelle, kondensiert das im warmen Atem der Musiker enthaltene Wasser an der kühleren inneren Oberfläche der Instrumente. Andere Beispiele aus dem Alltag, bei denen uns Kondensation begegnet, sind für uns dagegen eher mit Unbehagen verbunden. Wenn beispielsweise die Frontscheibe des Autos beschlägt, da im Fahrzeuginnenraum die Luft und das darin enthaltene Wasser deutlich wärmer sind als die kalte Glasscheibe.

In der Technik gibt das kondensierende Fluid beim Phasenwechsel von gasförmig zu flüssig in der Regel Wärme an ein zweites wärmeaufnehmendes Fluid ab. Diese beiden Fluide sind durch eine Oberfläche voneinander getrennt. Kondensation ist also immer mit einem Wärmeübergang verbunden. Die durch Kondensation übertragene Wärmemenge ist für die Auslegung von Wärmeübertragern von Interesse. Daher spielt bei technischen Anwendungen die Kondensation von Dämpfen in Wärmeübertragern, oder auch Kondensatoren genannt, eine wichtige Rolle. Kondensatoren sind Apparate bei denen der Dampf Wärme durch Kondensation an ein anderes Fluid, häufig Kühlwasser, überträgt. Dabei kondensiert der Dampf an der Außenseite von Rohren, wohingegen im Inneren der Rohre das wärmeaufnehmende Fluid (zum Beispiel Kühlwasser) strömt. Konventionell werden dafür Rohre eingesetzt, deren Außen- und Innenflächen glatt sind. Für die Auslegung solcher Apparate sind bereits zahlreiche experimentelle Daten und theoretische Modelle veröffentlicht worden. Wilhelm Nußelt (1882-1957) ist der Erste, der 1916 eine Korrelation zur Berechnung des Wärmeübergangs in Form des sogenannten Wärmeübergangskoeffizienten an der Außenseite eines horizontalen Glattrohres formuliert (NUSSELT 1916).

Im Gegensatz zum konventionellen Glattrohr-Wärmeübertrager versprechen neue Apparatedesigns erhebliche Vorteile im Hinblick auf Energieeffizienz und der damit verbundenen Reduzierung des CO<sub>2</sub>-Ausstoßes. Unter neuem Apparatedesign versteht man, dass anstatt von Glattrohren Rohre mit strukturierter Oberfläche verwendet werden. Beispielsweise können Rippenrohre eingesetzt werden, deren Rippenstruktur im Submillimeterbereich gefertigt werden kann.

In klima- und kältetechnischen Anwendungen werden solche Rippenrohre bereits mit Erfolg eingesetzt. Bei der Kondensation von Kältemitteln an Rippenrohren aus Kupfer

kann der Wärmeübergang um ein Vielfaches gegenüber dem an einem Glattrohr gesteigert werden (WANNIARACHCHI ET AL. 1986, MARTO ET AL. 1990, BRIGGS ET AL. 1992, JABER & WEBB 1993, BRIGGS & ROSE 1995, KUMAR ET AL. 1998, JUNG ET AL. 1999, BELGHAZI ET AL. 2002a, BELGHAZI ET AL. 2002b, KUMAR ET AL. 2002a, KUMAR ET AL. 2002b, BELGHAZI ET AL. 2003, FERNÁNDEZ-SEARA ET AL. 2010).

Es stellt sich nun die Frage, ob der Einsatz von Rohren mit strukturierter Außenfläche auch für Wärmeübertrager, wie sie in der chemischen Industrie genutzt werden, Vorteile mit sich bringen. Dabei sollen Alkohole und Kohlenwasserstoffe beispielsweise an Rohren aus Baustahl, Edelstahl oder Titan kondensiert werden. Als vorteilhaft wird dabei verstanden, dass Wärmeübertrager mit Rippenrohren bei gleichbleibender wärmeübertragender Fläche deutlich kleiner als mit Glattrohren gebaut werden können. Das spart Platz und Kosten. Oder es können kleinere Temperaturdifferenzen zwischen kondensierendem Fluid und wärmeaufnehmendem Fluid realisiert werden. Dadurch können beispielsweise Prozessströme als Kühlmedium verwendet werden. Durch dieses neue Apparatekonzept erschließen sich also neue Potenziale der Wärmeintegration und somit der Energieeinsparung. Durch diese Energieeinsparung kann die Effizienz der gesamten Anlage gesteigert werden. Die mit der Steigerung der Energieeffizienz verbundene Reduzierung des CO<sub>2</sub>-Ausstoßes ist damit das Ziel neuer innovativer Apparatekonzepte.

Die Verbesserung des Wärmeübergangs, genauer gesagt des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten, durch den Einsatz von Rippenrohren bei der Kondensation in Rohrwärmeübertragern beruht dabei nicht nur auf die um ein Vielfaches vergrößerte Fläche, die durch die Rippenstruktur für den Wärmeübergang zur Verfügung steht. Vielmehr bewirken die Krümmung des Kondensatfilms an der Rippenstruktur, die Oberflächenspannung des Kondensats und die Erdbeschleunigung komplexe Phänomene, die zur Verbesserung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten beitragen. Dazu schreiben BRIGGS & ROSE 1999 in einem einzigen Satz:

*„For a finned tube the pressure gradient causes liquid to be driven towards the centre of the tip of the fin and along the fin flank and the interfin tube surface towards the root of the fin, causing the film to thin near the fin tip and on the fin flank and interfin tube space near to the fin root.“* (BRIGGS & ROSE 1999)

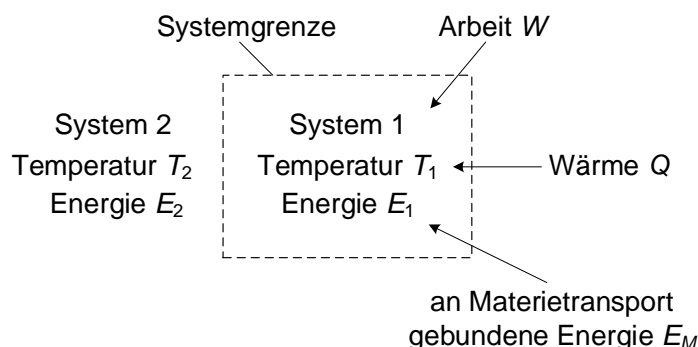
Dieser Satz wirkt beim erstmaligen Lesen sehr verwirrend. Was mit dieser Aussage aber gemeint ist, wird im Laufe dieser Arbeit geklärt. Zudem wird gezeigt, wie der äußere Wärmeübergangskoeffizient bei der Kondensation von Reinstoffen (iso-Propanol, n-Pentan, n-Heptan, iso-Oktan und Wasser) an horizontalen Rohren aus Baustahl, Edelstahl oder Titan mit strukturierter Außenfläche gesteigert werden kann. Die vorgestellten Ergebnisse und die daraus entwickelte theoretische Beschreibung der Ergebnisse in Form von dimensionslosen Kennzahlen sollen dabei als Referenzanwendungen für Auslegungsmethoden zum Design innovativer Wärmeübertrager dienen.

## 2 Grundbegriffe der Wärmeübertragung

Betrachten wir ein System, welches mit einem anderen System – der Umgebung – in Kontakt steht, so kann Energie von einem System an das andere System übertragen werden. Die Änderung  $\Delta E$  der Energie des Systems kann nach dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik formuliert werden. Demnach kann Energie nicht erzeugt oder vernichtet werden (Prinzip der Energieerhaltung) (STEPHAN 2013, STEPHAN ET AL. 2006):

$$\Delta E = W + Q + E_M . \quad (2.1)$$

Die Energie eines Systems ändert sich durch Zufuhr oder Abfuhr von Energie an ein anderes System über die Systemgrenze (siehe Abbildung 2.1). Die Energieänderung erfolgt in Form von Arbeit  $W$ , Wärme  $Q$  und an Materietransport gebundene Energie  $E_M$ .



**Abbildung 2.1:** Energietransport zwischen zwei Systemen nach STEPHAN ET AL. 2006

Wird dem System 1 Arbeit  $W$ , Wärme  $Q$  oder Energie in Form von Materie  $E_M$  über die Systemgrenze zugeführt, erhöht sich die Energie  $E_1$  ( $W$ ,  $Q$  und  $E_M$  sind positiv). Andersherum findet eine Abfuhr von Energie statt ( $W$ ,  $Q$  und  $E_M$  sind negativ). Erfolgt die Energieänderung allein aufgrund eines Temperaturgradienten ( $T_1 - T_2$ ), so spricht man von Wärmeübertragung<sup>1</sup>. Nach dem zweiten Hauptsatz der Thermodynamik kann Wärme nur von einem System höherer Temperatur an ein System niedrigerer Temperatur übertragen werden (BAEHR & STEPHAN 2004, STEPHAN ET AL. 2006, STEPHAN 2013). Man kann drei Arten der Wärmeübertragung unterscheiden (BAEHR & STEPHAN 2004, POLIFKE & KOPITZ 2005, STEPHAN ET AL. 2006, STEPHAN 2013):

<sup>1</sup> Wärme kann nur übertragen und nicht getauscht werden, da Wärme immer vom System höherer Temperatur zum System niedrigerer Temperatur übergeht. Wärmetausch oder -austausch würde bedeuten, dass Wärme auch vom System niedrigerer Temperatur zum System höherer Temperatur übergeht. Gemäß dem zweiten Hauptsatz der Thermodynamik ist dies unmöglich (BAEHR & KABELAC 2006)! Deshalb wird der Begriff Wärmeübertragung und später auch Wärmeübertrager verwendet und nicht die oftmals fälschlicherweise verwendeten Begriffe Wärmetauscher oder Wärmeaustauschapparat.

- Wärmestrahlung: Bei der Wärmestrahlung erfolgt der Energietransport durch elektromagnetische Wellen zwischen Körpern unterschiedlicher Temperatur.
- Wärmeleitung: Als Wärmeleitung (Konduktion) wird der diffusive Energietransport aufgrund eines in einem Festkörper oder Fluid vorherrschenden Temperaturgradienten bezeichnet.
- Konvektiver Wärmeübergang: Der Transport von Energie zwischen einem strömenden (flüssigen oder gasförmigen) Fluid und einem festen Körper unterschiedlicher Temperatur wird als konvektiver Wärmeübergang bezeichnet.

Beim konvektiven Wärmeübergang tritt also Wärmeleitung aufgrund eines Temperaturgradienten und der Transport von Energie aufgrund von Konvektion auf. Als Konvektion wird dabei das Mitführen von Energie (als Enthalpie und kinetische Energie) in einem strömenden Fluid bezeichnet (BAEHR & STEPHAN 2004). Dies erfolgt durch makroskopische Bewegung des Fluids.

Im Folgenden werden anhand BAEHR & STEPHAN 2004, POLIFKE & KOPITZ 2005, STEPHAN ET AL. 2006 und STEPHAN 2013 zunächst die Grundlagen zur Wärmeleitung behandelt und anschließend wird der konvektive Wärmeübergang im Detail erklärt. Diese beiden Mechanismen treten bei den in der vorliegenden Arbeit durchgeführten Experimenten zur Kondensation von Reinstoffen an horizontalen Rohren auf. Wärmestrahlung kann hingegen vernachlässigt werden.

## 2.1 Stationäre Wärmeleitung

Hat ein Körper Oberflächen unterschiedlicher Temperatur, findet Wärmeübertragung aufgrund von Wärmeleitung durch diesen Körper statt. Bei der Beschreibung dieses Wärmeübergangsproblems muss die Geometrie des Körpers beachtet werden. Im Folgenden wird Wärmeleitung durch eine ebene Platte und durch eine Zylinderschale betrachtet.

### Ebene Platte

Man betrachte die in Abbildung 2.2 dargestellte ebene Platte der Dicke  $\delta$ . Die beiden Oberflächen der Platte weisen unterschiedliche Wandtemperaturen  $T_1$  und  $T_2$  auf. Wärme wird durch die Platte von der Seite höherer Temperatur  $T_1$  an die Seite niedrigerer Temperatur  $T_2$  übertragen.

FOURIER 1822 erkannte, dass aufgrund des Temperaturgradienten  $T_1 > T_2$ , eine bestimmte Wärmemenge  $Q$  durch die Fläche  $A$  in der Zeit  $t$  übertragen wird:

$$Q = \lambda_{Platte} \cdot A \cdot \frac{T_1 - T_2}{\delta} \cdot t. \quad (2.2)$$

Die übertragene Wärmemenge  $Q$  ist abhängig von Materialeigenschaften. Diese werden in Gleichung (2.2) mit der Wärmeleitfähigkeit  $\lambda_{Platte}$  des Werkstoffes der Platte bezeichnet. Die Wärmeleitfähigkeit eines Materials hängt von der Temperatur und

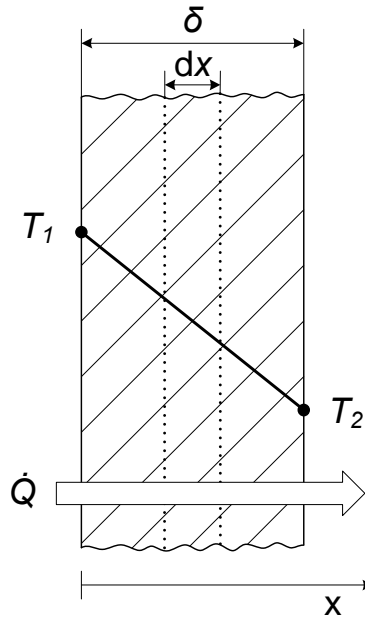


Abbildung 2.2: Wärmeleitung in einer ebenen Platte

vom Druck ab. Letztere Abhängigkeit ist jedoch nur bei Gasen und Flüssigkeiten von Bedeutung. Die Temperaturabhängigkeit kann häufig vernachlässigt werden. Wird die Wärmeübertragung über einen bestimmten Zeitraum hinweg betrachtet, bezeichnet man die in der Zeit  $t$  übertragene Wärmemenge  $Q$  als Wärmestrom  $\dot{Q} = Q/t$ . Der durch eine Fläche  $A$  strömende Wärmestrom  $\dot{Q}$  wird als Wärmestromdichte  $\dot{q} = \dot{Q}/A$  gekennzeichnet. Also folgt aus Gleichung (2.2):

$$\dot{q} = \frac{\dot{Q}}{A} = \lambda_{\text{Platte}} \cdot \frac{T_1 - T_2}{\delta} . \quad (2.3)$$

Betrachtet man eine differentielle Teilfläche der Platte mit der Dicke  $dx$ , kann folgendes Grundgesetz der Wärmeleitung nach FOURIER 1822 geschrieben werden:

$$\dot{Q} = \dot{q} \cdot A = -\lambda_{\text{Platte}} \cdot \frac{dT}{dx} \cdot A . \quad (2.4)$$

Das negative Vorzeichen in dieser Gleichung drückt aus, dass Wärme von der warmen Seite zur kalten Seite (negativer Temperaturgradient) strömt. Nach Integration dieser Gleichung von 0 bis  $\delta$  ist ersichtlich, dass der Temperaturverlauf in der Platte bei stationärer Wärmeleitung linear ist, falls die Wärmeleitfähigkeit  $\lambda_{\text{Platte}}$  konstant ist:

$$T_1 - T_2 = \dot{Q} \cdot \frac{\delta}{\lambda_{\text{Platte}} \cdot A} . \quad (2.5)$$

In Analogie zum Ohmschen Gesetz  $I = U/R$  aus der Elektrizitätslehre (MESCHÉDE 2004) fließt durch einen elektrischen Leiter mit dem Widerstand  $R$  der Strom  $I$ , wenn man an diesen Leiter eine elektrische Spannung  $U$  anlegt. Übertragen auf unseren Fall entspricht der übertragene Wärmestrom  $\dot{Q}$  der Stromstärke  $I$  und die treibende Temperaturdifferenz  $(T_1 - T_2)$  entspricht der angelegten Spannung  $U$ . So folgt, dass

bei der Wärmeleitung ein Widerstand  $\delta / (\lambda_{Platte} \cdot A)$  die Wärmeübertragung behindert. Der Quotient in Gleichung (2.5) wird demnach als Wärmeleitwiderstand  $R_{\lambda,Platte}$  durch eine Platte bezeichnet:

$$R_{\lambda,Platte} = \frac{\delta}{\lambda_{Platte} \cdot A} . \quad (2.6)$$

### Zylinderschale

In vielen technischen Anwendungen ist die Wärmeübertragung in Zylinderschalen, also zum Beispiel in Rohren von großer Bedeutung. In Abbildung 2.3 wird gezeigt, wie Wärme aufgrund von Wärmeleitung in einer zylindrischen Rohrwand übertragen wird.

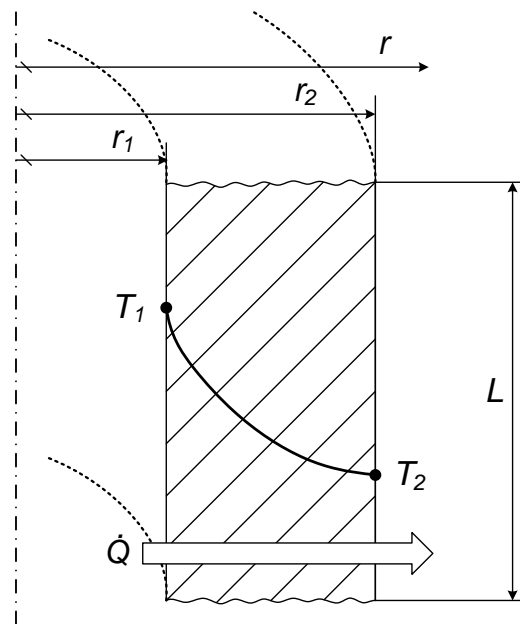


Abbildung 2.3: Wärmeleitung in einer Zylinderschale

Der Wärmestrom  $\dot{Q}$  durch eine Zylinderschale der Länge  $L$  und dem Radius  $r$  ist dabei analog zu Gleichung (2.4) (STEPHAN ET AL. 2006)

$$\dot{Q} = -\lambda_{Zylinder} \cdot \frac{dT}{dr} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot L . \quad (2.7)$$

Nach Trennung der Variablen und Integration von  $r_1$  bis  $r_2$  folgt, dass der Temperaturverlauf in einer Zylinderschale logarithmisch ist:

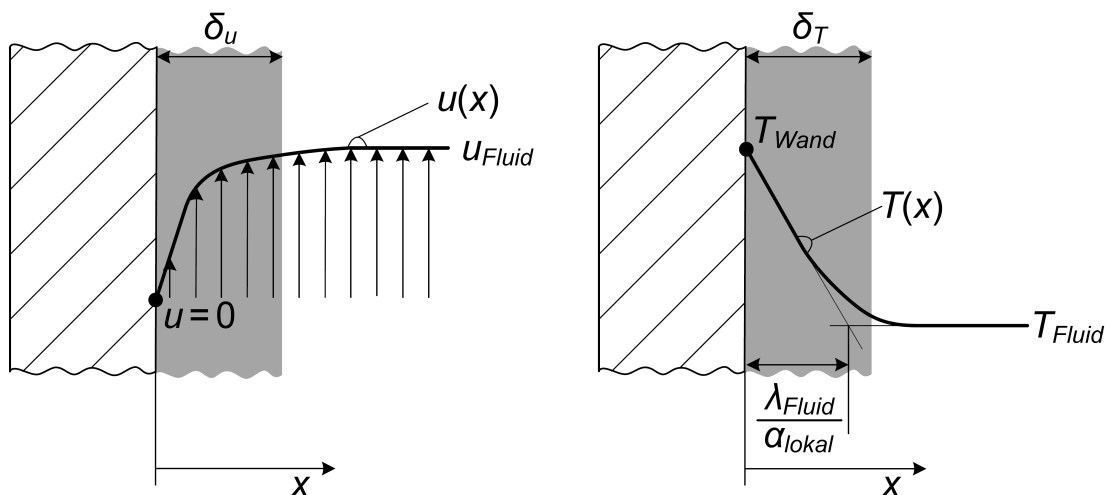
$$T_1 - T_2 = \dot{Q} \cdot \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2 \cdot \lambda_{Zylinder} \cdot \pi \cdot L} . \quad (2.8)$$

Der Wärmeleitwiderstand  $R_{\lambda,Rohr}$  durch eine Zylinderschale ist analog zu den Gleichungen (2.5) und (2.6)

$$R_{\lambda,Rohr} = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2 \cdot \lambda_{Zylinder} \cdot \pi \cdot L} . \quad (2.9)$$

## 2.2 Konvektiver Wärmeübergang

Beim konvektiven Wärmeübergang findet eine Überlagerung von Wärmeleitung und Energietransport eines strömenden Fluids an einer festen Wand statt. Die makroskopischen Bewegungen des strömenden Fluids können zum Beispiel aufgrund von Pumpen oder Gebläsen (erzwungene Konvektion) oder durch Dichteunterschiede aufgrund von Temperaturgradienten (freie Konvektion) induziert werden. Strömt ein Fluid parallel zu einer Wand, so haftet es an der Oberfläche, das heißt die Geschwindigkeit  $u$  des Fluids an der Wandoberfläche ist gleich null (siehe Abbildung 2.4 links).



**Abbildung 2.4:** Geschwindigkeits- (links) und Temperaturverlauf (rechts) eines strömenden Fluids an einer festen Wand bei Wärmeübertragung durch Konvektion nach BAEHR & STEPHAN 2004

In nur kurzer Entfernung  $x$  von der Wand steigt die Geschwindigkeit sehr schnell an, bis sie in großer Entfernung den maximalen Wert  $u_{Fluid}$  der Kernströmung erreicht. Die Temperatur des Fluids an der Wandoberfläche entspricht der Wandtemperatur  $T_{Wand}$ . Ähnlich wie die Geschwindigkeit ändert sich die Temperatur in  $x$ -Richtung in Wandnähe sehr stark, bis sie in hinreichender Entfernung einen konstanten Wert  $T_{Fluid}$  erreicht (siehe Abbildung 2.4 rechts) (BAEHR & STEPHAN 2004). In dieser kurzen Entfernung von der Oberfläche, ändert sich die Geschwindigkeit des strömenden Fluids von einem Wert 0 und die Temperatur von einem Wert  $T_{Wand}$  auf beinahe den jeweiligen konstanten Wert  $u_{Fluid}$  beziehungsweise  $T_{Fluid}$ . Diese kurze Entfernung, in der starke Geschwindigkeits- und Temperaturgradienten auftreten, nennt man Grenzschicht (in Abbildung 2.4 grau unterlegt). Die hydrodynamische Grenzschicht hat die Dicke  $\delta_u$ ,

die Dicke der thermischen Grenzschicht ist  $\delta_T$ . PRANDTL 1905 formulierte erstmals die Vorgänge in solchen Grenzschichten mathematisch.

Unmittelbar an der Wand, also bei  $x = 0$  haftet das Fluid fest an der Oberfläche (Haftbedingung eines viskosen Fluids (POLIFKE & KOPITZ 2005)). Daher kann angenommen werden, dass in der thermischen Grenzschicht  $\delta_T$  Wärme nur durch Wärmeleitung übertragen wird (STEPHAN ET AL. 2006). Für den Wärmestrom  $\dot{Q}$  an der Wand mit der Fläche  $A$  folgt daher (FOURIER 1822)

$$\dot{Q} = -\lambda_{Fluid} \cdot A \cdot \left( \frac{\partial T}{\partial x} \right)_{x=0}, \quad (2.10)$$

wobei hier die Wärmeleitfähigkeit  $\lambda_{Fluid}$  des Fluids eingesetzt wird. Der Wärmestrom  $\dot{Q}$  ist also abhängig von der Temperaturdifferenz ( $T_{Wand} - T_{Fluid}$ ) zwischen Fluid und Wand und wird zusätzlich auf nicht triviale Weise vom Temperaturverlauf  $T(x)$  und vom Geschwindigkeitsverlauf  $u(x)$  des strömenden Fluids beeinflusst. Diese komplexen Einflüsse von temperaturabhängigen Stoffwerten des Fluids, von Prozessparametern wie Geschwindigkeit, Turbulenzgrad, Temperatur und Ausrichtung der Strömung relativ zur Wand, sowie von der Geometrie und der Oberflächenrauigkeit der Wand werden in nur einem Faktor  $\alpha$  zusammengefasst (STEPHAN 2013). Dieser Faktor  $\alpha$  wird allgemein als Wärmeübergangskoeffizient bezeichnet und ist definiert als (BAEHR & STEPHAN 2004)

$$\alpha \equiv \frac{\dot{Q}/A}{(T_{Wand} - T_{Fluid})}. \quad (2.11)$$

Aus dieser Definition folgt mit Gleichung (2.10) für den lokalen Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_{lokal}$  für  $x = 0$

$$\alpha_{lokal} = -\lambda_{Fluid} \cdot \frac{\left( \frac{\partial T}{\partial x} \right)_{x=0}}{(T_{Wand} - T_{Fluid})}. \quad (2.12)$$

Mit der Tangente an den Temperaturverlauf  $T(x)$  im Punkt  $x = 0$  (siehe Abbildung 2.4 rechts als dünne Linie eingezeichnet), kann dessen Steigung bestimmt werden. Mit Gleichung (2.12) ergibt sich somit die Steigung des Temperaturverlaufs an der Wand zu

$$\left( \frac{\partial T}{\partial x} \right)_{x=0} = -\frac{(T_{Wand} - T_{Fluid})}{\frac{\lambda_{Fluid}}{\alpha_{lokal}}}. \quad (2.13)$$

Diese Steigung kann angenähert werden als

$$\left( \frac{\partial T}{\partial x} \right)_{x=0} \approx -\frac{(T_{Wand} - T_{Fluid})}{\delta_T}. \quad (2.14)$$



Aus Gleichung (2.13) und (2.14) folgt also, dass das Verhältnis  $\lambda_{Fluid}/\alpha_{lokal}$  der Wärmeleitfähigkeit des Fluids und des lokalen Wärmeübergangskoeffizienten, wie in Abbildung 2.4 rechts dargestellt ist, ungefähr der Dicke  $\delta_T$  der thermischen Grenzschicht entspricht (BAEHR & STEPHAN 2004, POLIFKE & KOPITZ 2005, STEPHAN ET AL. 2006). Damit folgt:

$$\alpha_{lokal} \approx \frac{\lambda_{Fluid}}{\delta_T} . \quad (2.15)$$

Je kürzer diese Strecke oder je höher die Wärmeleitfähigkeit des Fluids ist, desto höher ist der lokale Wärmeübergangskoeffizient. Für den durch Konvektion übertragenen Wärmestrom  $\dot{Q}$  folgt mit Gleichung (2.10) und (2.13) daher

$$\dot{Q} = \alpha_{lokal} \cdot A \cdot (T_{Wand} - T_{Fluid}) . \quad (2.16)$$

Wie bei der Wärmeleitung kann auch beim konvektiven Wärmeübergang ein Wärmeübergangswiderstand formuliert werden. Dieser thermische Widerstand  $R_\alpha$  entspricht analog zu Gleichung (2.6) ungefähr  $\delta_T/(\lambda_{Fluid} \cdot A)$  oder

$$R_\alpha = \frac{1}{\alpha_{lokal} \cdot A} , \quad (2.17)$$

also dem Kehrwert des Produktes aus dem lokalen Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_{lokal}$  und der Fläche  $A$ , an der Wärme übertragen wird.

## 2.3 Wärmedurchgang

Betrachten wir nun ein Rohr, wie es in Abbildung 2.5 dargestellt ist. An der Außenseite des Rohres befindet sich ruhender gesättigter Dampf der Temperatur  $T_{Dampf}$ . Im Inneren des Rohres strömt Kühlwasser mit der mittleren Kühlwassertemperatur  $T_{KW}$ . Die Wärmeleitfähigkeit des Rohrmaterials sei  $\lambda_{Rohr}$ . Die Temperatur des ruhenden Dampfes ist höher als die mittlere Kühlwassertemperatur. Dadurch wird ein Wärmestrom  $\dot{Q}$  vom Dampf durch die Rohrwand an das Kühlwasser übertragen.

Da keine Dampfströmung vorliegt, findet an der Außenseite des Rohres Wärmeübergang durch freie Konvektion statt. In der Rohrwand wird die Wärme durch Leitung übertragen. An der Innenseite des Rohres findet konvektiver Wärmeübergang an das strömende Kühlwasser statt. Zur Beschreibung der hintereinander auftretenden Wärmeübergangsphänomene – Konvektion, Leitung, Konvektion – ist in Abbildung 2.6 der Temperaturverlauf in der in Abbildung 2.5 grau dargestellten Teilfläche (Zylinderschale) gezeigt. Der übertragene Wärmestrom  $\dot{Q}$  ist proportional zur treibenden Temperaturdifferenz ( $T_{Dampf} - T_{KW}$ ) und indirekt proportional zum Gesamtwiderstand  $R_{ges}$ :

$$\dot{Q} = \frac{(T_{Dampf} - T_{KW})}{R_{ges}} . \quad (2.18)$$

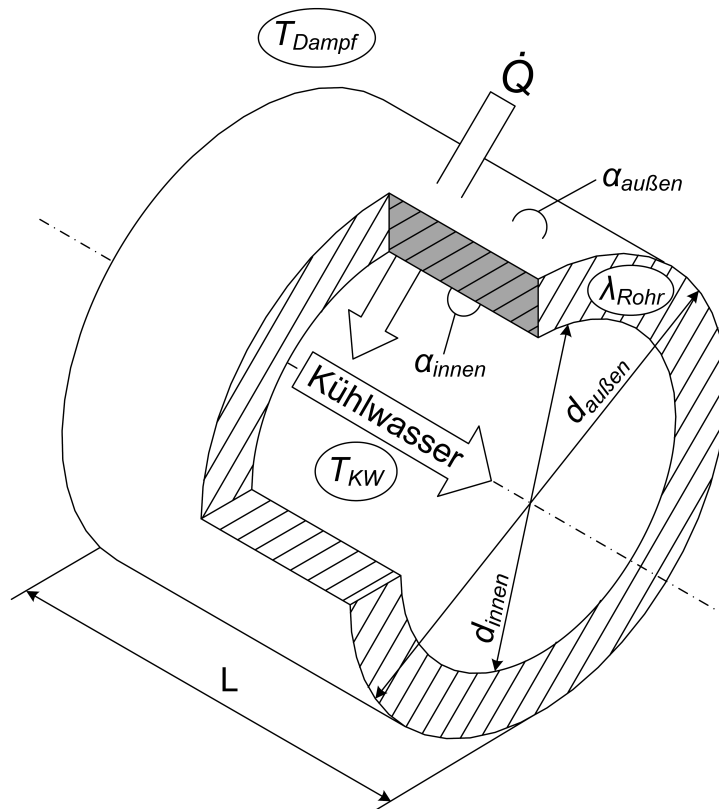


Abbildung 2.5: Wärmedurchgang an einem Rohr

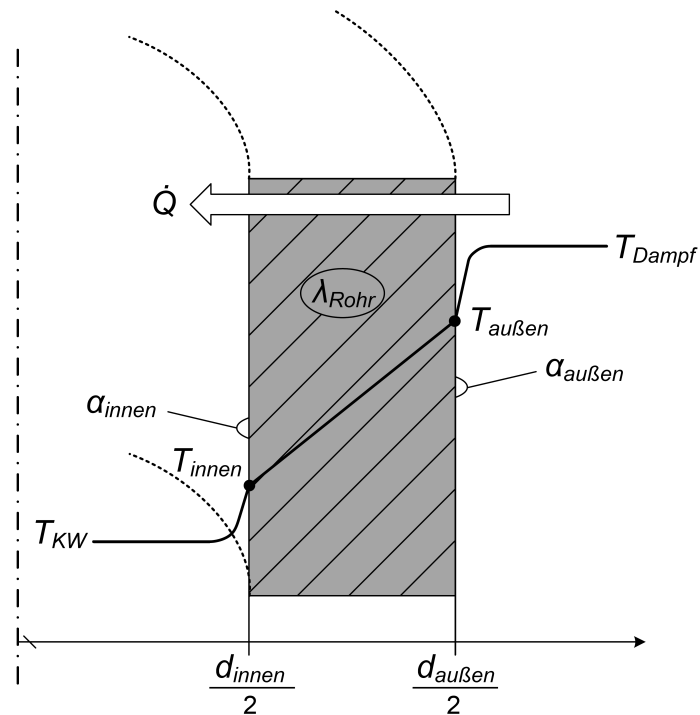


Abbildung 2.6: Temperaturverlauf beim Wärmedurchgang an einem Rohr

Der Gesamtwiderstand kann wieder in Analogie zur Elektrizitätslehre als Summe der hintereinander auftretenden Einzelwiderstände beschrieben werden (POLIFKE & KOPITZ 2005):

$$R_{ges} = R_{\alpha,innen} + R_{\lambda} + R_{\alpha,au\beta en} . \quad (2.19)$$

Da hier der Wärmedurchgang durch eine Zylinderschale behandelt wird, folgt für den Gesamtwiderstand  $R_{ges}$

$$R_{ges} = \frac{1}{\alpha_{innen} \cdot A_{innen}} + \frac{\ln\left(\frac{d_{au\beta en}}{d_{innen}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{Rohr} \cdot L} + \frac{1}{\alpha_{au\beta en} \cdot A_{au\beta en}} . \quad (2.20)$$

Dieser Gesamtwiderstand kann vereinfachend zusammengefasst werden als

$$R_{ges} = \frac{1}{k \cdot A} , \quad (2.21)$$

mit  $k$  als den Wärmedurchgangskoeffizienten, der die Einzelwiderstände aus konvektivem Wärmeübergang an der Innen- und Außenseite und den Wärmeleitwiderstand durch die Rohrwand beinhaltet. Mit  $A$  ist die Fläche gemeint, auf die der Wärmedurchgangskoeffizient bezogen wird. Damit folgt mit Gleichung (2.18) für den Wärmestrom

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot (T_{Dampf} - T_{KW}) . \quad (2.22)$$

Dieser ergibt sich als Produkt aus dem Wärmedurchgangskoeffizienten  $k$ , der Bezugsfläche  $A$  und der treibenden Temperaturdifferenz ( $T_{Dampf} - T_{KW}$ ). Als Bezugsfläche kann zum Beispiel die zylindrische Außenfläche  $A_{au\beta en}$  des Rohres verwendet werden, da dies die Fläche ist, die für den Wärmeübergang auf der Dampfseite zur Verfügung steht. Entscheidend ist jedoch die Angabe und die eindeutige Definition der Bezugsfläche.



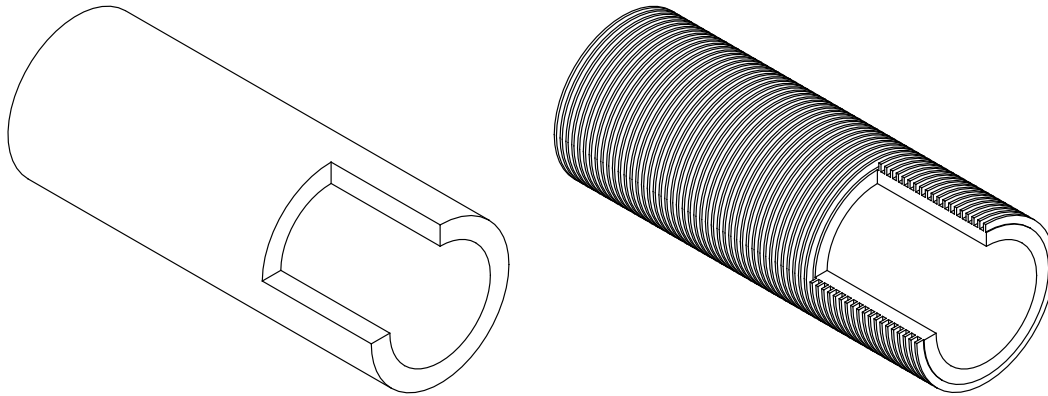
# 3 Kondensation am horizontalen Rohr

In Wärmeübertragern, wie sie zum Beispiel in der chemischen Industrie als Kopfkondensatoren von Rektifikationskolonnen eingesetzt werden, wird Wärme vom kondensierenden Fluid an das wärmeaufnehmende Fluid übertragen. Oft wird dabei Dampf an der Außenseite eines Rohres kondensiert, das innen mit Kühlwasser gekühlt wird. Neben der Kondensation an der Außenseite von Rohren kann auch auf der Innenseite kondensiert werden. Ebenso können in chemischen Anlagen Plattenkondensatoren zum Einsatz kommen. In dieser Arbeit wird jedoch nur die Kondensation an der Außenseite horizontaler Rohre untersucht. Dabei ist die Kenntnis des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_{au\ddot{a}u\ddot{a}u\ddot{a}u}$  entscheidend für die Auslegung und den Betrieb des Wärmeübertragers. Im nachfolgenden Abschnitt wird erläutert, welche Rohrtypen zur Kondensation von Dämpfen in Wärmeübertragern zur Verfügung stehen. Anschließend wird auf die Berechnung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten und auf Besonderheiten und Effekte, die diesen beeinflussen, eingegangen.

## 3.1 Rohre zur Kondensation

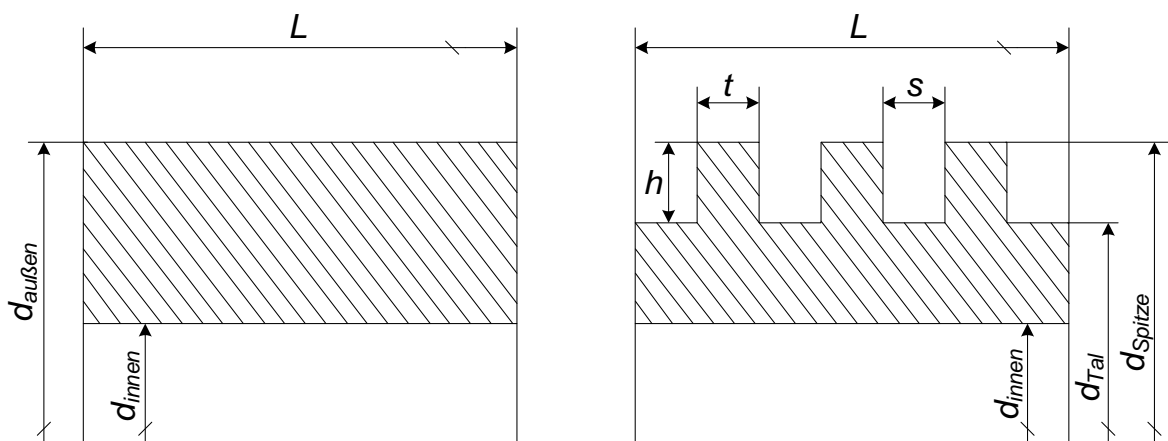
In vielen konventionellen Anwendungen werden Wärmeübertrager verwendet, in denen Kondensation an Glattrohren erfolgt. Glattrohre sind zylindrische Körper, deren Länge ein Vielfaches des Außendurchmessers beträgt. Die Innenseite und die Außenseite eines Glattrohres sind glatt (siehe Abbildung 3.1 links). Als glatt werden hierbei Oberflächen bezeichnet, denen keine Struktur durch mechanische Fertigung aufgeprägt ist. Sehr wohl jedoch besitzen die Oberflächen eine gewisse Rauheit. Nach der DIN EN 12449 2015 werden Oberflächen als glatt bezeichnet, wenn „diskontinuierliche Ungleichmäßigkeiten auf den äußeren und inneren Oberflächen [...] innerhalb der Grenzabmaße liegen“. In der DIN EN 12735-2 2015 sind diese Grenzabmaße für den Außendurchmesser glatter Rohre angegeben.

Die äußere Oberfläche von Rohren kann durch mechanische Fertigung auch strukturiert werden. Die Strukturierung kann in Form von Rippen oder Nadeln erfolgen. Rohre, deren äußere Oberfläche in Form von Rippen strukturiert ist, werden als Rippenrohre bezeichnet. Man kann dabei beispielsweise stumpfe Nadelrippen, spitze Nadelrippen, gerade Längsrippen und Kreisrippen unterscheiden (BAEHR & STEPHAN 2004). Bei den in dieser Arbeit verwendeten Rippenrohren handelt es sich um Rohre mit umlaufenden Rippen. In Abbildung 3.1 rechts ist ein solches Rippenrohr dargestellt. Die Rippenstruktur wird dabei ausgehend von einem Glattrohr durch einen Walzvorgang auf die Außenseite geprägt. Die Rippenabmessungen (Höhe, Dicke, Abstand) sind sehr gering im Vergleich zu den Rohrabmessungen (Durchmesser, Länge) – oftmals



**Abbildung 3.1:** Isometrische Ansicht eines Glattrohres (links) und eines Rippenrohres (rechts), jeweils mit Aufbruch

kleiner als ein Millimeter. Man spricht dabei von niedrig berippten Rohren. In dieser Arbeit werden solche Rippenrohre (GEWA-K Rippenrohre) der Wieland Werke AG Ulm (im Nachfolgenden nur als Wieland bezeichnet) verwendet. Die Rippendichte niedrig berippter Rohre variiert in der Regel zwischen 10 und 40 fpi (fpi: fins per inch, Rippen pro Zoll) (WIELAND 2015). Der Name der niedrig berippten Rohre von Wieland setzt sich zusammen aus dem Vorgang, wie die Rippenstruktur aufgeprägt wird und der Anzahl der Rippen pro Zoll. GEWA-K30 bedeutet gewalzt (GEWA) mit 30 Rippen pro Zoll. In Abbildung 3.2 sind die Abmessungen eines Glattrohres und eines Rippenrohres (GEWA-K Rippenrohr) dargestellt.



**Abbildung 3.2:** Rohrabmessungen im Querschnitt längs eines Rohres nach REIF ET AL. 2015, links: Glattrohr, rechts: Rippenrohr

Mit  $L$  wird die Rohrlänge, die für die Kondensation zur Verfügung steht, bezeichnet. Bei Rippenrohren ist diese Länge die berippte Rohrlänge. Der Außendurchmesser  $d_{\text{außen}}$  des Glattrohres ist gleich dem Durchmesser  $d_{\text{Spitze}}$  an der Rippenspitze des Rippenrohres. Der Innendurchmesser wird mit  $d_{\text{innen}}$  gekennzeichnet. Zur Charakterisierung des Rippenrohres benötigt man zusätzlich die Rippenhöhe  $h$ , den Rippenabstand  $s$  und die Rippendicke  $t$ .

An einem Rippenrohr können verschiedene Flächen definiert werden. Diese Flächen werden für das Verständnis von theoretischen Modellen und daraus resultierenden Berechnungen des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten benötigt. Die Innenflächen des Glattrohres und des Rippenrohres sind identisch. Sie berechnen sich in Abhängigkeit des Innendurchmessers  $d_{innen}$  und der Rohrlänge  $L$ :

$$A_{innen} = \pi \cdot d_{innen} \cdot L . \quad (3.1)$$

Die äußere Oberfläche  $A_{au\beta en,GR}$  des Glattrohres ist abhängig vom Außendurchmesser  $d_{au\beta en}$  und der Rohrlänge  $L$ . Diese Fläche entspricht einer einhüllenden zylindrischen Fläche des Rippenrohres mit dem Durchmesser  $d_{Spitze}$  an der Rippenspitze:

$$A_{au\beta en,GR} = \pi \cdot d_{au\beta en} \cdot L = \pi \cdot d_{Spitze} \cdot L . \quad (3.2)$$

Die tatsächliche gesamte äußere Oberfläche  $A_{au\beta en,ges}$  eines Rippenrohres setzt sich zusammen aus den Flächen  $A_{Spitze}$  an der Rippenspitze,  $A_{Tal}$  im Rippental und  $A_{Seite}$  an den beiden Rippenseiten. Für ein Segment eines Rippenrohres mit der Länge  $L = (s + t)$  ergibt sich

$$A_{au\beta en,ges} = A_{Spitze} + A_{Tal} + 2 \cdot A_{Seite} \quad (3.3)$$

mit

$$A_{Spitze} = \pi \cdot d_{Spitze} \cdot t , \quad (3.4)$$

$$A_{Tal} = \pi \cdot d_{Tal} \cdot s , \quad (3.5)$$

$$A_{Seite} = \frac{\pi}{4} \cdot (d_{Spitze}^2 - d_{Tal}^2) . \quad (3.6)$$

Damit folgt für  $A_{au\beta en,ges}$  eines Rippenrohrsegments der Länge  $L = (s + t)$

$$A_{au\beta en,ges} = \pi \cdot \left[ \frac{(d_{Spitze}^2 - d_{Tal}^2)}{2} + d_{Spitze} \cdot t + d_{Tal} \cdot s \right] . \quad (3.7)$$

## 3.2 Berechnung des Wärmeübergangs

Werfen wir nochmals einen Blick auf das Rohr in Abbildung 2.5. Der Dampf soll nun gesättigt mit  $p = p_{sat} = \text{konstant}$  und  $T_{sat} = T_{Dampf} = \text{konstant}$  vorliegen. Hat das Kühlwasser eine Temperatur  $T_{KW}$ , die unterhalb der Sättigungstemperatur des Dampfes liegt, kondensiert der Dampf an der Außenseite des Rohres. Kondensation bedeutet, dass Dampf bei Absenkung der Temperatur und/oder der Erhöhung des Druckes, vom

gasförmigen Zustand in den flüssigen Zustand übergeht. Durch die Kondensation des Dampfes – mit der Sättigungstemperatur  $T_{Dampf}$  bei konstantem Druck  $p_{sat}$  – an der kalten Rohroberfläche, wird Wärme in Form des Wärmestromes  $\dot{Q}$  an das Kühlwasser übertragen.

Der gesamte bei der Kondensation vom Dampf abgegebene Wärmestrom  $\dot{Q}$  kann analog zu Gleichung (2.22) berechnet werden. Er ergibt sich aus dem Produkt aus dem Wärmedurchgangskoeffizienten  $k$ , der äußeren Oberfläche  $A_{au\beta en}$  des Rohres und der logarithmischen Temperaturdifferenz  $\Delta T_{log}$ :

$$\dot{Q} = k \cdot A_{au\beta en} \cdot \Delta T_{log} . \quad (3.8)$$

Wie im Abschnitt 2.3 erwähnt wird, wird der Wärmestrom  $\dot{Q}$  in Abhängigkeit einer Bezugsfläche berechnet. Da in dieser Arbeit der Wärmeübergang durch Kondensation an der Außenseite eines Rohres betrachtet wird, wird hier als Bezugsfläche die äußere Oberfläche  $A_{au\beta en}$  des Rohres verwendet.

Da die Änderung der Kühlwassertemperatur entlang des Rohres unbekannt ist, wird die treibende Temperaturdifferenz, die in Gleichung (2.22) vereinfacht als  $(T_{Dampf} - T_{KW})$  bezeichnet wird, mit der logarithmischen Temperaturdifferenz  $\Delta T_{log}$  angenähert (BAEHR & STEPHAN 2004):

$$\Delta T_{log} = \frac{(T_{Dampf,aus} - T_{KW,ein}) - (T_{Dampf,ein} - T_{KW,aus})}{\ln \left( \frac{T_{Dampf,aus} - T_{KW,ein}}{T_{Dampf,ein} - T_{KW,aus}} \right)} . \quad (3.9)$$

Die Definition der logarithmischen Temperaturdifferenz nach dieser Gleichung stellt die allgemeine Definition dieser Differenz dar. In unserem Fall herrscht im Kondensator freie Konvektion. Das bedeutet, dass der Dampf, im Gegensatz zu Gleich- oder Gegenstromwärmeübertragern, ruht (keine extern aufgeprägte Dampfströmung) und an jeder Stelle im Kondensator die Sättigungstemperatur  $T_{Dampf,ein} = T_{Dampf,aus} = T_{Dampf}$  hat. Daraus folgt für die logarithmische Temperaturdifferenz  $\Delta T_{log}$  bei konstanter Dampftemperatur

$$\Delta T_{log} = \frac{T_{KW,aus} - T_{KW,ein}}{\ln \left( \frac{T_{Dampf} - T_{KW,ein}}{T_{Dampf} - T_{KW,aus}} \right)} . \quad (3.10)$$

Der mit Gleichung (3.8) berechnete Wärmestrom  $\dot{Q}$  entspricht dem gesamten Wärmestrom, der an das Kühlwasser übertragen wird (Wärmeverluste an die Umgebung können vernachlässigt werden):

$$\dot{Q} = \dot{m}_{KW} \cdot c_{p,KW} \cdot (T_{KW,aus} - T_{KW,ein}) . \quad (3.11)$$

Dieser ist abhängig vom Massenstrom  $\dot{m}_{KW}$  des Kühlwassers und der Temperaturdifferenz  $(T_{KW,aus} - T_{KW,ein})$  des Kühlwassers zwischen dem Rohreintritt und dem



Rohraustritt. Mit  $c_{p,KW}$  wird die spezifische Wärmekapazität des Kühlwassers bei konstantem Druck bezeichnet.

Beim Wärmedurchgang von der Außenseite zur Innenseite eines Rohres müssen drei Widerstände überwunden werden (siehe Abschnitt 2.3). Widerstände aufgrund von Fouling werden nicht berücksichtigt. Die drei in Reihe auftretenden Widerstände  $R_{\alpha,au\beta en}$ ,  $R_{\lambda}$  und  $R_{\alpha,innen}$  werden in Gleichung (3.12) zum Gesamtwiderstand  $R_{ges}$  zusammengefasst (vergleiche Gleichung (2.20) und (2.21)). Dabei werden die integralen Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_{au\beta en}$  und  $\alpha_{innen}$  an der Außen- und Innenseite des Rohres betrachtet.

$$\underbrace{\frac{1}{k \cdot A_{au\beta en}}}_{R_{ges}} = \underbrace{\frac{1}{\alpha_{au\beta en} \cdot A_{au\beta en}}}_{R_{\alpha,au\beta en}} + \underbrace{\frac{\ln\left(\frac{d_{au\beta en}}{d_{innen}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot \lambda_{Rohr}}}_{R_{\lambda}} + \underbrace{\frac{1}{\alpha_{innen} \cdot A_{innen}}}_{R_{\alpha,innen}}. \quad (3.12)$$

Der erste Summand auf der rechten Seite dieser Gleichung bezeichnet den thermischen Widerstand  $R_{\alpha,au\beta en}$  an der Außenseite des Rohres. Dieser berechnet sich als Kehrwert des Produktes des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_{au\beta en}$  und der äußeren Oberfläche  $A_{au\beta en}$  des Rohres. Der zweite Summand berücksichtigt den Wärmeleitwiderstand  $R_{\lambda}$  durch die Rohrwand hindurch. Dieser ist deshalb abhängig von den Durchmessern  $d_{au\beta en}$  und  $d_{innen}$  des Rohres an der Außen- und Innenseite, der Rohrlänge  $L$  an der kondensiert wird und der Wärmeleitfähigkeit  $\lambda_{Rohr}$  des Rohrwerkstoffes. Der letzte Summand beschreibt den thermischen Widerstand  $R_{\alpha,innen}$  an der Innenseite des Rohres, also den Kehrwert des Produktes aus dem inneren Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_{innen}$  und der Innenfläche  $A_{innen}$  des Rohres. Die Summe der Widerstände wird zum Gesamtwiderstand  $R_{ges}$  (linke Seite von Gleichung (3.12)) zusammengefasst, der mit dem Wärmedurchgangskoeffizienten  $k$  und wie bereits erwähnt wird mit der Fläche  $A_{au\beta en}$  berechnet wird.

Der gesamte Widerstand  $R_{ges}$  ergibt sich also aus Gleichung (3.12), in Abhängigkeit geometrischer Größen, also der Flächen  $A_{au\beta en}$  und  $A_{innen}$  sowie der Durchmesser  $d_{au\beta en}$  und  $d_{innen}$ . Die Definition der Innenfläche und des Innendurchmessers sind aufgrund der glatten Innenseite sowohl des Glatt- als auch des Rippenrohres eindeutig definiert (siehe Gleichung (3.1) und Abbildung 3.2). Die äußere Oberfläche  $A_{au\beta en}$  wird für ein Glattrohr mit Gleichung (3.2) mit dem Außendurchmesser  $d_{au\beta en}$  berechnet. Für ein Rippenrohr müssen diese beiden Größen aufgrund der verschiedenen Definitionsmöglichkeiten eindeutig festgelegt und angegeben werden.

### 3.3 Bezugsgrößen am Rippenrohr

Bei der Berechnung des Wärmedurchgangs an einem Rippenrohr mit Gleichung (3.12) müssen die Bezugsgrößen, also die äußere Oberfläche  $A_{au\beta en}$  für den Gesamtwiderstand  $R_{ges}$  und den thermischen Widerstand  $R_{\alpha,au\beta en}$  an der Außenseite des Rippenrohres und der Außendurchmesser  $d_{au\beta en}$  für das Verhältnis  $(d_{au\beta en}/d_{innen})$  zur Berechnung des Wärmeleitwiderstandes  $R_{\lambda}$  definiert werden.

### 3.3.1 Definition der äußeren Oberfläche

An einem außen strukturierten Rippenrohr bieten sich drei Möglichkeiten an, wie die äußere Oberfläche  $A_{au\beta en}$  definiert werden kann. In Abbildung 3.3 sind diese Möglichkeiten grafisch dargestellt.

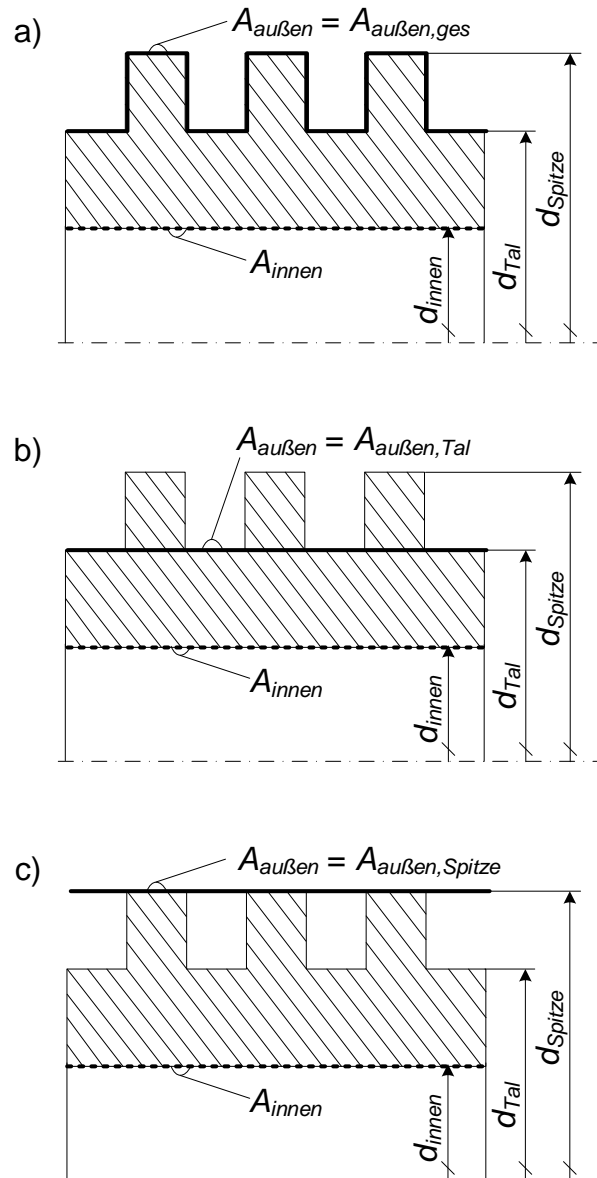


Abbildung 3.3: Möglichkeiten zur Definition der Bezugsfläche  $A_{au\beta en}$  nach BÜCHNER ET AL. 2015a

**Tatsächliche gesamte äußere Oberfläche** Als Bezugsfläche für den Wärmedurchgangskoeffizienten  $k$  und den äußeren Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_{au\beta en}$  kann die tatsächliche gesamte äußere Oberfläche  $A_{au\beta en,ges}$  gewählt werden. Diese Fläche ist die Summe der Flächen der Rippenhöhen, der Rippenflächen und der Rippentäler eines

Rippenrohres mit  $n$  Segmenten (siehe Abschnitt 3.1). Damit ergibt sich analog zu Gleichung (3.7) für ein Rippenrohr mit  $n$  Segmenten die gesamte äußere Oberfläche

$$A_{\text{außen,ges}} = n \cdot \pi \cdot \left[ \frac{(d_{\text{Spitze}}^2 - d_{\text{Tal}}^2)}{2} + d_{\text{Spitze}} \cdot t + d_{\text{Tal}} \cdot s \right]. \quad (3.13)$$

Diese Fläche wird von SCHMIDT 2013 als Bezugsgröße bei Rohren mit strukturierter Außenfläche angegeben. In Abbildung 3.3a) ist diese Fläche als dicke durchgezogene Linie dargestellt. Für Standard-Rippenrohre mit rechteckigen Rippen kann diese Fläche mit Kenntnis der Rippenhöhe  $h$ , dem Rippenabstand  $s$  und der Rippendicke  $t$  berechnet werden. Problematisch wird die Berechnung dieser Fläche bei sehr kleinen Rippenabmessungen und/oder komplexen Rippengeometrien. Oft können bei solchen strukturierten Oberflächen die geometrischen Abmessungen nicht mehr angegeben oder nachgemessen werden (BÜCHNER ET AL. 2015a).

**Zylindrische Fläche im Rippental** Eine weitere Möglichkeit zur Definition der äußeren Bezugsfläche ist die zylindrische Fläche  $A_{\text{außen,Tal}}$  im Rippental. Diese entspricht einer zylindrischen Glattrohroberfläche, wobei der Außendurchmesser des Glattrohres dem Durchmesser  $d_{\text{Tal}}$  des Rippenrohres im Rippental entspricht (BÜCHNER ET AL. 2015a). Für ein Rohr der Länge  $L$  folgt

$$A_{\text{außen,Tal}} = \pi \cdot d_{\text{Tal}} \cdot L. \quad (3.14)$$

Diese Fläche ist in Abbildung 3.3b) als dicke durchgezogene Linie dargestellt. Zur Berechnung dieser Bezugsfläche wird nur die Kenntnis des Durchmessers im Rippental benötigt. In der Literatur findet man diese Definition bei Autoren, deren Ergebnisse am Rippenrohr mit denen an einem Glattrohr verglichen werden, wobei der Außendurchmesser des Glattrohres dem des Rippenrohres im Rippental entspricht (YAU ET AL. 1985, WANNIARACHCHI ET AL. 1986, MASUDA & ROSE 1987a, MASUDA & ROSE 1988, MARTO ET AL. 1990, BRIGGS ET AL. 1992, BRIGGS & ROSE 1995, BRIGGS ET AL. 1995, KUMAR ET AL. 1998, KUMAR ET AL. 2002a, BELGHAZI ET AL. 2002a, BELGHAZI ET AL. 2002b, BELGHAZI ET AL. 2003).

**Zylindrische Fläche an der Rippenspitze** Die dritte Möglichkeit für die Definition der Bezugsfläche ist die zylindrische Fläche  $A_{\text{außen,Spitze}}$  mit dem Außendurchmesser  $d_{\text{Spitze}}$ . Diese entspricht bei den in dieser Arbeit verwendeten Rippenrohren der äußeren Oberfläche  $A_{\text{außen,GR}}$  eines Glattrohres. Dafür folgt analog zu Gleichung (3.2) für ein Rohr der Länge  $L$

$$A_{\text{außen,Spitze}} = \pi \cdot d_{\text{Spitze}} \cdot L. \quad (3.15)$$

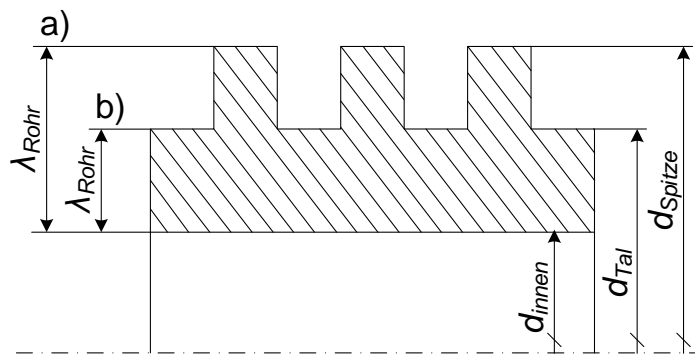
Diese Fläche ist in Abbildung 3.3c) als dicke durchgezogene Linie dargestellt. Die Vergrößerung der Fläche aufgrund der Rippenstruktur wird bei dieser Definition im äußeren Wärmeübergangskoeffizienten berücksichtigt (BÜCHNER ET AL. 2015a). Der Vorteil dieser Flächendefinition ist, dass der äußere Durchmesser an der Rippenspitze messtechnisch leicht zu bestimmen ist und nicht zwingend auf Herstellerangaben zurückgegriffen

werden muss. Des Weiteren ist die Auslegung eines Rippenrohr-Wärmeübertragers mit Rippenrohren, deren Außendurchmesser an der Rippen Spitze dem eines Glattrohres entspricht deutlich einfacher, da die Bezugsfläche am Glattrohr gleich der am Rippenrohr ist (BÜCHNER ET AL. 2015a).

Aus der Sicht eines Ingenieurs wird die Fläche  $A_{\text{außen, Spitze}}$  als Bezugsfläche als beste Möglichkeit erachtet und daher nachfolgend verwendet.

### 3.3.2 Definition des äußeren Durchmessers

Als Bezugsgröße für die Wärmeleitfähigkeit  $\lambda_{\text{Rohr}}$  muss das Durchmesser Verhältnis ( $d_{\text{außen}}/d_{\text{innen}}$ ) und damit der äußere Durchmesser festgelegt werden. Die Größen  $d_{\text{außen}}$  und  $d_{\text{innen}}$  sind am Glattrohr eindeutig definiert (siehe Abbildung 3.2). Am Rippenrohr kann als Außendurchmesser entweder der Durchmesser  $d_{\text{Spitze}}$  an der Rippen Spitze oder  $d_{\text{Tal}}$  im Rippental des Rippenrohres gewählt werden (siehe Abbildung 3.2 und 3.4).



**Abbildung 3.4:** Möglichkeiten zur Berücksichtigung der Wärmeleitfähigkeit  $\lambda_{\text{Rohr}}$  an einem Rippenrohr nach BÜCHNER ET AL. 2015a

**Durchmesser an der Rippen Spitze** Bei der Wahl des Durchmessers  $d_{\text{Spitze}}$  an der Rippen Spitze als Außendurchmesser ist vorteilhaft, dass diese Größe messtechnisch sehr einfach zu bestimmen ist. Dabei wird jedoch in den Rippenzwischenräumen die gleiche Wärmeleitfähigkeit wie in den Rippen angenommen (siehe Abbildung 3.4a)) (BÜCHNER ET AL. 2015a). Das ist in der Realität nicht der Fall.

**Durchmesser im Rippental** Legt man als Außendurchmesser den Durchmesser  $d_{\text{Tal}}$  im Rippental fest, umgeht man diese falsche Annahme, dass die Wärmeleitfähigkeit im Rippenzwischenraum gleich der in den Rippen ist. Wie in Abbildung 3.4b) dargestellt ist, wird die Wärmeleitung in der Rohrwand berücksichtigt, die nicht durch Rippenstrukturen unterbrochen ist. Die Wärmeleitung wird wie bei einem Glattrohr im durchgehenden Rohrkörper berücksichtigt (BÜCHNER ET AL. 2015a). Die Effekte der Wärmeleitung in den Rippen sind deshalb im äußeren Wärmeübergangskoeffizienten enthalten.

Da bei letzterer Definition formal keine Lücke der Wärmeleitung entsteht (durchgehender Rohrkörper) wird nachfolgend als Bezugsgröße für die Wärmeleitfähigkeit das Durchmesser Verhältnis ( $d_{\text{Tal}}/d_{\text{innen}}$ ) mit dem äußeren Durchmesser  $d_{\text{Tal}}$  festgelegt.

## 3.4 Kondensation am horizontalen Einzelrohr

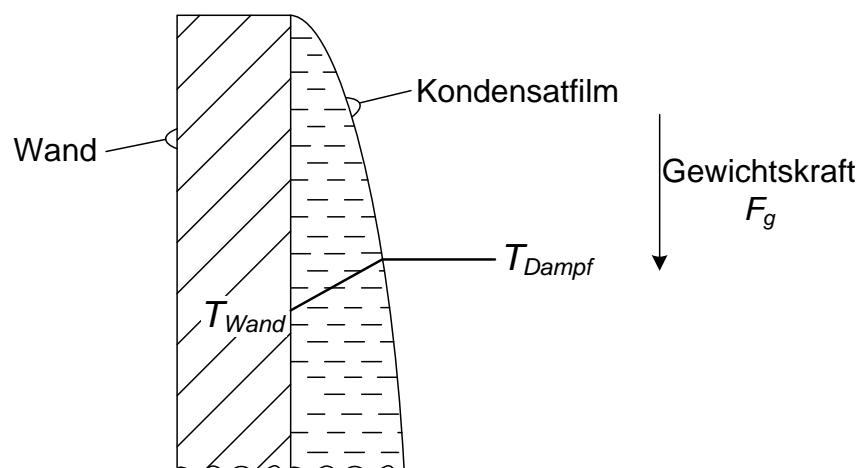
Bei der Kondensation von Dämpfen an glatten gekühlten Flächen bildet sich ein Kondensatfilm. Die Bildung eines Kondensatfilms und dessen Dicke werden bei der Nußeltschen Wasserhauttheorie zur Beschreibung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten berücksichtigt (NUSSELT 1916).

### 3.4.1 Nußeltsche Wasserhauttheorie am einzelnen Glattrohr

Nach NUSSELT 1916 ist die Temperatur des Kondensatfilms an der Oberfläche gleich der Sättigungstemperatur des Dampfes. Die Temperatur des Kondensatfilms an der glatten Wand entspricht der Wandtemperatur. Es findet an der gesamten Oberfläche Kondensation, also eine gleichmäßige Bildung des Kondensatfilms statt. Handelt es sich bei der glatten gekühlten Oberfläche um ein Glattrohr, fließt dieser Kondensatfilm an die Unterseite des Rohres und tropft dann dort ab.

NUSSELT 1916 leitet dafür eine Gleichung zur Berechnung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten bei der Kondensation von Wasser an einer senkrechten oder geneigten Wand und an horizontalen Rohren her. Der Grundgedanke der Nußeltschen Wasserhauttheorie (im Folgenden Theorie von NUSSELT 1916 genannt) ist somit, dass der gesättigte Dampf mit einer Temperatur  $T_{Dampf} = T_{sat}$  an der kalten Wand mit  $T_{Wand} < T_{Dampf}$  kondensiert und sich daher eine Wasserhaut auf der glatten Oberfläche bildet.

In Abbildung 3.5 ist der Temperaturverlauf bei der Kondensation von Wasserdampf an einer senkrechten Wand dargestellt. Die Temperaturdifferenz  $\Delta T_{(Dampf-Wand)}$  ist dabei die treibende Kraft für die Kondensation. Der gebildete Kondensatfilm fließt aufgrund der Schwerkraft nach unten ab. Die Dicke des Kondensatfilms nimmt dabei stetig nach unten hin zu.



**Abbildung 3.5:** Temperaturverlauf bei der Kondensation von Wasserdampf an einer senkrechten Wand nach NUSSELT 1916, BAEHR & STEPHAN 2004 und POLIFKE & KOPITZ 2005

Zur Beschreibung des Wärmeübergangs durch Kondensation trifft NUSSELT 1916 folgende Annahmen (NUSSELT 1916, BAEHR & STEPHAN 2004, POLIFKE & KOPITZ 2005):

- Der gesättigte Dampf ruht.
- Die dem Dampf zugewandte Seite des Kondensatfilms hat die Sättigungstemperatur des Dampfes  $T_{Dampf} = T_{sat}$ .
- Der Kondensatfilm haftet aufgrund der Schubspannung direkt an der glatten Oberfläche, wohingegen die anderen Kondensatschichten aufgrund der Schwerkraft nach unten hin abfließen.
- Der Kondensatfilm hat an der Wandoberfläche die Temperatur  $T_{Wand}$ .
- Die Strömung im Kondensatfilm ist stationär und laminar.
- Kondensation findet nur an der Phasengrenze statt, das heißt im Dampfraum findet kein Wärmeübergang durch Strahlung oder Leitung statt.
- Die Temperaturverteilung im Kondensatfilm ist linear.

Mit diesen Annahmen leitet NUSSELT 1916 einen Zusammenhang zur Berechnung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten bei der Kondensation von Reinstoffen an einem horizontalen Glattrohr her. Für den lokalen äußeren Wärmeübergangskoeffizienten an einem einzelnen horizontalen Glattrohr mit dem Außendurchmesser  $d_{au\beta en}$  folgt nach NUSSELT 1916

$$\alpha_{au\beta en,GR,lokal} = 0,728 \cdot \left[ \frac{\Delta h_V}{\Delta T_{(Dampf-Wand)}} \cdot \frac{\rho \cdot \Delta \rho \cdot g}{\eta} \cdot \frac{\lambda^3}{d_{au\beta en}} \right]^{1/4}. \quad (3.16)$$

Der lokale äußere Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{au\beta en,GR,lokal}$  nach Gleichung (3.16)<sup>1</sup> ist dabei abhängig von der Verdampfungsenthalpie  $\Delta h_V$ , der treibenden Temperaturdifferenz  $\Delta T_{(Dampf-Wand)}$ , der Dichte  $\rho$  des Kondensats, der Dichtedifferenz  $\Delta \rho$  zwischen kondensierendem Dampf und Kondensat, der Erdbeschleunigung  $g$ , der Viskosität  $\eta$  des Kondensats, der Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$  des Kondensats und vom Außendurchmesser  $d_{au\beta en}$  des Rohres.

Da sich die Wandtemperatur über die Länge des Rohres ändert, wird mit obiger Gleichung der lokale äußere Wärmeübergangskoeffizient an der Stelle des Rohres berechnet, an der die Wand die Temperatur  $T_{Wand}$  hat. Deshalb ist in dieser Gleichung der äußere Wärmeübergangskoeffizient mit dem Begriff „lokal“ indiziert. Bei industriellen Anwendungen ist zur Auslegung von Wärmeübertragern nicht die Kenntnis eines Wärmeübergangskoeffizienten an einer bestimmten Stelle ausschlaggebend, sondern der über die gesamte, für die Kondensation zur Verfügung stehende Rohrlänge integrale Wärmeübergangskoeffizient.

<sup>1</sup> Hier ist die Konstante für ein horizontales Glattrohr mit 0,728 angegeben. In der Veröffentlichung von NUSSELT 1916 wird diese mit 0,725 angegeben. Dieser ungenauere Wert ist auf eine graphische Integration von NUSSELT 1916 zurückzuführen (ROSE 1988, BAEHR & STEPHAN 2004).

Nach NUSSELT 1916 gilt, dass der lokale äußere Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{au\beta en,GR,lokal}$  proportional zur vierten Wurzel  $\Delta T_{(Dampf-Wand)}^{-1/4}$  des Kehrwertes der treibenden Temperaturdifferenz ist:

$$\alpha_{au\beta en,GR,lokal} \sim \Delta T_{(Dampf-Wand)}^{-1/4} . \quad (3.17)$$

Zudem gilt nach Gleichung (2.11)

$$\alpha_{au\beta en,GR,lokal} = \frac{\dot{q}_{lokal}}{\Delta T_{(Dampf-Wand)}} . \quad (3.18)$$

Setzt man diesen Ausdruck für den äußeren lokalen Wärmeübergangskoeffizienten in den Zusammenhang von Gleichung (3.17) ein, so folgt für die Abhängigkeit der lokalen Wärmestromdichte  $\dot{q}_{lokal}$  von der treibenden Temperaturdifferenz  $\Delta T_{(Dampf-Wand)}$  (ROSE 1994)

$$\Delta T_{(Dampf-Wand)} \sim \dot{q}_{lokal}^{4/3} . \quad (3.19)$$

Mit dieser Abhängigkeit kann in Gleichung (3.16) die treibende Temperaturdifferenz ersetzt werden. Da, wie oben bereits erwähnt, bei den hier vorliegenden Untersuchungen der integrale äußere Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{au\beta en,GR}$  von Interesse ist, wird die lokale Wärmestromdichte  $\dot{q}_{lokal}$  durch die integrale, auf die gesamte Rohrlänge bezogene Wärmestromdichte  $\dot{q}$  ersetzt:

$$\alpha_{au\beta en,GR} = 0,728^{4/3} \cdot \left[ \frac{\Delta h_V}{\dot{q}} \cdot \frac{\rho \cdot \Delta \rho \cdot g}{\eta} \cdot \frac{\lambda^3}{d_{au\beta en}} \right]^{1/3} . \quad (3.20)$$

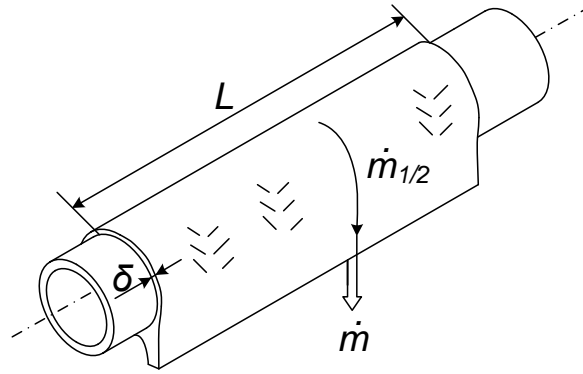
Man erhält so den integralen äußeren Wärmeübergangskoeffizienten in Abhängigkeit der Wärmestromdichte nach der Theorie von NUSSELT 1916 (REIF ET AL. 2015). Der Zusammenhang nach Gleichung (3.20) wurde auch, allerdings ohne Herleitung, von JI ET AL. 2014 angegeben.

### 3.4.2 Effekte bei der Kondensation am Rippenrohr

Der Massenstrom  $\dot{m}$  an Kondensat, der während des Kondensationsvorganges an einem Rohr gebildet wird und abtropft, kann mit der im Folgenden vorgestellten dimensionslosen Kennzahl, der Film-Reynolds-Zahl  $Re_F$  beschrieben werden.

In Abbildung 3.6 ist zur Herleitung der Film-Reynolds-Zahl nach HONDA ET AL. 1987, HOLMAN 1989, MITROVIC 2005 und GSTOEHL & THOME 2006b das von einem horizontalen Rohr (unter idealen Bedingungen<sup>2</sup>) abfließende Kondensat dargestellt. Der

<sup>2</sup> Unter idealen Bedingungen wird hier verstanden, dass das Kondensat senkrecht am Rohr nach unten abläuft, das heißt das Kondensat wird nicht durch eine Dampfströmung oder andere externe Einflüsse (zum Beispiel Schwingen des Wärmeübertragers in Kolonnen) beeinflusst und das Rohr selbst ist exakt horizontal positioniert.



**Abbildung 3.6:** Massenstrom  $\dot{m}$  an Kondensat der insgesamt von einem Rohr der Länge  $L$  abläuft nach MITROVIC 2005

Massenstrom  $\dot{m}_{1/2}$ , der auf einer Seite des Rohres senkrecht durch die Ebene  $A = \delta \cdot L$  abfließt, berechnet sich zu

$$\dot{m}_{1/2} = \rho \cdot u \cdot A, \quad (3.21)$$

wobei  $\rho$  die Dichte und  $u$  die Strömungsgeschwindigkeit des Kondensats sind. Mit der aus der Fluidodynamik bekannten Definition der Reynolds-Zahl  $Re$  in Abhängigkeit des hydraulischen Durchmessers  $d_H = (4 \cdot A)/U$  folgt

$$Re = \frac{u \cdot \rho \cdot d_H}{\eta} = \frac{u \cdot \rho \cdot 4 \cdot A}{\eta \cdot U}. \quad (3.22)$$

Mit Gleichung (3.21) und dem benetzten Umfang  $U = L$  (MITROVIC 2005), folgt für die Berechnung der Film-Reynolds-Zahl  $Re_F$  mit  $\dot{m}_{1/2} = 1/2 \cdot \dot{m}$

$$Re_F = \frac{4 \cdot \dot{m}_{1/2}}{\eta \cdot L} = 2 \cdot \frac{\dot{m}}{\eta \cdot L}. \quad (3.23)$$

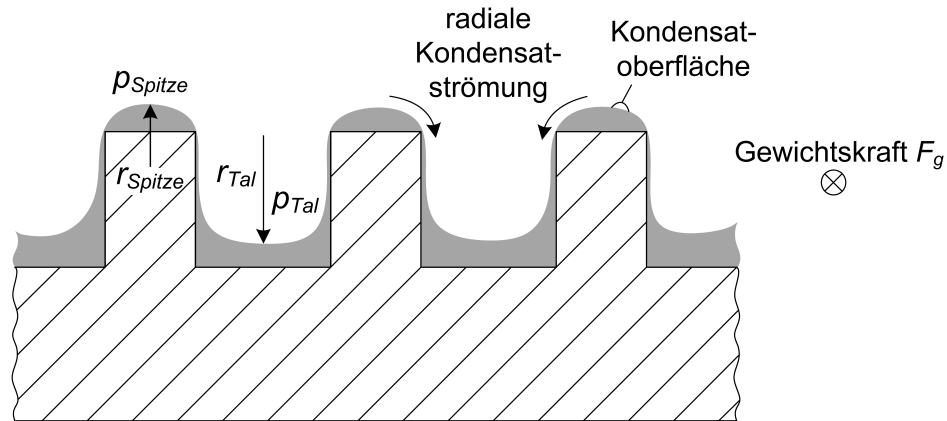
Diese Berechnung von  $Re_F$  erfolgt somit abhängig vom Kondensatstrom  $\dot{m}$  der insgesamt von einem Rohr abtropft (also von beiden Seiten des Rohres abläuft) und dessen dynamischer Viskosität  $\eta$ . Der Kondensatmassenstrom  $\dot{m}$  kann in Abhängigkeit der Wärmestromdichte  $\dot{q}$ , der äußeren Oberfläche  $A_{au\beta en}$  des Rohres und der Verdampfungsenthalpie  $\Delta h_V$  berechnet werden:

$$\dot{m} = \frac{\dot{q} \cdot A_{au\beta en}}{\Delta h_V}. \quad (3.24)$$

Die Film-Reynolds-Zahl  $Re_F$  ist eine dimensionslose Kennzahl, die wiedergibt, wie viel Kondensat beim Wärmeübergang durch Kondensation gebildet wird. Anders als die aus der Fluidodynamik bekannte Reynolds-Zahl  $Re$  zur Charakterisierung von Strömungen, dient die Film-Reynolds-Zahl  $Re_F$  der Beschreibung des Kondensationsvorganges in Abhängigkeit des Kondensatmassenstroms.



Bei der Kondensation von Dampf mit Sättigungstemperatur an der Außenseite eines mit Kühlwasser durchströmten Rippenrohres beeinflusst die Schwerkraft und zusätzlich die Oberflächenspannung des Kondensats den Kondensationsvorgang (GREGORIG 1954, ADAMEK 1985, WEBB 1988, ROSE 1994, BRIGGS & ROSE 1999, ROSE 2004): Aufgrund der konvexen Krümmung des Kondensatfilms auf der Rippenspitze und der konkaven Krümmung im Rippental entsteht ein Druckgradient entlang der Rippe (siehe Abbildung 3.7).

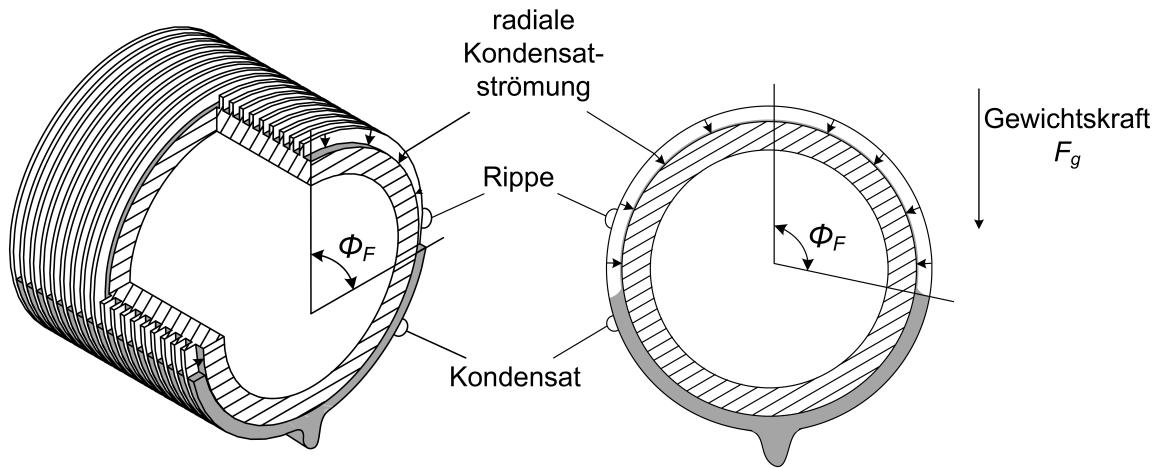


**Abbildung 3.7:** Druckgradient an der Kondensatoberfläche bei der Kondensation an einem Rippenrohr nach GREGORIG 1954 und ADAMEK 1981

An der Rippenspitze herrscht ein Überdruck  $p_{Spitze}$  im Vergleich zum Dampfraum, der gemäß der Formel von Young-Laplace  $p_{Spitze} = \sigma / r_{Spitze}$  von der Oberflächenspannung  $\sigma$  des Kondensats und dem Krümmungsradius  $r_{Spitze}$  des Kondensatfilms abhängig ist (LAPLACE 1805, YOUNG 1805). Da  $r_{Spitze} < r_{Tal}$ , mit  $r_{Tal}$  als Krümmungsradius des Kondensatfilms im Rippental, herrscht im Rippental analog ein Unterdruck  $p_{Tal}$ . Wegen des daraus resultierenden Druckgefälles mit  $p_{Spitze} > p_{Tal}$  von Rippenspitze zu Rippental, wird das Kondensat in radialer Richtung senkrecht zur Gewichtskraft  $F_g$  in das Rippental gezogen. Diese radiale Kondensatströmung ist in Abbildung 3.7 und Abbildung 3.8 dargestellt. In den Rippenzwischenräumen hingegen fließt das Kondensat aufgrund der Schwerkraft in den unteren Rohrbereich. Dort sammelt sich das Kondensat aufgrund von Kapillarkräften in den Rippenzwischenräumen an.

Wie in Abbildung 3.8 grau dargestellt ist, sind die Rippenzwischenräume ab einem Flutungswinkel  $\phi_F$  vollständig mit Kondensat gefüllt. Das Rohr kann in einen oberen ungefluteten Bereich und in einen unteren gefluteten Bereich eingeteilt werden. Der obere ungeflutete Rohrbereich ist aufgrund der radialen Kondensatströmung und des Abflusses des Kondensats im Rippental aufgrund der Schwerkraft nahezu frei von Kondensat. Dort treten sehr hohe lokale Wärmeübergangskoeffizienten auf. Im unteren gefluteten Rohrbereich ist der Wärmeübergang aufgrund des angesammelten Kondensats in den Rippenzwischenräumen gehemmt (ADAMEK 1985, BRIGGS 2008).

Die Tatsache, dass bei der Kondensation von Kältemitteln an berippten Rohren ein Wärmeübergangskoeffizient gemessen wird, der ein Vielfaches dessen an einem Glattrohr beträgt (WANNIARACHCHI ET AL. 1986, MARTO ET AL. 1990, HONDA ET AL.



**Abbildung 3.8:** Gefluteter und ungefluteter Rohrbereich mit Flutungswinkel  $\phi_F$  bei der Kondensation an einem Rippenrohr, links: isometrische Ansicht, rechts: Draufsicht

1991, BRIGGS ET AL. 1992, JABER & WEBB 1993, BRIGGS & ROSE 1995, KUMAR ET AL. 1998, JUNG ET AL. 1999, BELGHAZI ET AL. 2002a, BELGHAZI ET AL. 2002b, KUMAR ET AL. 2002a, KUMAR ET AL. 2002b, BELGHAZI ET AL. 2003, FERNÁNDEZ-SEARA ET AL. 2010) ist also nicht nur auf die durch die Rippenstruktur bedingte Vergrößerung der für den Wärmeübergang zur Verfügung stehenden Fläche zurückzuführen. Vielmehr ist der Grund für einen verbesserten Wärmeübergang der Abfluss des Kondensats von der Rippenspitze ins Rippental aufgrund des durch den gekrümmten Kondensatfilms generierten Druckgradienten und der Abfluss im Rippental aufgrund der Schwerkraft (BRIGGS & ROSE 1999, BRIGGS 2008, BELGHAZI ET AL. 2003). Dieser Sachverhalt ist es, den BRIGGS & ROSE 1999 in nur einem einzigen Satz versucht haben zu erklären (siehe Kapitel 1).

Der ungeflutete Rohrbereich kann nach RUDY & WEBB 1983 und HONDA ET AL. 1983 in Abhängigkeit der Rippengeometrie für rechteckige Rippen und den Stoffeigenschaften des Kondensats mit folgender Gleichung beschrieben werden:

$$\phi_F = \arccos \left( \frac{4 \cdot \sigma}{d_{\text{Spitze}} \cdot \rho \cdot g \cdot s} - 1 \right). \quad (3.25)$$

Dabei ist der Flutungswinkel  $\phi_F$  wie in Abbildung 3.8 dargestellt, der Winkel von der oberen Rohrachse bis zu der Stelle, an dem der Rippenzwischenraum vollständig mit Kondensat gefüllt ist. Mit  $s$  wird der Abstand zwischen den Rippen bezeichnet und  $d_{\text{Spitze}}$  ist der Außendurchmesser des Rippenrohres an der Rippenspitze. Als Stoffeigenschaften des Kondensats gehen die Oberflächenspannung  $\sigma$  und die Dichte  $\rho$  ein.

Der Zusammenhang zwischen den geometrischen Abmessungen des Rippenrohres, der Dichtedifferenz  $\Delta\rho$  zwischen flüssiger und gasförmiger Phase sowie der Oberflächenspannung des Kondensats kann mit einer dimensionslosen Kennzahl, der Bond-Zahl  $Bo$  beschrieben werden:

$$Bo = \frac{d_{Spitze} \cdot \Delta\rho \cdot g \cdot s}{\sigma} . \quad (3.26)$$

Sie beschreibt das Verhältnis der Gravitationskraft zur Oberflächenkraft und damit, wie das Kondensat am Rohr abfließt und zwischen den Rippen mit dem Abstand  $s$  durch Kapillarkräfte gestaut wird. Sie wird zur Beschreibung von Wärmeübergangsvorgängen mit Phasenumwandlung verwendet (BOUCHER & ALVES 1959, WEBB 1988, BEJAN & KRAUS 2003, POLIFKE & KOPITZ 2005).

Die hier und im Folgenden verwendeten Stoffdaten des Kondensats werden ohne Index geschrieben. Handelt es sich um Stoffdaten des Kühlwassers oder des Rohrwerkstoffes wird dies durch den entsprechenden Index für das Kühlwasser  $KW$  oder den Rohrwerkstoff  $Rohr$  gekennzeichnet.

### 3.4.3 Theoretische Beschreibung des Wärmeübergangs am einzelnen Rippenrohr

Es sind bereits zahlreiche Modelle veröffentlicht, die die Berechnung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten bei der Kondensation an einem horizontalen einzelnen Rippenrohr ermöglichen. Allerdings muss dabei beachtet werden, dass diese Modelle oftmals an experimentelle Daten bei der Kondensation von Wasser und Kältemitteln an Rippenrohren aus Kupfer angepasst sind. In dieser Arbeit wird die Kondensation von

- iso-Propanol,
- Kohlenwasserstoffen und
- Wasser

an Rippenrohren aus

- Baustahl,
- Edelstahl oder
- Titan

untersucht. Die Anwendbarkeit dieser Modelle muss daher nicht zwingend gegeben sein.

BEATTY & KATZ 1948 sind die Ersten, die basierend auf der Theorie von NUSSELT 1916 die theoretische Berechnung des Wärmeübergangs an Rippenrohren mit geringer Rippendichte herleiten. Dabei wird die Rippenstruktur in unterschiedliche Teilbereiche eingeteilt. Die Rippenseiten werden als ebene Platten betrachtet. Demnach wird der äußere Wärmeübergangskoeffizient dort mit der Theorie von NUSSELT 1916 für eine ebene Platte berechnet. Der Wärmeübergang im Rippenzwischenraum wird mit

der Theorie von NUSSELT 1916 für ein horizontales Rohr (siehe Gleichung (3.16)) berechnet. BEATTY & KATZ 1948 haben die Flächen der Rippenspitzen und folglich den Wärmeübergang an den Spitzen nicht berücksichtigt<sup>3</sup>. Der Grund dafür könnten die Rippenrohre sein, die sie bei der Validierung ihres Modells verwenden. Die Breite der Rippenspitze geht aufgrund des Fertigungsprozesses der Rohre gegen null (MARTO 1988, BRIGGS & ROSE 1999). Bei diesem Modell wird nur das Abfließen des Kondensats aufgrund der Schwerkraft (keine radiale Kondensatströmung) berücksichtigt. Deshalb ist es nur gültig für die Kondensation von Fluiden mit niedriger Oberflächenspannung an Rippenrohren mit geringer Rippendichte (MARTO 1988).

Dieses Modell berücksichtigt also nicht die Oberflächenspannung und nicht die Kapillarkräfte des kondensierenden Fluids in den Rippenzwischenräumen. Wie in Abschnitt 3.4.2 gezeigt wird, beeinflussen diese Größen, neben der Schwerkraft, den Kondensationsvorgang an einem niedrig berippten Rippenrohr erheblich. Im Folgenden werden Modelle vorgestellt, die diese Effekte berücksichtigen.

### 3.4.3.1 Steigerungsfaktor nach ROSE 1994 UND BRIGGS & ROSE 1994

Beim Modell von ROSE 1994 und BRIGGS & ROSE 1994 wird der sogenannte Steigerungsfaktor  $\varepsilon_{\Delta T}$  definiert. Er beschreibt das Verhältnis des insgesamt an einem Rippenrohr übertragenen Wärmestroms  $\dot{Q}_{RR}$  zu dem an einem äquivalenten Glattrohr übertragenen Wärmestrom  $\dot{Q}_{GR}$ . Als äquivalentes Glattrohr wird hier ein Glattrohr bezeichnet, dessen Außendurchmesser dem Durchmesser im Rippental des Rippenrohres entspricht. Es wird berücksichtigt, dass das Rippenrohr, wie bereits im Abschnitt 3.4.2 erläutert wird, in einen oberen ungefluteten und in einen unteren gefluteten Bereich eingeteilt werden kann. Das Modell von ROSE 1994 und BRIGGS & ROSE 1994 beinhaltet somit den Einfluss der Rippenstruktur, der Oberflächenspannung und der Schwerkraft auf den Kondensationsvorgang.

Der insgesamt an einem Rippenrohr übertragene Wärmestrom ist die Summe der einzelnen Wärmeströme im oberen ungefluteten Rohrbereich und im unteren gefluteten Rohrbereich. Er setzt sich also zusammen aus dem Wärmestrom  $\dot{Q}_{geflutet}$ , der im gefluteten Rohrbereich nur an der Rippenspitze übertragen wird. Da der Rippenzwischenraum in diesem Bereich vollständig mit Kondensat gefüllt ist, wird angenommen, dass die Rippenseiten und das Rippental adiabat sind. Zudem wird der Wärmestrom  $\dot{Q}_{Rippe}$  berücksichtigt, der im oberen Rohrbereich an der Rippe, also an der Rippenspitze und den Rippenseiten übertragen wird, sowie der Wärmestrom  $\dot{Q}_{Tal}$ , der im oberen Rohrbereich im Rippental übertragen wird:

$$\varepsilon_{\Delta T} = \frac{\dot{Q}_{RR}}{\dot{Q}_{GR}} = \frac{\dot{Q}_{geflutet} + \dot{Q}_{Rippe} + \dot{Q}_{Tal}}{\dot{Q}_{GR}} . \quad (3.27)$$

<sup>3</sup> SMIRNOV & LUKANOV 1972 haben das Modell korrigiert, indem sie die Flächen an den Rippenspitzen mitberücksichtigt haben.

Für den Wärmestrom  $\dot{Q}_{GR}$  in Gleichung (3.27), der an einem Glattrohr mit der Länge  $(s + t)$  übertragen wird, gilt

$$\dot{Q}_{GR} = \dot{q}_{GR} \cdot \pi \cdot d_{Tal} \cdot (s + t) . \quad (3.28)$$

Die Wärmestromdichte  $\dot{q}_{GR}$  wird mit der Theorie von NUSSELT 1916 berechnet. Da  $\dot{q}_{GR} = \alpha_{au\beta en, lokal} \cdot \Delta T_{(Dampf-Wand)}$  gilt, folgt mit Gleichung (3.16)

$$\dot{q}_{GR} = 0,728 \cdot \left[ \Delta h_V \cdot \Delta T_{(Dampf-Wand)}^3 \cdot \frac{\Delta \varrho^2 \cdot g}{\eta} \cdot \frac{\lambda^3}{d_{au\beta en}} \right]^{1/4} . \quad (3.29)$$

Der mit Gleichung (3.27) definierte Steigerungsfaktor  $\varepsilon_{\Delta T}$  ist gültig, wenn die treibende Temperaturdifferenz  $\Delta T_{(Dampf-Wand)}$  am äquivalenten Glattrohr gleich der treibenden Temperaturdifferenz  $\Delta T_{(Dampf-Wand)}$  am Rippenrohr ist. Ist hingegen die Wärmestromdichte  $\dot{q}$  an den beiden betrachteten Rohren identisch, so geben ROSE 1994 und BRIGGS & ROSE 1994, basierend auf dem Zusammenhang  $\dot{q} \sim \Delta T^{3/4}$  (siehe Gleichung (3.19)) folgende Umrechnung an:

$$\varepsilon_{\dot{q}} = (\varepsilon_{\Delta T})^{4/3} . \quad (3.30)$$

Vergleicht man ein Rippenrohr mit einem Glattrohr, dessen Außendurchmesser gleich dem Durchmesser an der Rippenspitze des Rippenrohres ist, so folgt für den Steigerungsfaktor

$$\varepsilon_{\Delta T, Spitze} = \varepsilon_{\Delta T} \cdot \left( \frac{d_{Tal}}{d_{Spitze}} \right)^{3/4} . \quad (3.31)$$

In unserem Fall vergleichen wir ein Rippenrohr mit einem äquivalenten Glattrohr mit  $d_{au\beta en} = d_{Spitze}$ . Außerdem sind die Wärmestromdichten an beiden Rohrtypen identisch. Für diesen Steigerungsfaktor  $\varepsilon_{\dot{q}, Spitze}$  ergibt sich daher

$$\varepsilon_{\dot{q}, Spitze} = (\varepsilon_{\Delta T})^{4/3} \cdot \left( \frac{d_{Tal}}{d_{Spitze}} \right) = \varepsilon \quad (3.32)$$

der im Nachfolgenden vereinfachend nur als  $\varepsilon$  bezeichnet wird. Die für die Berechnung des Steigerungsfaktors  $\varepsilon_{\Delta T}$  nach Gleichung (3.27) benötigten Wärmeströme werden aus den jeweiligen Wärmestromdichten (siehe BRIGGS & ROSE 1994) bestimmt. Bei der Berechnung der Temperaturdifferenzen  $\Delta T_{Spitze}$  zwischen Dampf und Rippenspitze,  $\Delta T_{Tal}$  zwischen Dampf und Rippental und der mittleren Temperaturdifferenz  $\overline{\Delta T}_{Seite}$  zwischen Dampf und Rippenseite können zwei Annahmen unterschieden werden:

- 1.) Die Wandtemperatur  $T_{Wand}$  ist nicht konstant. Das heißt, die Wärmeleitung in der Rippe darf nicht vernachlässigt werden. Die Temperaturdifferenzen zwischen Dampf und Rippenspitze  $\Delta T_{Spitze}$ , Dampf und Rippental  $\Delta T_{Tal}$  und Dampf und Rippenseite  $\overline{\Delta T}_{Seite}$  müssen jeweils (teilweise iterativ) berechnet werden (BRIGGS & ROSE 1994).

- 2.) Die Wandtemperatur  $T_{Wand}$  ist konstant. Das heißt, innerhalb der Rippe und an der Rippenoberfläche treten keine Temperaturunterschiede auf. Die Temperaturdifferenzen zwischen Dampf und Rippenspitze  $\Delta T_{Spitze}$ , Dampf und Rippental  $\Delta T_{Tal}$  und Dampf und Rippenseite  $\overline{\Delta T}_{Seite}$  sind gleich (ROSE 1994).

Im Folgenden wird erläutert, wie der Steigerungsfaktor  $\varepsilon_{\Delta T}$  nach Gleichung (3.27) für diese zwei Annahmen bestimmt wird.

### Wandtemperatur ist nicht konstant (Annahme 1)

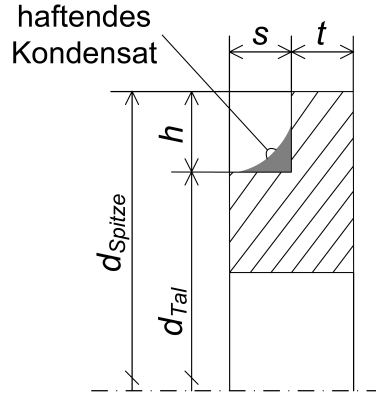
Unter der Annahme, dass die Wandtemperatur  $T_{Wand}$  nicht konstant ist, werden im Folgenden die einzelnen Wärmeströme, die während der Kondensation an einem Rippenrohr übertragen werden, erläutert. Die Wärmeströme werden an einem Rippenrohrsegment der Länge  $(s + t)$  und den jeweiligen Bezugsflächen berechnet. Die detaillierte Beschreibung der Berechnung von  $\varepsilon_{\Delta T}$  bei nicht konstanter Wandtemperatur kann im Anhang A.1 nachgelesen werden.

**Wärmestrom im gefluteten Bereich** Der Wärmestrom  $\dot{Q}_{geflutet}$  wird im gefluteten Bereich nur an den Rippenspitzen übertragen. Die Berechnung dieses Wärmestroms erfolgt in Abhängigkeit der Wärmestromdichte in diesem Bereich und der Temperaturdifferenz zwischen Dampf und Rippenspitze im gefluteten Bereich. Die Berechnung der Wärmestromdichte und der Temperaturdifferenz erfolgt dabei iterativ.

**Temperaturdifferenzen im ungefluteten Bereich** Unter der Annahme nicht konstanter Wandtemperatur muss zunächst die Temperaturdifferenz zwischen Dampf und Rippenspitze im ungefluteten Bereich berechnet werden. Diese wird iterativ mit dem lokalen äußeren Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{Spitze}$  an der Rippenspitze bestimmt. Die Berechnung der mittleren Temperaturdifferenz zwischen Dampf und Rippenseite erfolgt ausgehend vom lokalen äußeren Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{Seite}$  an der Rippenseite und eines Parameters  $m$  iterativ. Die Temperaturdifferenz zwischen Dampf und Rippental kann mit dem übertragenen Wärmestrom  $\dot{Q}$ , dem thermischen Widerstand  $R_{\alpha,innen}$  an der Innenseite des Rohres und dem Wärmeleitwiderstand  $R_{\lambda}$  durch die Rohrwand berechnet werden.

**Wärmestrom im ungefluteten Bereich an der Rippe** Der Wärmestrom  $\dot{Q}_{Rippe}$  wird im ungefluteten Bereich an der Rippenspitze und den Rippenseiten übertragen. Mit Hilfe der zuvor berechneten mittleren Temperaturdifferenz zwischen Dampf und Rippenseite kann nun der Wärmestrom im Rippental des ungefluteten Bereichs bestimmt werden. Dabei muss berücksichtigt werden, dass im ungefluteten Rohrbereich in den Ecken zwischen dem Rippental und der Rippenseite Kondensat haftet (siehe Abbildung 3.9).

**Wärmestrom im ungefluteten Bereich im Rippental** Der Wärmestrom  $\dot{Q}_{Tal}$  wird im ungefluteten Bereich im Rippental übertragen. Dieser Wärmestrom wird mit der Wärmestromdichte in diesem Rohrbereich und der bereits berechneten Temperaturdifferenz zwischen Dampf und Rippental bestimmt. Die Wärmestromdichte ist abhängig von der Filmdicke des Kondensats im Rippental und kann mit der Funktion  $\xi(\phi_F)$  angenähert werden.



**Abbildung 3.9:** Haftendes Kondensat im ungefluteten Bereich eines Rippenrohrsegments der Länge  $(s + t)$

### Wandtemperatur ist konstant (Annahme 2)<sup>4</sup>

Geht man von der Annahme aus, dass die Wandtemperatur  $T_{Wand}$  konstant ist, vereinfacht sich das soeben beschriebene Vorgehen. Der Steigerungsfaktor  $\varepsilon_{\Delta T}$  kann nun mit einer einzigen Gleichung berechnet werden (ROSE 1994, BRIGGS & ROSE 1994):

$$\begin{aligned} \varepsilon_{\Delta T} = & \left[ \left( \frac{d_{tal}}{d_{Spitze}} \right)^{3/4} \cdot t \cdot \left\{ 0,281 + \frac{B_{Spitze} \cdot \sigma \cdot d_{Spitze}}{t^3 \cdot \Delta \rho \cdot g} \right\}^{1/4} \right. \\ & + \frac{\phi_F}{\pi} \cdot \left( (1 - f_{Seite}) \cdot \frac{(d_{Spitze}^2 - d_{Tal}^2)}{2 \cdot h_v \cdot d_{Tal}^{3/4}} \cdot \left\{ 0,791 + \frac{B_{Seite} \cdot \sigma \cdot h_v}{h^3 \cdot \Delta \rho \cdot g} \right\}^{1/4} \right. \\ & \left. \left. + B_L \cdot (1 - f_{Tal}) \cdot s \cdot \left\{ \xi(\phi_F)^3 + \frac{B_{Tal} \cdot \sigma \cdot d_{Tal}}{s^3 \cdot \Delta \rho \cdot g} \right\}^{1/4} \right) \right] \cdot [0,728 \cdot (s + t)]^{-1} . \end{aligned} \quad (3.33)$$

Der Steigerungsfaktor ist dabei abhängig von geometrischen Abmessungen des Rippenrohres, also den Durchmessern  $d_{Spitze}$  und  $d_{Tal}$  an der Rippenspitze beziehungsweise im Rippental, der Rippendicke  $t$ , der Rippenhöhe  $h$  und vom Rippenabstand  $s$ . Weiterhin muss die Dichtedifferenz  $\Delta \rho$  des kondensierenden Fluids bekannt sein. Die Konstanten  $B_{Spitze} = B_{Seite} = B_{Tal} = 0,143$  und  $B_L = 2,96$  sind von ROSE 1994 und BRIGGS & ROSE 1994 an experimentelle Daten bei der Kondensation von Kältemitteln und Wasser an Rippenrohren aus Kupfer angepasst.

Mit  $\phi_F$  wird der Flutungswinkel nach Gleichung (3.25) bezeichnet. Die Parameter  $f_{Seite}$  und  $f_{Tal}$  sind die Anteile der Rippenseiten beziehungsweise des Rippentals, die im ungefluteten Bereich mit dem in den Ecken (zwischen Rippental und Rippenseiten) haftenden Kondensat bedeckt sind (MASUDA & ROSE 1987b) (Berechnung siehe

<sup>4</sup> Die später vorgestellten experimentellen Daten werden mit dem Modell von BRIGGS & ROSE 1994 verglichen, bei dem von der Annahme nicht konstanter Wandtemperatur ausgegangen wird. Dieses Modell liefert eine bessere Übereinstimmung mit den experimentellen Daten als das Modell von ROSE 1994 mit der Annahme konstanter Wandtemperatur. Der Vollständigkeit halber wird das Modell von ROSE 1994 an dieser Stelle trotzdem erläutert.

Anhang A.1). Mit der Funktion  $\xi(\phi_F)$  kann die Dicke des Kondensatfilms im ungefluteten Bereich im Rippental näherungsweise berechnet werden (Berechnung siehe Anhang A.1). Da berücksichtigt werden muss, dass im ungefluteten Rohrbereich in den Ecken zwischen dem Rippental und der Rippenseite Kondensat haftet, ergibt sich eine mittlere vertikale Rippenhöhe  $h_v$  (Berechnung siehe Anhang A.1).

### 3.4.3.2 Kondensationszahl von KUMAR ET AL. 2002b

KUMAR ET AL. 2002b definieren einen Zusammenhang dimensionsloser Kennzahlen zur Berechnung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten an einem Rippenrohr:

$$\text{Cn} = 0,024 \cdot \text{Re}_F^{-1/3} \cdot \text{We}^{0,3} \cdot Y^{1,4} . \quad (3.34)$$

In dieser Gleichung ist Cn die Kondensations-Zahl (HOLMAN 1989, HONDA ET AL. 1989b, GSTOEHL & THOME 2006a). Diese kann als dimensionsloser äußerer Wärmeübergangskoeffizient, hergeleitet aus der Theorie von NUSSELT 1916 für ein Glattrohr, interpretiert werden:

$$\text{Cn} = \alpha_{\text{außen}} \cdot \left[ \frac{\eta^2}{\rho^2 \cdot g} \cdot \frac{1}{\lambda^3} \right]^{1/3} . \quad (3.35)$$

Nach Gleichung (3.34) ist die Kondensationszahl Cn bei der Kondensation an einem Rippenrohr abhängig von der Film-Reynolds-Zahl  $\text{Re}_F$ , der Weber-Zahl We und einer dimensionslosen Größe Y, die geometrische Abmessungen des Rippenrohres beinhaltet. Die Film-Reynolds-Zahl  $\text{Re}_F$  gibt an, wie viel Kondensat (Kondensatmassenstrom  $\dot{m}$ , Viskosität des Kondensats  $\eta$ ) an einem Rippenrohrsegment der Länge  $(s + t)$  anfällt. KUMAR ET AL. 2002b geben folgende Definition dafür an:

$$\text{Re}_F = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\eta \cdot (s + t)} . \quad (3.36)$$

Die Weber-Zahl We ist definiert als das Verhältnis der Oberflächenkraft zur Gewichtskraft des Kondensats und liefert in Abhängigkeit der geometrischen Abmessungen des Rippenrohres (Rippenhöhe  $h$ , Rippendicke  $t$ , Rippenabstand  $s$ ), der Oberflächenspannung  $\sigma$  des Kondensats und der Erdbeschleunigung  $g$  eine Aussage darüber, wie das Kondensat am Rippenrohr abfließt:

$$\text{We} = \frac{4 \cdot \sigma}{h \cdot \rho \cdot g} \cdot \left( \frac{1}{t} + \frac{1}{s} \right) . \quad (3.37)$$

Die dimensionslose Größe Y ist das Verhältnis aus der vierfachen tatsächlichen gesamten äußeren Oberfläche  $A_{\text{außen,ges}}$  des Rippenrohrsegments (siehe Gleichung (3.13) mit  $n = 1$ )



und des Produktes aus dem Durchmesser  $d_{Tal}$  des Rippenrohres im Rippental und der Länge  $(s + t)$  des betrachteten Rippenrohrsegments:

$$Y = \frac{4 \cdot A_{au\beta en, ges}}{d_{Tal} \cdot (s + t)}. \quad (3.38)$$

Anhand Gleichung (3.38) erkennt man, dass die Kondensationszahl und damit der äußere Wärmeübergangskoeffizient ausgehend von einem Glattrohr mit  $d_{au\beta en} = d_{Tal}$  berechnet wird. Daher muss für unseren Fall, bei dem  $d_{au\beta en} = d_{Spitze}$  gilt, eine entsprechende Umrechnung erfolgen. Die dimensionslose Größe  $Y$  wird daher mit dem Faktor  $(d_{Tal}/d_{Spitze})^{1/4}$  multipliziert. Somit erhält man den äußeren Wärmeübergangskoeffizienten ausgehend von einem Glattrohr, dessen Außendurchmesser dem Durchmesser an der Rippenspitze des Rippenrohres entspricht.

Dieses Modell beinhaltet die Einflüsse der Oberflächenspannung und der Schwerkraft auf den Kondensatabfluss und den Massenstrom des bei der Kondensation anfallenden Kondensats. Die Exponenten in Gleichung (3.34) sind an experimentelle Daten von KUMAR ET AL. 2002b bei der Kondensation von Wasser und R134a an Rippenrohren aus Kupfer angepasst. Mit ihrer Korrelation können KUMAR ET AL. 2002b den äußeren Wärmeübergangskoeffizienten experimenteller Daten bei der Kondensation von Wasser, R11, R113, R12 und R22 von SUKHATME ET AL. 1990, RUDY & WEBB 1983, WEBB & MURAWSKI 1990, MASUDA & ROSE 1987a, HONDA ET AL. 1983, MARTO ET AL. 1988, GOGONIN & DOROKHOV 1981, KATZ ET AL. 1947, PEARSON & WITHERS 1969 und BEATTY & KATZ 1948 mit einer Genauigkeit von  $\pm 35\%$  wiedergeben.

#### Anmerkungen zu KUMAR ET AL. 2002b

HOLMAN 1989 und GSTOEHL & THOME 2006a geben die Kondensationszahl abhängig von  $(\varrho \cdot \Delta\varrho)$  an. KUMAR ET AL. 2002b verwenden stattdessen  $\varrho^2$ . In dieser Arbeit wird anders als bei KUMAR ET AL. 2002b die ursprüngliche Definition mit  $(\varrho \cdot \Delta\varrho)$  nach der Herleitung von HOLMAN 1989 verwendet.

KUMAR ET AL. 2002b geben für die Kondensation an einem horizontalen Glattrohr  $C_n = 1,47 \cdot \text{Re}_F^{-1/3}$  an. Nach HOLMAN 1989 ist dies jedoch die Gleichung für eine vertikale Platte. Für ein horizontales Glattrohr gibt HOLMAN 1989  $C_n = 1,514 \cdot \text{Re}_F^{-1/3}$  an.

Die Definition der Film-Reynolds-Zahl  $\text{Re}_F$  nach Gleichung (3.36) berücksichtigt wie WEBB & MURAWSKI 1990 und MITROVIC 2005 betonen, mit  $\dot{m}$  nur den Kondensatmassenstrom, der auf einer Seite des Rohres abtropft und nicht den insgesamt von einem Rohr abtropfenden Kondensatmassenstrom (wie es in Gleichung (3.23) der Fall ist). Ob dies von KUMAR ET AL. 2002b berücksichtigt wird, kann nicht überprüft werden, da die Berechnung von  $\dot{m}$  nicht erwähnt wird. Bei den meisten Definitionen der Film-Reynolds-Zahl  $\text{Re}_F$  wird nicht angegeben, welcher Kondensatmassenstrom gemeint ist und wie dieser berechnet wird. In Gleichung (3.23) ist die Film-Reynolds-Zahl für den insgesamt an einem Rohr abtropfenden Kondensatstrom gegeben. In der vorliegenden Arbeit wird ausschließlich mit dieser Definition gerechnet.

Nach der üblichen Definition der Weber-Zahl  $We$  ist diese das Verhältnis der Trägheitskraft zur Oberflächenkraft (STICHLMAIR 1990). Daraus ergibt sich, dass mit zunehmender Oberflächenspannung die Weber-Zahl abnimmt. Dies ist anders als nach der Definition von KUMAR ET AL. 2002b. Danach nimmt die Weber-Zahl mit zunehmender Oberflächenspannung zu. KUMAR ET AL. 2002b leiten die Weber-Zahl als Quotient der Oberflächenkraft und der Gewichtskraft des bei der Kondensation gebildeten Kondensats her. Sie verweisen dabei auf RUDY & WEBB 1983, die diese beiden Kräfte definieren. Damit ergibt sich jedoch

$$We = \frac{2 \cdot \sigma}{h \cdot \rho \cdot g} \cdot \left( \frac{1}{t} + \frac{1}{s} \right) . \quad (3.39)$$

In der vorliegenden Arbeit wird mit dieser Weber-Zahl gerechnet, die nach den Definitionen von RUDY & WEBB 1983 für die Oberflächenkraft und die Gewichtskraft nur halb so groß ist, wie die von KUMAR ET AL. 2002b in Gleichung (3.37) angegebene Weber-Zahl.

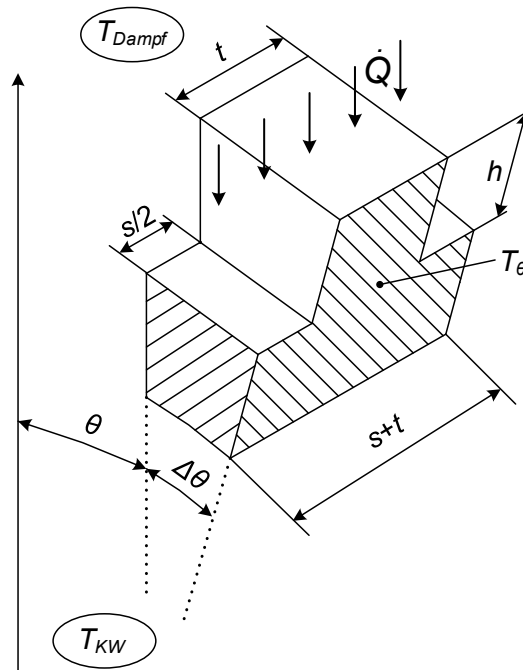
### 3.4.3.3 Modell von AL-BADRI ET AL. 2013

Beim Modell von AL-BADRI ET AL. 2013 wird ein Rippelement entlang des Rohrumfanges betrachtet. In Abbildung 3.10 ist ein solches Rippelement dargestellt. Die Länge dieses Elements in radialer Richtung ist  $\Delta\theta$  und in axialer Richtung  $(s + t)$ . Man betrachtet hier also eine Rippe und zwei halbe Rippentäler. Entscheidend dabei ist der Winkel  $\theta$ . Er bestimmt die Position des Rippelements, also ob es sich im oberen ungefluteten oder im unteren gefluteten Rohrbereich befindet. Für die Berechnung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten werden die nachfolgenden Parameter bestimmt<sup>5</sup>.

**Temperaturverlauf an der Oberfläche des Rippenrohres** An der Außenseite des Rohres kondensiert ruhender gesättigter Dampf der Temperatur  $T_{Dampf}$ . An der Innenseite des Rohres strömt Kühlwasser der Temperatur  $T_{KW}$ . Da die Länge  $(s + t)$  des Rippelements sehr klein ist, wird angenommen, dass sich die Kühlwassertemperatur entlang dieser sehr kurzen Strecke nicht ändert. Unter der Berücksichtigung der Position  $\theta$  des Rippelements wird der Temperaturverlauf in diesem Element berechnet. Dabei gilt die Annahme, dass die Temperatur  $T_{Tal}$  im Rippental der Temperatur  $T_\theta$  der Rippe bei  $h = 0$  entspricht. Somit kann die Temperaturdifferenz  $\Delta T_\theta$  zwischen gesättigtem Dampf und der Temperatur der Rippe bei  $h = 0$  berechnet werden.

**Lokaler Wärmestrom** Bei der Bestimmung des lokalen Wärmestroms werden die einzelnen Flächen – Rippenseiten, Rippental und Rippenspitze – gesondert betrachtet. Dabei wird berücksichtigt, dass die Rippenseiten und das Rippental im gefluteten Rohrbereich inaktiv für den Wärmeübergang sind. Da sich dort das Kondensat anstaut, sind im unteren Rohrbereich nur die Rippenspitzen aktiv für den Wärmeübergang.

<sup>5</sup> Hier wird nur auf die Struktur und den Aufbau des Modells eingegangen. Für weitere Details und Berechnungen sei auf den Artikel von AL-BADRI ET AL. 2013 verwiesen.



**Abbildung 3.10:** Rippenelement zur Berechnung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten nach AL-BADRI ET AL. 2013

**Wärmestrom an den Rippenseiten** Bei der Berechnung des lokalen Wärmestroms an den Rippenseiten wird nur der ungeflutete Rohrbereich betrachtet. Dabei muss berücksichtigt werden, dass in diesem Bereich ein sehr dünner Kondensatfilm an den Rippenseiten haftet (vergleiche Abbildung 3.9). Die Rippenseiten können in einen Bereich eingeteilt werden, in dem das Kondensat in Form eines sehr dünnen Filmes entlang der Rippenseiten nach unten abläuft und in einen Bereich in den Ecken, in dem sich Kondensat anstaut. Letzterer wird als nicht aktiv für den Wärmeübergang betrachtet.

**Wärmestrom im Rippental** Das halbe Rippental der Länge  $s/2$  wird in drei Teilflächen unterteilt. Der Bereich in dem sich das Kondensat in den Ecken anstaut wird als inaktiv betrachtet. Auf der zweiten Teilfläche wird das Kondensat aufgrund von Oberflächenkräften in die Ecken gezogen. Auf der dritten Teilfläche fließt das Kondensat unter dem Einfluss der Schwerkraft ab.

**Wärmestrom an der Rippenspitze** Für den Wärmestrom an der Rippenspitze wird die halbe Rippendicke  $t/2$  in zwei Teilflächen unterteilt. Auf der ersten Fläche nahe der Rippenecke beeinflusst die Oberflächenspannung den Kondensatfilm. Auf der zweiten Teilfläche hin zur Mitte der Rippenspitze beeinflusst nur die Schwerkraft den Kondensatfilm.

**Wärmestrom an einem Rippenelement** Um den Wärmestrom an einem Rippenelement berechnen zu können, muss beachtet werden, ob sich dieses Element im gefluteten oder ungefluteten Rohrbereich befindet. Zudem müssen die lokalen treibenden Temperaturdifferenzen an der Rippenspitze im gefluteten Bereich und an der Rippenspitze, den Rippenseiten und im Rippental im ungefluteten Bereich bestimmt werden.

**Inaktive Rippenhöhe** Da die Dicke des Kondensatfilms entlang einer Rippe nicht konstant ist, müssen die Bereiche der Rippenseiten und des Rippentals bestimmt werden, welche mit Kondensat bedeckt sind. Diese Teilflächen gelten als inaktiv für den Wärmeübergang.

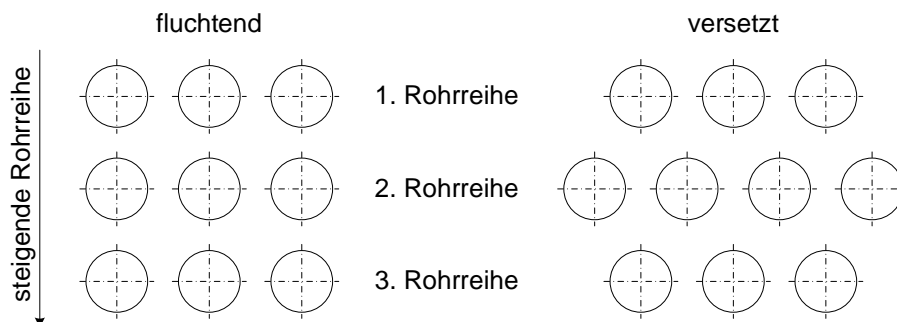
**Äußerer Wärmeübergangskoeffizient** Mit diesem Modell kann nun anhand der zuvor bestimmten Parameter der integrale äußere Wärmeübergangskoeffizient für ein Rippelement der Länge  $(s + t)$  berechnet werden. Dazu werden die mittlere treibende Temperaturdifferenz und die mittlere Wärmestromdichte jeweils für den ungefluteten und den gefluteten Bereich bestimmt, indem diese Rohrbereiche in eine bestimmte Anzahl an Rippelementen unterteilt werden. Daraus erhält man die äußeren Wärmeübergangskoeffizienten für den ungefluteten und gefluteten Rohrbereich und anschließend den daraus gemittelten, also den integralen äußeren Wärmeübergangskoeffizienten für ein Rippelement der Länge  $(s + t)$ .

## 3.5 Kondensation am horizontalen Rohrbündel

Im Abschnitt 3.4.2 wird das Ablaufverhalten des Kondensats bei der Kondensation an einem einzelnen horizontalen Rohr erklärt. In Wärmeübertragern, wie sie in der chemischen Industrie genutzt werden, findet Kondensation aber nicht an einem einzelnen Rohr statt, sondern an mehreren, zu einem im Wärmeübertrager zusammengefassten Rohrbündel. Im Folgenden werden Effekte, wie sie bei der Kondensation an einem Rohrbündel auftreten, erläutert.

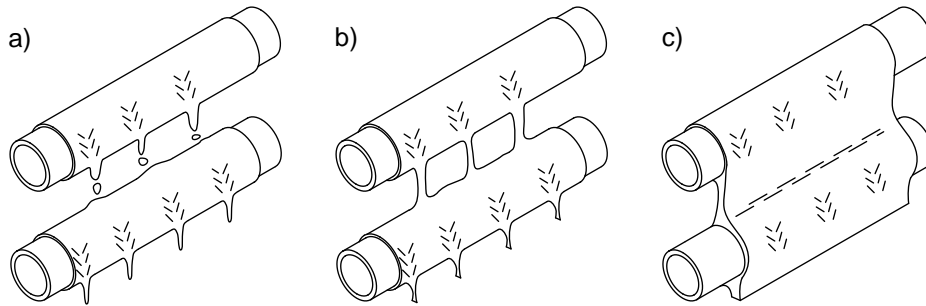
### 3.5.1 Effekte bei der Kondensation am Rohrbündel

Ein Rohrbündel kann aus mehreren untereinander und nebeneinander angeordneten Rohren bestehen. Die Rohre können dabei fluchtend oder versetzt angeordnet sein. In Abbildung 3.11 sind die fluchtende Anordnung und ein Beispiel für eine versetzte Anordnung grafisch dargestellt. Das oberste Rohr befindet sich dabei in der 1. Rohrreihe, das unterste Rohr in Abbildung 3.11 ist in der 3. Rohrreihe (Anordnung mit steigender Rohrreihe).



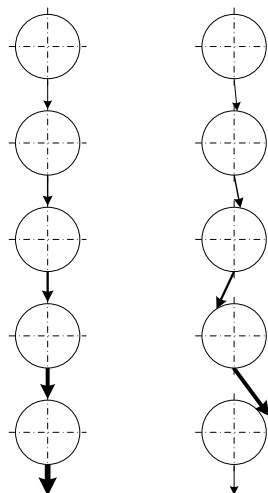
**Abbildung 3.11:** Fluchtende und versetzte Anordnung der Rohre in einem Rohrbündel

Kondensiert Dampf an den Rohren des Rohrbündels, kann das Kondensat abhängig von der Kondensatmenge, der Rohrgeometrie, den Abständen von Rohr zu Rohr und den Stoffeigenschaften des Kondensats auf unterschiedliche Art und Weise von Rohrreihe zu Rohrreihe abfließen (MITROVIC 1986, HONDA ET AL. 1987, GEBAUER ET AL. 2011). In Abbildung 3.12a) bis c) sind verschiedene Ablaufmodi dargestellt.



**Abbildung 3.12:** Verschiedene Ablaufmodi bei der Kondensation am Rohrbündel nach MITROVIC 1986: a) tropfenförmig b) säulenförmig c) flächenförmig

Eine geringe Menge an Kondensat fließt in Form von Tropfen vom oberen Rohr auf das darunterliegende Rohr ab (siehe Abbildung 3.12a)). Wird mehr kondensiert, bilden sich Flüssigkeitssäulen (siehe Abbildung 3.12b)). Fließt sehr viel Kondensat ab, bildet das Kondensat zwischen den Rohren eine durchgehende Kondensatfläche (siehe Abbildung 3.12c)). Neben diesen dargestellten Ablaufmodi kann es auch zum sogenannten Wegschleudern von Kondensat kommen (GSTOEHL & THOME 2006b). In Abbildung 3.13 ist dieses Verhalten schematisch mit Pfeilen dargestellt. Aufgrund von kleinsten Asymmetrien beispielsweise der Rippenstruktur oder in der Positionierung der Rohre oder des Wärmeübertragers, fließt auf beiden Seiten des Rohres nicht exakt die gleiche Menge an Kondensat ab. Mit steigender Rohrreihe kann sich dieser Effekt verstärken, bis schließlich kein Kondensat mehr vom oberen Rohr auf das darunterliegende Rohr abtropft (siehe Abbildung 3.13 rechts).



**Abbildung 3.13:** Nach GSTOEHL & THOME 2006b dargestellt, links: Ideales Ablaufverhalten des Kondensats in einem Rohrbündel, rechts: Wegschleudern des Kondensats in einem Rohrbündel

Aus den Abbildungen 3.12 und 3.13 ist ersichtlich, dass das Abtropfverhalten des Kondensats vom oberen Rohr auf das darunterliegende Rohr Einfluss auf die Dicke dessen Kondensatfilm hat. Durch das ablaufende Kondensat kann der Film am darunterliegenden Rohr dicker werden. Dieser Effekt wird als Inundation bezeichnet (BELGHAZI ET AL. 2002b, MURASE ET AL. 2006). Der Massenstrom  $\dot{m}$  an Kondensat, der von einem Rohr der Länge  $L$  auf das darunterliegende Rohr abtropft, kann nach MITROVIC 1986 und HONDA ET AL. 1987 mit der Film-Reynolds-Zahl  $Re_F$  beschrieben werden.

### 3.5.2 Inundationseffekt am Glattrohrbündel

Kondensiert Dampf an einem Rohrbündel bestehend aus Glattrohren, so trägt der Inundationseffekt zu einer Verschlechterung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten mit steigender Rohrreihe bei (MARTO 1988, WEBB 1988, MURASE ET AL. 2006, BRIGGS 2008): Wird der Kondensatfilm am betrachteten Rohr durch herabtropfendes Kondensat vom darüber liegenden Rohr dicker, so nimmt der Wärmeleitwiderstand durch diese Kondensatschicht zu.

Die Definition des Gesamtwiderstandes (siehe Gleichung (3.12)) als Reihenschaltung der thermischen Widerstände und Wärmeleitwiderstände lautet demnach (korrekterweise) folgendermaßen:

$$R_{ges} = \underbrace{R_{\alpha,Dampf} + R_{\lambda}}_{R_{\alpha,au\beta en}} + R_{\lambda,Rohr} + R_{\alpha,innen} . \quad (3.40)$$

Der Gesamtwiderstand  $R_{ges}$  ist dabei abhängig vom äußeren thermischen Widerstand  $R_{\alpha,Dampf}$  vom Dampfraum zur Kondensatschicht, von den Wärmeleitwiderständen  $R_{\lambda}$  und  $R_{\lambda,Rohr}$  durch die Kondensatschicht beziehungsweise durch die Rohrwand und vom inneren thermischen Widerstand  $R_{\alpha,innen}$  von der Rohrinneiseite zum Kühlmedium. Der Widerstand durch die Kondensatschicht kann hier messtechnisch nicht erfasst werden. Er wird daher nach Gleichung (3.40) mit dem Widerstand vom Dampfraum zur Kondensatschicht zusammengefasst zum äußeren thermischen Widerstand  $R_{\alpha,au\beta en}$ . Nimmt der Wärmeleitwiderstand durch die dicker werdende Kondensatschicht zu, wird der Widerstand auf der Außenseite des Rohres  $R_{\alpha,au\beta en}$  größer. Da

$$R_{\alpha,au\beta en} = R_{\alpha,Dampf} + R_{\lambda} = \frac{1}{A_{au\beta en} \cdot \alpha_{au\beta en}} , \quad (3.41)$$

wird der äußere Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{au\beta en}$  entsprechend kleiner (KATZ & GEIST 1948). Der äußere thermische Widerstand enthält formal also den Wärmeübergang vom Dampfraum zur Kondensatschicht und die Wärmeleitung durch die Kondensatschicht zur Rohroberfläche.

### 3.5.3 Nußeltsche Wasserhauttheorie am Glattrohrbündel

NUSSELT 1916 gibt für ein Rohrbündel, das aus  $n$  untereinander angeordneten Glattrohren besteht, eine Gleichung für das Verhältnis des über  $n$  Rohre gemittelten äußeren Wärmeübergangskoeffizienten  $\bar{\alpha}_{\text{au\ss}en,GR,n}$  und dem am obersten Rohr  $\alpha_{\text{au\ss}en,GR,1}$  an (NUSSELT 1916, KERN 1958, MARTO 1988, CHENG & WANG 1994, BROWNE & BANSAL 1999):

$$\frac{\bar{\alpha}_{\text{au\ss}en,GR,n}}{\alpha_{\text{au\ss}en,GR,1}} = n^{-m} . \quad (3.42)$$

Der Exponent  $m$  wird von NUSSELT 1916 an experimentelle Daten angepasst und zu  $1/4$  bestimmt. KERN 1958 korrigiert anhand von Messwerten den Exponenten zu  $1/6$  und CHENG & WANG 1994 finden durch Anpassung an ihre experimentellen Daten den Wert  $1/5$  in Gleichung (3.42) passend. Es wird angenommen, dass an allen Rohren des Rohrbündels die treibende Temperaturdifferenz ( $T_{\text{Dampf}} - T_{\text{Wand}}$ ) konstant ist. Deshalb kann Gleichung (3.42) streng genommen nicht angewendet werden, da die treibende Temperaturdifferenz ( $T_{\text{Dampf}} - T_{\text{Wand}}$ ) in realen Wärmeübertragern nicht an allen Rohren des Bündels gleich ist (GSTOEHL & THOME 2006b, MURASE ET AL. 2006). BELGHAZI ET AL. 2001 geben die Gleichung von EISENBERG 1972 zur Berechnung des über  $n$  Rohre gemittelten äußeren Wärmeübergangskoeffizienten  $\bar{\alpha}_{\text{au\ss}en,GR,n}$  an:

$$\frac{\bar{\alpha}_{\text{au\ss}en,GR,n}}{\alpha_{\text{au\ss}en,GR,1}} = 0,6 + 0,42 \cdot n^{-1/4} . \quad (3.43)$$

Diese Gleichung gibt die experimentellen Daten von BELGHAZI ET AL. 2001 für treibende Temperaturdifferenzen über 14 K besser wieder als Gleichung (3.42).

Neben dem mittleren äußeren Wärmeübergangskoeffizienten  $\bar{\alpha}_{\text{au\ss}en,GR,n}$  ist der äußere Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{\text{au\ss}en,GR,n}$  am  $n$ -ten Rohr in einem Rohrbündel von Interesse. Durch Umformen von Gleichung (3.42) erhält man für den äußeren Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_{\text{au\ss}en,GR,n}$  an einem Rohr in der  $n$ -ten Rohrreihe<sup>6</sup> (KATZ & GEIST 1948, KERN 1958, WEBB & MURAWSKI 1990, BELGHAZI ET AL. 2003)

$$\alpha_{\text{au\ss}en,GR,n} = \alpha_{\text{au\ss}en,GR,1} \cdot \left( n^{1-m} - (n-1)^{1-m} \right) . \quad (3.44)$$

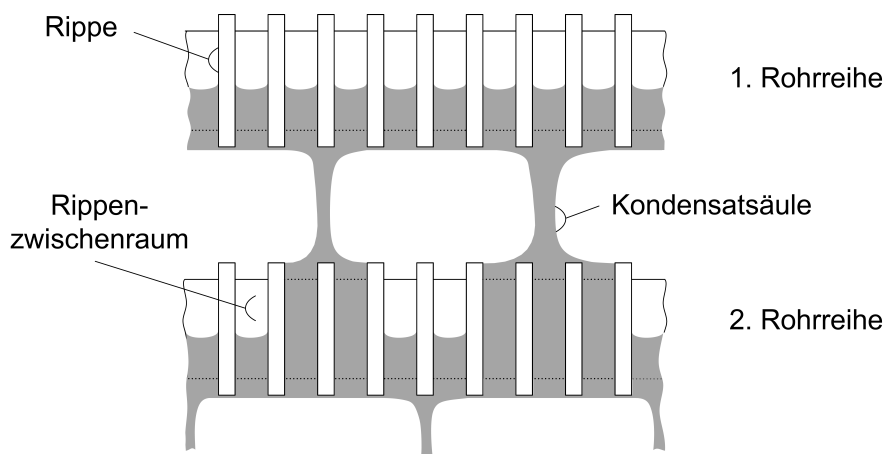
Der äußere Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{\text{au\ss}en,GR,n}$  an einem Rohr in der  $n$ -ten Rohrreihe ist abhängig vom äußeren Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_{\text{au\ss}en,GR,1}$  am obersten Rohr (1. Rohrreihe). In Gleichung (3.44) wird also die aufgrund des herabtropfenden Kondensats beschriebene Verschlechterung des Wärmeübergangs (vergleiche Abschnitt 3.5.2) in Abhängigkeit der Rohrreihe  $n$  und dem empirischen Exponenten  $m$  berücksichtigt.

<sup>6</sup> Die Herleitung von Gleichung (3.44) ausgehend von Gleichung (3.42) nach WEBB & MURAWSKI 1990 findet sich im Anhang A.2.

### 3.5.4 Effekte bei der Kondensation am Rippenrohrbündel

Betrachtet man ein Rohrbündel bestehend aus Rippenrohren, so wirkt sich das Herabtropfen von Kondensat vom oberen Rohr auf das darunterliegende Rohr anders als bei Glattrohren aus. In Abbildung 3.8 ist die Flutung des unteren Rohrbereichs eines Rippenrohres dargestellt. Mit Gleichung (3.25) kann der Flutungswinkel  $\phi_F$  berechnet werden. Dieser ist nach HONDA ET AL. 1983 und RUDY & WEBB 1983 nur abhängig von Stoffdaten des Kondensats (Oberflächenspannung und Dichte) und von geometrischen Größen des Rippenrohres (Rippenabstand und Durchmesser an der Rippen Spitze). Eine Abhängigkeit von der Kondensatmenge liegt nicht vor.

Kondensiert Dampf an einem Rohrbündel, das aus untereinander angeordneten Rippenrohren besteht, läuft – wie auch beim Glattrohrbündel beschrieben – Kondensat vom oberen Rohr auf das darunterliegende Rohr ab. Je nach Kondensatmenge kann zwischen unterschiedlichen Ablaufmodi unterschieden werden (siehe Abbildung 3.12). MARTO 1988 erklärt anhand experimenteller Daten von BROWER 1985 bei der Kondensation von Wasserdampf an einem Rippenrohrbündel, dass hierbei keine wesentliche Verschlechterung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten mit steigender Rohrreihe auftritt. Er begründet dies nach HONDA ET AL. 1987 damit, dass aufgrund der Rippenstruktur eine Verteilung des herabtropfenden Kondensats (tropfen- oder säulenförmig) nur über wenige Rippenzwischenräume hinweg geschieht, nicht aber wie beim Glattrohr über die gesamte Rohrlänge. In Abbildung 3.14 ist beispielhaft für säulenförmiges Ablufen dargestellt, wie sich das ablaufende Kondensat an zwei untereinander angeordneten Rippenrohren verhält.



**Abbildung 3.14:** Ablaufendes Kondensat an zwei untereinander angeordneten Rippenrohren nach HONDA ET AL. 1987 und MARTO 1988

Läuft das Kondensat tropfen- oder säulenförmig ab, gibt es also Bereiche an einem Rippenrohr, die von diesem Kondensat beeinflusst werden (Inundation) und Bereiche, bei denen Inundation keine Rolle spielt. Bei ersteren bewirken Druckgradienten, die Schwerkraft und die Oberflächenspannung des Kondensats (vergleiche Abschnitt 3.4.2), dass sich der ursprüngliche Flutungswinkel einstellt (HONDA ET AL. 1987, HONDA ET AL. 1989b). Einige Rippenzwischenräume sind also kurzzeitig vollständig mit



Kondensat geflutet, da das Kondensat tropfen- oder säulenförmig abläuft. Über die gesamte Rohrlänge hinweg beeinflusst das ablaufende Kondensat die untere Rohrreihe aber insgesamt an zu wenigen Stellen, weshalb kein signifikanter Einfluss auf den äußeren Wärmeübergangskoeffizienten beobachtet wird (HONDA ET AL. 1987, WEBB & MURAWSKI 1990, GSTOEHL & THOME 2006b).

Läuft das Kondensat flächenförmig von einem Rohr auf das andere Rohr ab, hat die Kondensatmenge Einfluss auf den Wärmeübergang. Bei diesem Ablaufverhalten läuft in alle Rippenzwischenräume Kondensat vom oberen Rohr. Mit zunehmendem Massenstrom an vom oberen Rohr abtropfenden Kondensat nimmt der Flutungswinkel ab, das heißt, der geflutete Rohrbereich wird größer (HONDA ET AL. 1987). Damit steht weniger freie Rohroberfläche für den Wärmeübergang zur Verfügung, wodurch der äußere Wärmeübergangskoeffizient dann auch am Rippenrohrbündel negativ beeinflusst wird.

### 3.5.5 Theoretische Beschreibung des Wärmeübergangs am Rippenrohrbündel

In der Literatur findet man Modelle zur Vorhersage des Wärmeübergangs an einem Rohrbündel, das aus Rippenrohren besteht. Im Folgenden werden das Modell von KATZ & GEIST 1948 und eine Korrelation von WEBB & MURAWSKI 1990 zur Beschreibung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten an einem Rippenrohr in der  $n$ -ten Rohrreihe eines Rohrbündels vorgestellt.

#### 3.5.5.1 Modell von KATZ & GEIST 1948

In ihrer Veröffentlichung geben KATZ & GEIST 1948 an, dass sie Versuche mit den Reinstoffen R12, n-Butan, Aceton und Wasser an einem Rippenrohrbündel durchgeführt haben. Das Rohrbündel besteht aus sechs untereinander angeordneten Rippenrohren aus Kupfer mit einer Rippenteilung von 16 fpi. Spätere Veröffentlichungen geben an (WEBB & MURAWSKI 1990, BROWNE & BANSAL 1999, BELGHAZI ET AL. 2003, GSTOEHL & THOME 2006b), dass KATZ & GEIST 1948 das Modell von NUSSELT 1916 (siehe Abschnitt 3.5.3) für dieses Rippenrohrbündel modifiziert haben, indem sie den Exponenten in Gleichung (3.44) angepasst haben.

Ein Exponent von  $m = 0,04$  soll die experimentellen Daten gut wiedergeben. Andere Literaturangaben (MARTO 1988, SINGH ET AL. 2001) enthalten, dass KATZ & GEIST 1948 den Exponenten  $m = 0,06$  für passend halten. In der Veröffentlichung von KATZ & GEIST 1948 findet sich jedoch keine Angabe zu einer Anpassung des Exponenten  $m$  im Modell von NUSSELT 1916.

In dieser Arbeit wird trotzdem das Modell von KATZ & GEIST 1948 mit dem Exponenten  $m = 0,04$  berechnet, da dieses als gängiges Modell zur Berechnung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten an einem Rippenrohrbündel erscheint. Für den äußeren

Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_{\text{au\ss}en,RR,n}$  an einem Rippenrohr in der  $n$ -ten Rohrreihe eines Rippenrohrbündels folgt nach Gleichung (3.44)

$$\frac{\alpha_{\text{au\ss}en,RR,n}}{\alpha_{\text{au\ss}en,RR,1}} = n^{0,96} - (n - 1)^{0,96} . \quad (3.45)$$

Dieser wird mit dem experimentell gemessenen äußeren Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_{\text{au\ss}en,RR,1}$  am Rippenrohr in der 1. Rohrreihe berechnet.

### 3.5.5.2 Korrelation von WEBB & MURAWSKI 1990

Um den äußeren Wärmeübergangskoeffizienten an einem Rohr in einem Rippenrohrbündel zu bestimmen, wird oftmals der Ansatz nach NUSSELT 1916 (siehe Gleichung (3.44)) gewählt. Dabei wird angenommen, dass die treibende Temperaturdifferenz an jedem Rohr gleich und konstant ist. Diese Annahme ist bei realen Wärmeübertragern nicht der Fall. Daher wird, wie zum Beispiel WEBB & MURAWSKI 1990 erwähnen, der Exponent in Gleichung (3.44) an experimentelle Daten angepasst, bei denen die Kühlwassertemperatur am Kondensatoreintritt und der Kühlwassermassenstrom an jedem Rohr konstant ist. Diese Voraussetzungen sind bei der in dieser Arbeit verwendeten Rohrbündel-Anlage gegeben (vergleiche Abschnitt 5.1.1).

Um eine Korrelation zur Beschreibung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten an einem Rohr in der  $n$ -ten Rohrreihe eines Rippenrohrbündels zu entwickeln, tragen WEBB & MURAWSKI 1990 ihre experimentellen Daten über der Film-Reynolds-Zahl  $\text{Re}_F$  auf. Dabei stellen sie fest, dass die Abhängigkeit des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_{\text{au\ss}en,RR,n}$  unabhängig von der Rohrreihe  $n$  ist, aber die Abhängigkeit von der Film-Reynolds-Zahl  $\text{Re}_F$  als

$$\alpha_{\text{au\ss}en,RR,n} = a \cdot \text{Re}_F^{-s} \quad (3.46)$$

beschrieben werden kann. Für ein Rippenrohr mit 1024 Rippen pro Meter beträgt nach WEBB & MURAWSKI 1990 die Konstante<sup>7</sup>  $a = 13,90 \cdot 10^3 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$  für Film-Reynolds-Zahlen zwischen 50 und 1000 und der Exponent  $s = 0$  für eine treibende Temperaturdifferenz von  $\Delta T_{(\text{Dampf-Wand})} = 5,5 \text{ }^\circ\text{C}$ . Dieser Exponent zeigt, dass an einem Standard Rippenrohr (keine Modifikation der Rippenstruktur, zum Beispiel GEWA-K Rippenrohr) keine Verschlechterung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten mit steigender Rohrreihe beobachtbar ist.

Für diese Korrelation wird die Film-Reynolds-Zahl als  $\text{Re}_F = (4 \cdot \dot{m})/(\eta \cdot L)$  angegeben. Dabei entspricht  $\dot{m}$  dem Kondensatmassenstrom der von dem Rohr abtropft, an dem die Film-Reynolds-Zahl bestimmt werden soll. Der Kondensatmassenstrom  $\dot{m}$  ist der gesamte von diesem Rohr abtropfende Massenstrom. Er wird berechnet als Summe der Wärmestromdichten aller oberen Rohre einschließlich des betrachteten Rohres, dividiert

<sup>7</sup> WEBB & MURAWSKI 1990 geben in ihrer Veröffentlichung die Konstante  $a$  mit  $13,90 \cdot 10^{-3}$  ohne Einheit an. KRAUS ET AL. 2002 zitieren WEBB & MURAWSKI 1990, wobei sie  $a = 13,90 \cdot 10^3 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$  angeben, was plausibel erscheint.

durch die Verdampfungsenthalpie des Kondensats (WEBB & MURAWSKI 1990). Da der Exponent der Film-Reynolds-Zahl jedoch null ist, ist der äußere Wärmeübergangskoeffizient unabhängig von dieser.

## 3.6 Literaturübersicht

In der veröffentlichten Literatur findet man zahlreiche experimentelle Daten zur Kondensation von Reinstoffen an horizontalen Rohren. Im Folgenden wird speziell auf die Kondensation am horizontalen Rippenrohr eingegangen.

### 3.6.1 Kondensation am einzelnen Rippenrohr

In Tabelle 3.1 sind Beispiele zur Messung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten an einem horizontalen Rippenrohr zwischen 1948 und 2014 aufgelistet<sup>8</sup>. Darin wird mit dem Steigerungsfaktor  $\varepsilon$  dargestellt, um wie viel der äußere Wärmeübergangskoeffizient an einem Rippenrohr im Gegensatz zu einem Glattrohr gesteigert werden kann. Dabei ist der Außendurchmesser  $d_{au\beta en}$  des Glattrohres identisch mit dem Außendurchmesser  $d_{Tal}$  des Rippenrohres im Rippental oder  $d_{Spitze}$  an der Rippenspitze. In dieser Tabelle finden sich also Angaben zur jeweiligen Forschergruppe, den Fluiden, die kondensiert werden und zu den Rippenrohren (Werkstoff und Rippendichte in fpi (fins per inch)). Die Experimente werden bei einem bestimmten Druck  $p$  und bei bestimmten Wärmestromdichten  $\dot{q}$  oder treibenden Temperaturdifferenz  $\Delta T$  durchgeführt. Herrscht im Kondensator Zwangskonvektion, so ist dies in dieser Tabelle mit „ja“ angegeben. Finden sich im jeweiligen Artikel keine Angaben zu den genannten Kriterien ist dies mit „n. a.“ (nicht angegeben) gekennzeichnet.

Anhand Tabelle 3.1 wird deutlich, dass überwiegend Daten für die Kondensation von Kältemitteln und Wasser an Rippenrohren aus Kupfer vorliegen. Nur wenige Angaben finden sich zu Messungen an Rippenrohren anderer Werkstoffe. Untersuchungen der Kondensation von Kohlenwasserstoffen und Alkoholen fehlen fast gänzlich. Durch den Einsatz von Rippenrohren kann der äußere Wärmeübergangskoeffizient zwischen 1,1 (JABER & WEBB 1993) und 8,5 (JI ET AL. 2014) oder 17,1, wenn das Rippenrohr zusätzlich innen strukturiert ist (GEBAUER ET AL. 2013), gesteigert werden.

Tabelle 3.2 zeigt Modelle von BEATTY & KATZ 1948, RUDY & WEBB 1983, HONDA & NOZU 1987a und HONDA & NOZU 1987b, ROSE 1994 und BRIGGS & ROSE 1994 und deren Charakteristik. Darin wird dargestellt, ob das jeweilige Modell die Oberflächenspannung  $\sigma$  des Kondensats, die Erdbeschleunigung  $g$  und den Temperaturverlauf  $\Delta T_{Rippe}$  in der Rippe berücksichtigt. Zudem ist enthalten, welche Messdaten<sup>9</sup>

<sup>8</sup> Zusätzliche Daten zwischen 1945 und 1988 zeigt MARTO 1988.

<sup>9</sup> Der Vergleich experimenteller Daten von HONDA ET AL. 1983, YAU ET AL. 1985, MASUDA & ROSE 1987a, MASUDA & ROSE 1987b, MARTO ET AL. 1990, BRIGGS ET AL. 1995 mit diesen in der veröffentlichten Literatur vorhandenen theoretischen Modellen fassen BRIGGS & ROSE 1999 zusammen.

zum Vergleich mit dem jeweiligen Modell herangezogen werden und welche Abweichung sich dabei ergibt. Es wird deutlich, dass diese Modelle die Daten von Kältemitteln und Wasser an Rohren aus Kupfer gut reproduzieren. Wird an Rohren anderer Werkstoffe (zum Beispiel Titan) kondensiert, werden die experimentellen Daten sehr schlecht wiedergegeben.

Tabelle 3.1: Experimentelle Daten zur Kondensation von Reinstoffen am einzelnen horizontalen Rippenrohr

Autor Jahr	Fluid	Werkstoff	Rippenrohr fpi	$p$ in bar	$\dot{q}$ in kW/m <sup>2</sup>	$\Delta T$ in K	Konvektion erzwingen	$d_{au\beta en}$	$\varepsilon$
BEATTY & KATZ 1948	Methylchlorid, Schwefeldioxid, R22, Propan, n-Butan, n-Pentan	Kupfer, Nickel	7, 16	0,32-17,8	-	16-40	n. a.	$d_{Tal}$	1,8-2,2
KARKHU & BOROVKOV 1971	Wasser, R113	Kupfer, Messing	30, 91	1,1	-	2-20	n. a.	$d_{Tal}$	1,5-2,0
HONDA ET AL. 1983	Methanol, R113	Kupfer	25-50	1,0-1,5	-	1,5-21	n. a.	$d_{Spitze}$	4,8-9,0
YAU ET AL. 1985	Wasser	Kupfer	1-17	1,0	300-800	-	ja	$d_{Tal}$	3,7
WANNIARACHCHI ET AL. 1986	Wasser	Kupfer	2-17	0,113, 1,0	100-1400	-	ja	$d_{Tal}$	2,3-5,2
MASUDA & ROSE 1987a	R113	Kupfer	1-34	1,0	20-180	-	ja	$d_{Tal}$	3,0-7,3
MASUDA & ROSE 1988	R113, Ethylenglykol	Kupfer	0,5-34	1,0	600-1200	-	n. a.	$d_{Tal}$	2,5-5,0
MARTO ET AL. 1990	R113	Kupfer	1,5-34	1,0	10-25	-	ja	$d_{Tal}$	2,8-7,0
HONDA ET AL. 1991	R113	Kupfer	26-51	1,1	-	1-20	ja	$d_{Spitze}$	6,0-9,0
BRIGGS ET AL. 1992	R113, Wasser, Ethylenglykol	Kupfer, Messing, Bronze	10-25	0,03-1,0	20-1200	-	ja	$d_{Tal}$	1,9-6,8
BRIGGS ET AL. 1995	R113, Wasser	Kupfer, Messing, Bronze	14-20	1,0	60-900	-	ja	$d_{Tal}$	1,5-6,5
BRIGGS & ROSE 1995	R113, Wasser	Kupfer	11-48	n.a.	10-50	-	ja	$d_{Tal}$	2,4-7,7

n. a.: nicht angegeben

Fortsetzung – Experimentelle Daten zur Kondensation von Reinstoffen am einzelnen horizontalen Rippenrohr

Autor Jahr	Fluid	Rippenrohr Werkstoff	fpi	$p$ in bar	$\dot{q}$ in kW/m <sup>2</sup>	$\Delta T$ in K	Konvektion erzwingen	$d_{\text{au\ss}en}$	$\epsilon$
JABER & WEBB 1993	Wasser	Kupfer, Titan, Cu-Ni- Legierung, Edelstahl	10-19	0,15	-	10-12	ja	$d_{\text{Spitze}}$	1,1-2,8
JUNG ET AL. 1999	R11, R12, R123, R134a	Kupfer	26	0,07	-	3-8	ja	n. a.	4,9-6,3
KUMAR ET AL. 1998	Wasser	Kupfer	9	0,098-1,078	200-600	-	n. a.	$d_{\text{Tal}}$	2,5
KUMAR ET AL. 2002a	Wasser, R134a	Kupfer	9-39	0,1-1,1	45-600	-	n. a.	$d_{\text{Tal}}$	2,3-5,6
BELGHAZI ET AL. 2002a, BELGHAZI ET AL. 2002b, BELGHAZI ET AL. 2003	R134a	Kupfer	11-40	n. a.	-	1-13	ja	$d_{\text{Tal}}$	2,5-7,5
FERNÁNDEZ-SEARA ET AL. 2010	R134a	Titan	32	7,7-13,1	-	0,25-9,25	n. a.	$d_{\text{Spitze}}$	3,1-4,1
GEBAUER ET AL. 2013	R134a, Propan	Kupfer	40	9,4-12,8	4-102	-	n. a.	$d_{\text{Spitze}}$	12,8-17,1*
Ji ET AL. 2014	R134a	Titan, Edelstahl, Kupfer, Cu-Ni- Legierungen	28-45	10,1	6-90	-	n. a.	n. a.	7,5-8,5

n. a.: nicht angegeben, \* mit Innenstruktur

**Tabelle 3.2:** Modelle zur Kondensation von Reinstoffen am einzelnen horizontalen Rippenrohr

Modell	$\sigma$	$g$	$\Delta T_{Rippe}$	Anmerkungen	Messdaten	Fluid	Rohr	Abweichung
BEATTY & KATZ 1948	nein	ja	nein	Anwendung der Theorie von NUSSELT 1916 im Rippenrohr (horizontales Rohr) und an den Rippenseiten (senkrechte Platte)	HONDA ET AL. 1983, YAU ET AL. 1985, MASUDA & ROSE 1987a, MASUDA & ROSE 1987b, MARTO ET AL. 1990, BRIGGS ET AL. 1995	R113, Methanol, Wasser, Ethylen-glykol	Kupfer, Messing, Bronze	+90 %
					siehe oben	R113, Methanol, Wasser, Ethylen-glykol	Kupfer	+50 %
					siehe oben	R113, Methanol	Kupfer	-23 %
					FERNÁNDEZ-SEARA ET AL. 2010	R134a	Titan	+9 %
RUDY & WEBB 1983	ja	nein	nein	analytisches Modell	HONDA ET AL. 1983, YAU ET AL. 1985, MASUDA & ROSE 1987a, MASUDA & ROSE 1987b, MARTO ET AL. 1990, BRIGGS ET AL. 1995	R113, Methanol, Wasser, Ethylen-glykol	Kupfer, Messing, Bronze	$\pm 35$ - $\pm 40$ %*
HONDA & NOZU 1987a, HONDA & NOZU 1987b	ja	ja	ja	numerisches Modell	HONDA ET AL. 1983, YAU ET AL. 1985, MASUDA & ROSE 1987a, MASUDA & ROSE 1987b, MARTO ET AL. 1990, BRIGGS ET AL. 1995	R113, Methanol, Wasser, Ethylen-glykol	Kupfer, Messing, Bronze	$\pm 25$ %

\* mit Anpassung eines Parameters durch BRIGGS &amp; ROSE 1999

Fortsetzung – Modelle zur Kondensation von Reinstoffen am einzelnen horizontalen Rippenrohr

Modell	$\sigma$	$g$	$\Delta T_{Rippe}$	Anmerkungen	Messdaten	Fluid	Rohr	Abweichung
ROSE 1994	ja	ja	nein	Definition des Steigerungsfaktors, Konstanten angepasst an experimentelle Daten	HONDA ET AL. 1983, YAU ET AL. 1985, MASUDA & ROSE 1987a, MASUDA & ROSE 1987b, MARTO ET AL. 1990, BRIGGS ET AL. 1995	R113, Methanol, Wasser, Ethylen-glykol	Kupfer, Messing, Bronze	$\pm 12\%$
BRIGGS & ROSE 1994	ja	ja	ja	Definition des Steigerungsfaktors, Konstanten angepasst an experimentelle Daten, Verbesserung des Modells von ROSE 1994	FERNÁNDEZ-SEARA ET AL. 2010	R134a	Titan	+89%
BRIGGS & ROSE 1994	ja	ja	ja	Definition des Steigerungsfaktors, Konstanten angepasst an experimentelle Daten, Verbesserung des Modells von ROSE 1994	HONDA ET AL. 1983, YAU ET AL. 1985, MASUDA & ROSE 1987a, MASUDA & ROSE 1987b, MARTO ET AL. 1990, BRIGGS ET AL. 1995	R113, Methanol, Wasser, Ethylen-glykol	Kupfer, Messing, Bronze	$\pm 10\%$
KUMAR ET AL. 2002b	ja	nein	nein	basiert auf dimensionslosen Kennzahlen, Exponenten angepasst an experimentelle Daten, mit steigender Oberflächenspannung steigt der äußere Wärmeübergangskoeffizient, entspricht nicht der Theorie vom Einfluss des Abflusses des Kondensats	FERNÁNDEZ-SEARA ET AL. 2010	R134a	Titan	+43%
KUMAR ET AL. 2002b	ja	nein	nein	basiert auf dimensionslosen Kennzahlen, Exponenten angepasst an experimentelle Daten, mit steigender Oberflächenspannung steigt der äußere Wärmeübergangskoeffizient, entspricht nicht der Theorie vom Einfluss des Abflusses des Kondensats	KUMAR ET AL. 2002b, SUKHATME ET AL. 1990, RUDY & WEBB 1983, WEBB & MURAWSKI 1990, MASUDA & ROSE 1987a, HONDA ET AL. 1983, MARTO ET AL. 1988, GOGONIN & DOROKHOV 1981, KATZ ET AL. 1947, PEARSON & WITHERS 1969, BEATTY & KATZ 1948	R11, R12, R22, R113, R134a, Wasser	Kupfer	+35%
AL-BADRI ET AL. 2013	ja	ja	ja	analytisches Modell, Wärmeleitung in der Rohrwand wird berücksichtigt	AL-BADRI ET AL. 2013	R134a, Propan	Kupfer, Baustahl	$\pm 6\%$



### 3.6.2 Kondensation am Rohrbündel

Neben der Kondensation an einem einzelnen horizontalen Rohr ist vor allem die Kondensation von Reinstoffen an einem Rohrbündel technisch relevant. Da in verfahrenstechnischen Anlagen Rohrbündel-Wärmeübertrager eingesetzt werden, ist die Kenntnis und die theoretische Berechnung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten für die Auslegung solcher Apparate wichtig. Im Folgenden wird zusammengefasst, welche Ergebnisse und Effekte bei der Kondensation an Rohrbündeln, bestehend aus Glatt- oder Rippenrohren in der veröffentlichten Literatur bereits bekannt sind.

#### Inundationseffekt am Glattrohrbündel

BELGHAZI ET AL. 2001 untersuchen die Kondensation des Kältemittels R134a an einem Rohrbündel, welches aus 13 untereinander und drei nebeneinander fluchtend angeordneten Glattrohren aus Kupfer besteht. Die Messdaten des Rohres in der 1. Rohrreihe (entsprechen Messdaten an einem einzelnen Glattrohr) vergleichen sie mit der Theorie von NUSSELT 1916. Dabei wird eine Abweichung von nur  $-5\%$  von den experimentellen Daten beobachtet. Vergleicht man die Messdaten der 13 untereinander angeordneten Rohre des Rohrbündels, so zeigt sich deutlich der Inundationseffekt. Die Theorie von NUSSELT 1916 sagt allerdings für ein Glattrohrbündel einen noch stärker auftretenden Inundationseffekt vorher, als er experimentell beobachtet wird. Der Vergleich der experimentellen Daten von BELGHAZI ET AL. 2001 mit den Modellen von KERN 1958 und EISENBERG 1972 zeigt eine deutlich bessere Übereinstimmung als mit der Theorie von NUSSELT 1916.

BÜCHNER ET AL. 2015b bestimmen den äußeren Wärmeübergangskoeffizienten von iso-Propanol und Kohlenwasserstoffen an einem Rohrbündel, welches aus drei untereinander angeordneten Rohren besteht. Dabei wird beobachtet, dass der äußere Wärmeübergangskoeffizient mit steigender Rohrreihe abnimmt. Die Verschlechterung von der 1. zur 2. Rohrreihe beträgt bei der Kondensation von iso-Propanol ungefähr  $20\%$  und von der 2. zur 3. Rohrreihe nochmals circa  $7\%$ . Bei der Kondensation von Kohlenwasserstoffen (n-Pentan und iso-Oktan) tritt eine Verschlechterung von  $13\%$  am Rohr in der 2. Reihe auf. Eine weitere Verschlechterung in der 3. Rohrreihe wird nicht beobachtet. Ein Vergleich mit dem Modell von KERN 1958 zeigt, dass der äußere Wärmeübergangskoeffizient in der 2. und 3. Rohrreihe mit diesem Modell jeweils zu niedrig berechnet wird. Die Abweichung der experimentellen Daten liegt bei maximal  $+12\%$ .

BRIGGS 2008 hat eine Zusammenfassung experimenteller Daten zur Kondensation an einem Rohrbündel erstellt (mit Dampfströmung). Er gibt Quellen zur Kondensation von sechs Versuchsmedien (Kältemittel und Wasser) an 13 verschiedenen Rohranordnungen in einem Bündel an. Diese Daten geben wieder, dass Inundation in Rohrbündeln aus Glattrohren auftritt und den äußeren Wärmeübergangskoeffizienten mit steigender Rohrreihe negativ beeinflusst. Ein Vergleich dieser Daten mit den Modellen von SHEKRILADZE & GOMELAURI 1966, MCNAUGHT 1982, CAVALLINI ET AL. 1986 und HONDA ET AL. 1989a zeigt, dass das Modell von SHEKRILADZE & GOMELAURI 1966 die Daten sehr schlecht wiedergibt. Hier erhält man eine mittlere Abweichung von  $\pm 37\%$ .

Das Modell von HONDA ET AL. 1989a hingegen ist gut geeignet, um die experimentellen Daten an einem Glattrohrbündel vorherzusagen. Die Abweichung beträgt hier im Mittel  $\pm 20\%$ .

### Effekte am Rippenrohrbündel

Analog zu den soeben beschriebenen Versuchen an einem Glattrohrbündel haben BELGHAZI ET AL. 2003 auch die Kondensation des Kältemittels R134a an einem Rohrbündel, bestehend aus 13 untereinander und drei nebeneinander fluchtend angeordneten Rippenrohren aus Kupfer untersucht. Für Rippenrohre mit einer Rippenteilung von 32 fpi ist die beobachtete Verschlechterung des Verhältnisses  $\alpha_n/\alpha_1$  ( $\alpha_n$ : äußerer Wärmeübergangskoeffizient am  $n$ -ten Rohr,  $\alpha_1$ : äußerer Wärmeübergangskoeffizient am obersten Rohr)<sup>10</sup> mit steigender Rohrreihe kleiner 10%. Bei Rippenrohren mit einer kleinen Rippenteilung von 11 fpi ist der Inundationseffekt erkennbar. Es wird eine Verschlechterung mit steigender Rohrreihe von bis zu 30% beobachtet. Ein Vergleich der experimentellen Daten zeigt, dass die Modelle von KATZ & GEIST 1948, HONDA & NOZU 1987a und MURATA & HASHIZUME 1992 die experimentellen Daten sehr gut reproduzieren. BELGHAZI ET AL. 2003 merken an, dass das mathematisch sehr einfach zu berechnende Modell von KATZ & GEIST 1948 die experimentellen Daten genau so gut vorhersagt, wie die komplexeren Modelle von HONDA & NOZU 1987a und MURATA & HASHIZUME 1992.

BÜCHNER ET AL. 2015b haben bei der Kondensation von iso-Propanol und Kohlenwasserstoffen an einem Rohrbündel, das aus drei untereinander angeordneten Rippenrohren aus Baustahl besteht, keine Verschlechterung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten mit steigender Rohrreihe beobachtet. Dabei werden ähnlich wie bei BELGHAZI ET AL. 2003 Rohre mit einer Rippenteilung von 30 fpi verwendet. Die Tatsache, dass an einem Rippenrohrbündel keine Verschlechterung mit steigender Rohrreihe beobachtet wird, wird von mehreren Autoren bemerkt (KATZ & GEIST 1948, WEBB & MURAWSKI 1990, HONDA ET AL. 1991, HONDA ET AL. 1992, CHENG & WANG 1994, HONDA ET AL. 1996, BROWNE & BANSAL 1999, BELGHAZI ET AL. 2002a).

## 3.7 Kondensation unter Inertgaseinfluss

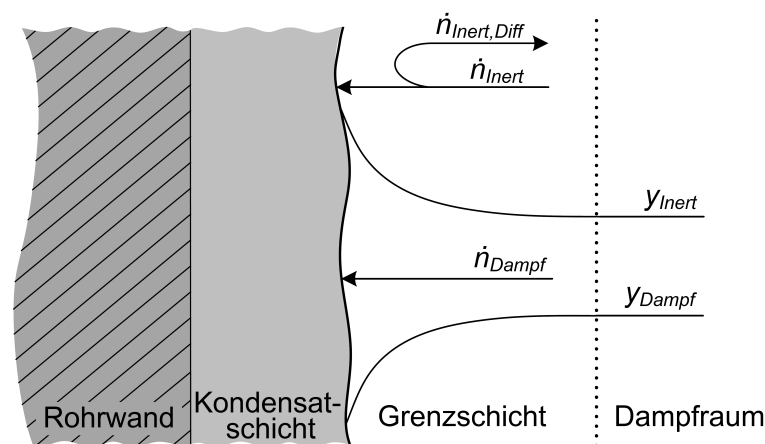
Ist bei der Kondensation eines Dampfes zusätzlich eine nicht kondensierbare gasförmige Komponente im Dampfraum vorhanden, beeinträchtigt diese den Wärmeübergang erheblich (MINKOWYCZ & SPARROW 1966, SCHRADER 1966). Man spricht dabei von Kondensation unter Inertgaseinfluss. Als Inertgas wird dabei ein Gas bezeichnet, welches bei den vorhandenen Bedingungen im Kondensator (Druck und Temperatur) nicht kondensiert.

---

<sup>10</sup> BELGHAZI ET AL. 2003 vergleichen hier den äußeren Wärmeübergangskoeffizienten am  $n$ -ten Rohr mit dem am ersten Rohr. Bei den Untersuchungen am Glattrohrbündel (BELGHAZI ET AL. 2001) wurde das Verhältnis des mittleren äußeren Wärmeübergangskoeffizienten an einem Rohrbündel zu dem am ersten Rohr betrachtet.

Im Abschnitt 2.3 wird erklärt, wie Wärme an einem Rohr übertragen wird. Dabei befindet sich an der Außenseite des Rohres ruhender gesättigter Dampf und im Inneren des Rohres strömt Kühlwasser. Der Wärmedurchgang kann durch die Reihenschaltung der drei Teilwiderstände allgemein nach Gleichung (2.20) oder, wenn man den Widerstand durch die Kondensatschicht mitberücksichtigt, mit Gleichung (3.40) beschrieben werden.

Befindet sich im Dampfraum nun eine zusätzliche nicht kondensierbare Komponente, wird der Wärmeübergang durch den Stoffübergang innerhalb einer Grenzschicht beeinflusst (BLASS 1973, MITROVIC & GNEITING 1996). In Abbildung 3.15 ist ein Ausschnitt gezeigt, in dem dargestellt ist, wie sich nach BLASS 1973 und MITROVIC & GNEITING 1996 die Molanteile  $y$  und die Molenströme  $\dot{n}$  eines Dampf-Inertgasgemisches in Wandnähe verhalten.



**Abbildung 3.15:** Darstellung der Molanteile und Molenströme bei der Kondensation unter Inertgaseinfluss nach BLASS 1973 und MITROVIC & GNEITING 1996

Der gesättigte Dampf eines Reinstoffes kondensiert an der kalten Kondensatschicht. Dadurch nimmt der Molanteil  $y_{Dampf}$  des Dampfes in der Grenzschicht ab und vom Dampfraum strömt Dampf  $\dot{n}_{Dampf}$  zur Kondensatschicht nach. Der Molanteil  $y_{Inert}$  der nicht kondensierbaren Komponente reichert sich hingegen in dieser Grenzschicht an. Da die Inertgasmoleküle  $\dot{n}_{Inert}$  nicht kondensieren, diffundiert ein Teil des Inertgasmolenstroms als  $\dot{n}_{Inert,Diff}$  zurück in den Dampfraum.

Durch diese zwei Effekte (Anreicherung der Inertgaskomponente in der Grenzschicht und Diffusion der Inertgaskomponente zurück in den Dampfraum) werden die Moleküle des gesättigten Reinstoff Dampfes auf ihrem Weg zur Rohrwand, das heißt zur Kondensatschicht, behindert. Es tritt also ein zusätzlicher Stoffübergangswiderstand auf (SCHRADER 1966). Dieser Widerstand durch die wandnahe Grenzschicht beeinträchtigt den Wärmeübergang negativ (SCHRADER 1966, MINKOWYCZ & SPARROW 1966).

Die Anwesenheit nicht kondensierbarer Gase in Wärmeübertragern bewirkt also eine deutliche Verschlechterung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten. Um reproduzierbare Messungen bei der Kondensation von Reinstoffen zu erhalten, muss sichergestellt werden, dass im Wärmeübertrager nur der Dampf des kondensierenden Reinstoffes vorhanden ist. Eventuell vorhandene Inertgase müssen aus dem Kondensator entfernt werden.



## 4 Zielsetzung der Forschungsarbeit

Im vorherigen Kapitel wird gezeigt, dass zahlreiche experimentelle Daten zur Kondensation von Kältemitteln und Wasser an horizontalen Rippenrohren in der veröffentlichten Literatur vorhanden sind. Durch Rohre mit strukturierter Außenfläche ist bei klima- und kältetechnischen Anwendungen eine deutliche Steigerung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten im Vergleich zum Glattrohr möglich (siehe zum Beispiel WANNIARACHCHI ET AL. 1986, MARTO ET AL. 1990, HONDA ET AL. 1991, BRIGGS ET AL. 1992, JABER & WEBB 1993, BRIGGS & ROSE 1995, KUMAR ET AL. 1998, JUNG ET AL. 1999, BELGHAZI ET AL. 2002a, BELGHAZI ET AL. 2002b, KUMAR ET AL. 2002a, KUMAR ET AL. 2002b, BELGHAZI ET AL. 2003, FERNÁNDEZ-SEARA ET AL. 2010). Die hierfür entwickelten theoretischen Modelle ermöglichen die Berechnung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten bei der Kondensation von Kältemitteln und Wasser an Rippenrohren aus Kupfer. Beispielsweise kann mit dem Modell von BRIGGS & ROSE 1994 der äußere Wärmeübergangskoeffizient mit einer Genauigkeit von  $\pm 10\%$  angegeben werden (BRIGGS & ROSE 1999).

Es stellt sich nun die Frage, ob für Anwendungen in der chemischen Industrie der Einsatz von Rohren mit strukturierter Außenfläche ebenfalls lohnend ist. Können die in der veröffentlichten Literatur vorhandenen Daten für die Kondensation von Kältemitteln an Rohren aus Kupfer und die daraus entwickelten theoretischen Modelle genutzt werden, um Wärmeübertrager mit Rippenrohren aus Stahl oder Titan für die Kondensation von Alkoholen oder Kohlenwasserstoffen in der chemischen Industrie auszulegen? Welche Vor- oder Nachteile können sich durch den Einsatz von Rippenrohren in Wärmeübertragern für den Anlagenbetreiber ergeben?

Um diese Fragestellungen zu beantworten, wird mit einer neu aufgebauten Einzelrohr-Anlage und Rohrbündel-Anlage der äußere Wärmeübergangskoeffizient bei der Kondensation von iso-Propanol, Kohlenwasserstoffen und Wasser an horizontalen Glattrohren aus Baustahl oder Edelstahl und Rippenrohren aus Baustahl, Edelstahl oder Titan experimentell gemessen. Mit den gewonnenen Ergebnissen wird gezeigt, ob der Wärmeübergang an diesen Rippenrohren im Vergleich zu Glattrohren bei der Kondensation von iso-Propanol und Kohlenwasserstoffen ebenfalls verbessert werden kann. Durch einen Vergleich der experimentellen Daten mit den in der veröffentlichten Literatur vorhandenen theoretischen Modellen wird überprüft, ob diese Modelle für die Vorausberechnung des hier bestimmten äußeren Wärmeübergangskoeffizienten geeignet sind. Die Messergebnisse werden genutzt, um einen eigenen Modellansatz zur Berechnung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten zu entwickeln. Dadurch wird auf Basis experimenteller Daten eine Auslegungsgrundlage für Wärmeübertrager mit Rippenrohren geschaffen.



# 5 Bestimmung des Wärmeübergangs am horizontalen Rohr

Zur experimentellen Bestimmung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten werden zwei Anlagen aufgebaut. Im Folgenden wird der Versuchsaufbau und die Durchführung der Versuche erklärt. Es folgen Angaben zu den Rohren und den verwendeten Reinstoffen. Am Ende des Kapitels wird dargestellt, wie die Berechnung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten aus den experimentellen Daten erfolgt.

## 5.1 Versuchsaufbau

Die Messungen des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten bei der Kondensation an der Außenseite horizontaler Rohre (Glatt- oder Rippenrohre) werden an einer Einzelrohr-Anlage und einer Rohrbündel-Anlage durchgeführt. Anhand vereinfacht dargestellter Fließbilder werden in den folgenden Abschnitten die Anlagenschemata und die Rohrordnungen in den Apparaten erklärt.

### 5.1.1 Anlagenschemata

In den Abbildungen 5.1 bis 5.4 sind die jeweiligen Fließbilder (REIF ET AL. 2015, BÜCHNER ET AL. 2015b) und Fotos dieser Anlagen dargestellt. Beide Anlagen sind nahezu identisch aufgebaut. Die Funktionsweise und der Aufbau der Anlagen wird daher am Beispiel der Einzelrohr-Anlage näher erklärt. Auf Unterschiede zur Rohrbündel-Anlage wird an den entsprechenden Stellen eingegangen.

Die Anlage besteht aus zwei Kreisläufen, dem Kühlwasserkreislauf sowie dem Dampf- und Kondensatkreislauf. Letzterer besteht aus dem Kondensator, der in den Abbildungen 5.1 und 5.2 mit **A** gekennzeichnet ist und dem Verdampfer, der in diesen Abbildungen mit **B** gekennzeichnet ist. Beide Behälter wurden von der Firma Scheiblich (medienberührende Teile: Werkstoff 1.4571) gefertigt. Um Wärmeverluste zur Umgebung hin zu minimieren sind beide Behälter mit Armaflex Dämmmaterial isoliert. Im Verdampfer wird mittels eines elektrischen Eintauchheizers der Firma Elmess Dampf erzeugt. Der Dampf strömt über eine oder bis zu drei Dampfleitungen (mit Stahlgeflecht ummantelter PTFE-Schlauch) in den Kondensator. Damit kann dem Kondensator über die gesamte Länge gleichmäßig Dampf zugeführt werden. Direkt am Dampfeintritt sind außerdem Prallbleche angebracht. Mit diesen Prallblechen und dem durch mehrere Dampfeinlässe vergrößerten Dampfeinlassquerschnitt wird die Dampfströmung umgelenkt und die

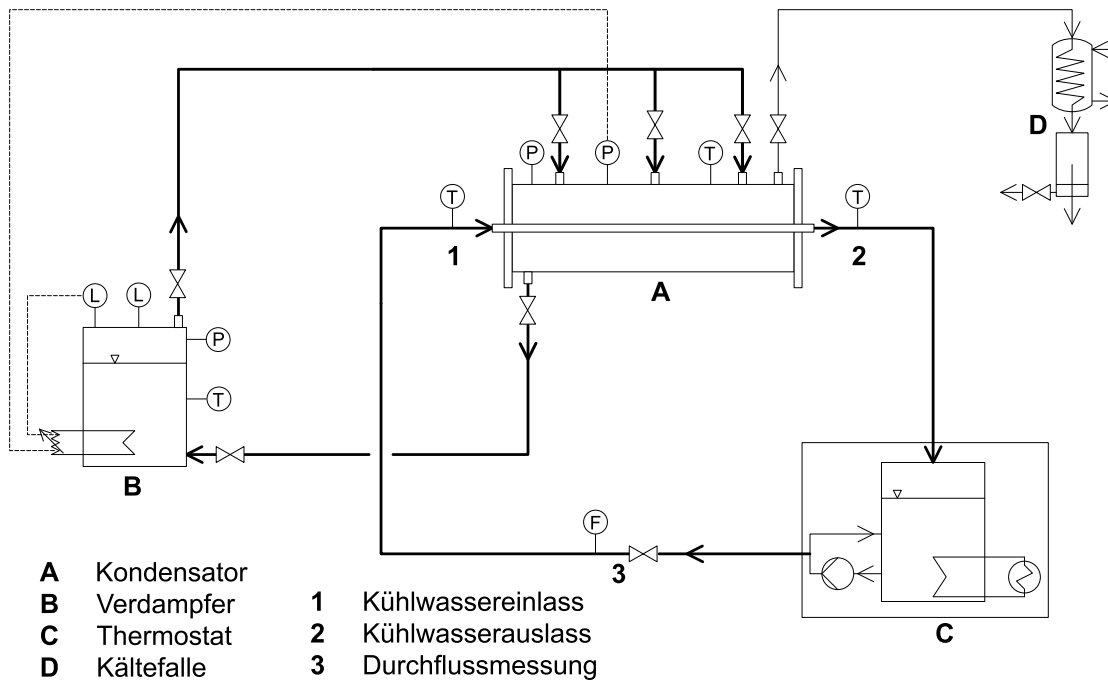


Abbildung 5.1: Fließbild der Einzelrohr-Anlage nach REIF ET AL. 2015

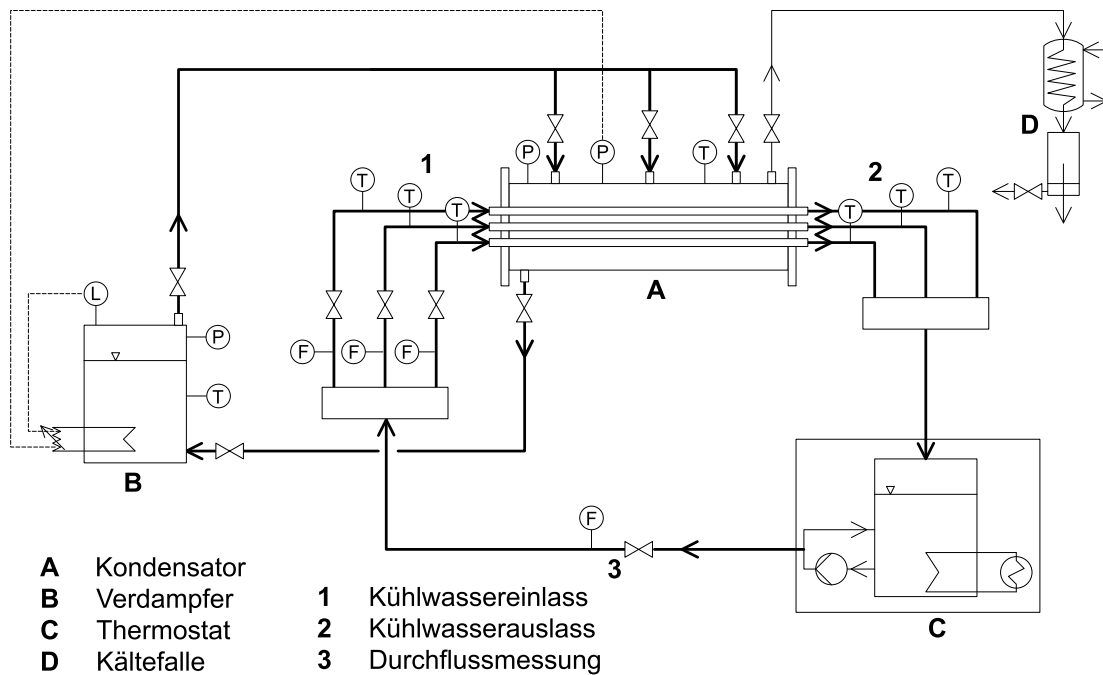


Abbildung 5.2: Fließbild der Rohrbündel-Anlage nach BÜCHNER ET AL. 2015b





Abbildung 5.3: Foto der Einzelrohr-Anlage

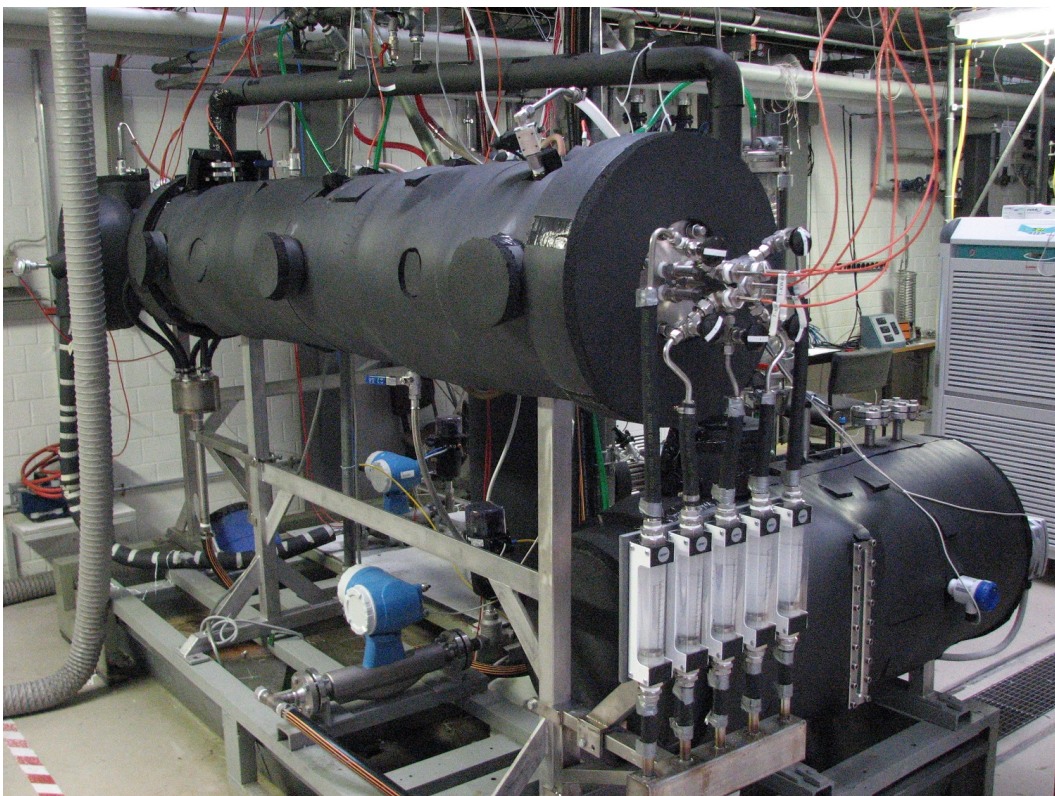


Abbildung 5.4: Foto der Rohrbündel-Anlage

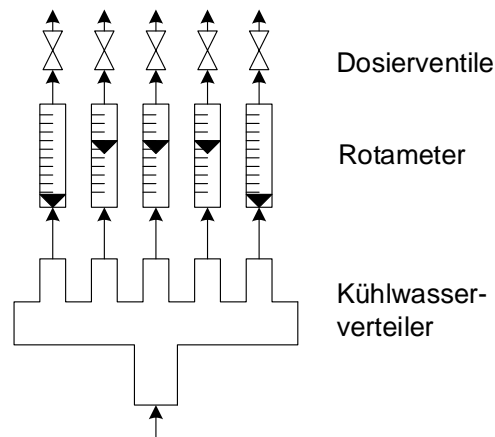
Geschwindigkeit so weit verringert, dass kein Kondensat vom Rohr weggeblasen wird und der Kondensationsvorgang somit nicht beeinflusst wird. Im Kondensator kondensiert der Dampf also bei freier Konvektion an der Außenseite des horizontalen Rohres (Glatt- oder Rippenrohr). Das dabei entstehende Kondensat sammelt sich im Kondensator und fließt aufgrund der Schwerkraft über eine Schlauchverbindung (mit Stahlgeflecht ummantelter PTFE-Schlauch) zurück in den Verdampfer. Somit stellt sich ein Naturumlauf zwischen erzeugtem Dampf und Kondensat ein. Um den Kondensationsvorgang optisch beobachten zu können sind am Kondensator über die Länge verteilt Schaugläser angebracht.

Der Füllstand im Verdampfer wird mit zwei Füllstandssensoren der Firma KSR Kuebler überwacht: Ein Füllstandssensor dient dabei als Grenzwertschalter. Unterschreitet der Füllstand ein Minimum, wird die elektrische Leistung des Eintauchheizers auf null gesetzt. So wird verhindert, dass der Heizer trocken läuft. Der zweite Füllstandssensor gibt kontinuierlich den aktuellen Füllstand wieder. An der Rohrbündel-Anlage ist nur ein Grenzwertschalter der Firma Krohne zur Überwachung des Füllstandes eingebaut. Auch dieser dient dazu, ein Trockenlaufen des Heizers beim Unterschreiten eines minimalen Füllstandes zu verhindern.

Zusätzlich sind ein Pt100 Widerstandsthermometer und ein Drucksensor am Verdampfer angebracht, um den Betrieb zu überwachen. Die elektrische Leistung des Eintauchheizers wird entsprechend dem Solldruck im Kondensator geregelt (PID-Regelung). Am Kondensator sind piezoresistive Drucksensoren der Firmen Jumo und Baumer und Pt1000 Widerstandsthermometer der Firma Rössel angebracht, um die Betriebsbedingungen im Kondensator zu überwachen. Als Solldruck für die Regelung der Heizerleistung wird der Wert eines Drucksensors der Firma Baumer verwendet. Angaben zu den Drucksensoren und Thermometern sind im Anhang A.3.

Das Kühlwasser wird mit einem Prozessthermostaten der Firma Julabo (in den Abbildungen 5.1 und 5.2 mit **C** gekennzeichnet) auf die gewünschte Solltemperatur gebracht und mit der internen Pumpe des Thermostaten durch das Rohr gepumpt. An den Stellen **1** und **2** wird die Kühlwassertemperatur am Kondensatoreintritt beziehungsweise -austritt (Kühlwassereinlass/Kühlwasserauslass) mit jeweils einem Pt1000 Widerstandsthermometer der Firma Rössel gemessen (Angaben zu den Thermometern finden sich im Anhang A.3). Die Temperaturmessung erfolgt nach einer 90°-Umlenkung in den Kondensator. Diese Umlenkung dient dazu, eine ausreichende Durchmischung des Kühlwassers zu garantieren. An der Stelle **3** wird der Durchfluss des Kühlwassers durch das Einzelrohr mit einem Coriolis-Durchflussmesser der Firma Endress und Hauser gemessen (siehe Anhang A.3). Bei der Rohrbündel-Anlage wird der gesamte Durchfluss des Kühlwassers durch alle Rohre ebenfalls mit einem Coriolis-Durchflussmesser der Firma Endress und Hauser (siehe Anhang A.3) an der Stelle **3** gemessen. Danach kann der Kühlwasserstrom mit Hilfe eines Verteilersystems, bestehend aus einem Kühlwasserverteiler und danach eingebauten Rotametern und Dosierventilen auf bis zu fünf verschiedene Rohre aufgeteilt werden (siehe Abbildung 5.4 und 5.5).

Mit **D** ist die sogenannte Kältefalle gekennzeichnet. Diese dient dazu, eventuell im Kondensator vorhandene Inertgase aus dem Kondensator zu entfernen. Dazu wird der Druck

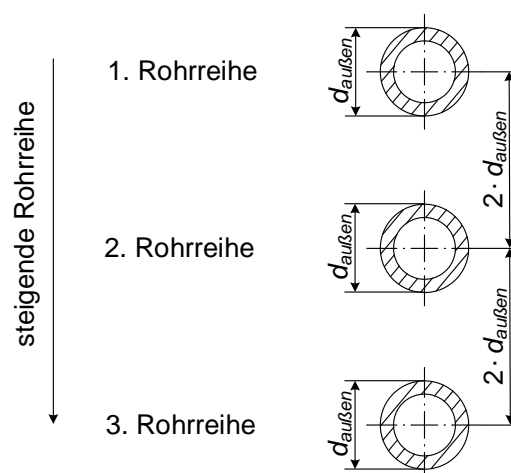


**Abbildung 5.5:** Verteilung des Kühlwassers auf bis zu fünf Rohre bei der Rohrbündel-Anlage

im Kondensator erhöht. Durch Öffnen eines Kugelhahns strömt das Dampf/Inertgas-Gemisch in einen Schlangenwärmeübertrager, der mit Kühlwasser aus dem Hausnetz gekühlt wird. Der dadurch kondensierte Dampf wird aufgefangen und eventuell im Kondensator vorhandene Inertgase werden abgeleitet.

### 5.1.2 Rohranordnung

In der Einzelrohr-Anlage ist das einzelne horizontale Rohr zentriert im Mantelraum des Kondensators eingebaut. In der Rohrbündel-Anlage wird die Kondensation an einem Rohrbündel untersucht. Dieses Bündel besteht aus drei fluchtend untereinander angeordneten horizontalen Rohren. In Abbildung 5.6 ist die Anordnung der Rohre in der Rohrbündel-Anlage dargestellt.



**Abbildung 5.6:** Rohranordnung der drei Rohre in der Rohrbündel-Anlage

Im vorherigen Abschnitt wird erwähnt, dass bis zu fünf Rohre mit Kühlwasser durchströmt werden können. Die Anordnung der fünf Rohre entspricht dabei der Anordnung der fünf Augen auf einem Würfel. Vorversuche zeigen, dass mit drei Rohren untereinander

die Effekte bei der Kondensation an einem Rohrbündel besser wiedergegeben werden können. Deshalb werden die Rohrbündelversuche mit der in Abbildung 5.6 gezeigten Rohranordnung durchgeführt. Dabei ist das mittlere Rohr (2. Rohrreihe) ebenfalls zentriert im Mantelraum des Kondensators eingebaut. Der Abstand von Rohrmittelpunkt zu Rohrmittelpunkt entspricht dem doppelten Außendurchmesser der Rohre. Dieser Abstand wird gewählt, damit das Rohr mit entsprechendem Werkzeug zerstörungsfrei ein- und ausgebaut werden kann.

Die Rohre werden mit Einschraubverschraubungen der Firma Swagelok befestigt. Diese Verbindung wird an den Enden des Kondensators eingeschraubt, das Rohr wird hindurchgeschoben und mit einer Rohrverschraubung mit Schneidringen aus PTFE befestigt. Es ist zu beachten, dass der Außendurchmesser eines Glattrohres gleich dem Durchmesser des Rippenrohres an der Rippen spitze ist.

## 5.2 Versuchsmethodik

Um vergleichbare und reproduzierbare experimentelle Ergebnisse zu erhalten, wird bei den durchgeführten Messungen stets nach der gleichen Versuchsmethodik vorgegangen.

Bevor die Anlage nach einem Stillstand in Betrieb genommen wird muss überprüft werden, ob im Verdampfer eine ausreichende Menge an zu untersuchendem Fluid vorhanden ist. Gegebenenfalls muss dieser aufgefüllt werden. Dazu wird die Anlage evakuiert, um einen Unterdruck zu erzeugen. Der Unterdruck wird genutzt, um den Reinstoff über einen PTFE-Schlauch in die Anlage zu ziehen und somit einen ausreichenden Füllstand im Verdampfer zu garantieren. Durch das Evakuieren wird zudem erreicht, dass während des Stillstandes eventuell eingedrungene Inertgase entfernt werden. Danach wird die Anlage hochgefahren. Das bedeutet, dass der Solldruck für die Regelung der Heizerleistung auf einen bestimmten Wert gestellt wird. Das Kühlwasser wird auf eine gewünschte Solltemperatur temperiert und durch das Rohr gepumpt. Durch das Hochheizen und die Isolierung der Anlagenkomponenten mit Dämmmaterial wird sichergestellt, dass Kondensation nur am Rohr und nicht an der Kondensatorwand stattfindet. Nachdem der Druck im Kondensator erreicht ist, werden Inertgase durch sogenanntes Abblasen aus dem Kondensator entfernt. Dazu wird über ein Ventil Dampf abgelassen. Dieser Dampf strömt über eine Schlauchverbindung in die Kältefalle. Dort kondensiert der Dampf und Inertgase können abgeleitet werden. Es wird so lange und so oft abgeblasen, bis sichergestellt ist, dass nahezu keine Inertgase mehr in der Anlage vorhanden sind, das heißt die Temperatur im Kondensator entspricht der Sättigungstemperatur des Reinstoffes beim eingestellten Solldruck.

Eine Messung wird jeweils bei einem bestimmten Solldruck, einem bestimmten Kühlwassermassenstrom und einer bestimmten Kühlwassertemperatur am Kondensatoreintritt durchgeführt. Dazu werden die experimentellen Rohdaten während des stationären Betriebs der Anlage über einen gewissen Zeitraum aufgezeichnet, woraus für die anschließende Berechnung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten die Mittelwerte gebildet werden. Danach kann die Kühlwassertemperatur am Kondensatoreintritt

geändert werden, was einer Änderung der Wärmestromdichte entspricht. Bevor eine neue Messung durchgeführt wird, wird der Druck im Kondensator wieder erhöht und es wird erneut abgeblasen, damit für jede Messung gleichbleibende Bedingungen im Kondensator gewährleistet werden.

## 5.3 Untersuchte Rohre und Reinstoffe

In den folgenden Abschnitten wird erläutert, welche Rohre und Reinstoffe untersucht werden.

### 5.3.1 Rohrangaben

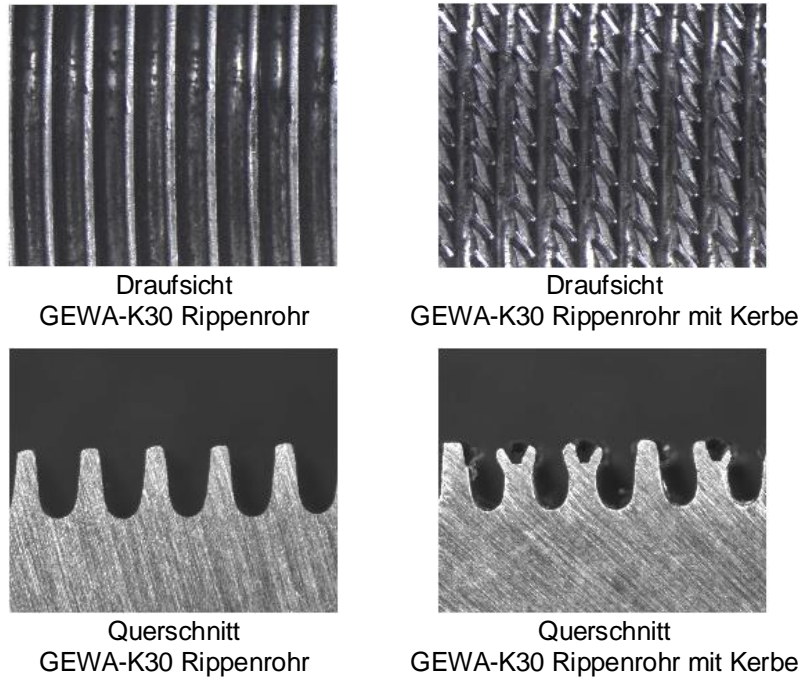
Die Kondensation wird an Glattrohren aus Baustahl (1.0305) oder Edelstahl (3.7035), GEWA-K30 Rippenrohren aus Baustahl (P235GH) oder Edelstahl (1.4404), einem GEWA-K30 Rippenrohr mit Kerbe aus Baustahl (P235GH) und einem GEWA-K36 Rippenrohr aus Titan (Titan Grade 2) durchgeführt. Die Rohre werden von der Firma Wieland Werke AG Ulm zur Verfügung gestellt.

In Abbildung 5.7 ist links oben ein GEWA-K30 Rippenrohr in der Draufsicht und links unten im Querschnitt längs des Rohres dargestellt. Rechts oben und unten ist die Draufsicht und der Querschnitt längs eines GEWA-K30 Rippenrohres mit Kerbe gezeigt. Bei diesem Rohr ist zusätzlich zur Rippenstruktur des GEWA-K30 Rippenrohres auf der Rippenspitze eine Kerbe aufgeprägt. Nicht in dieser Abbildung dargestellt ist die Draufsicht und der Querschnitt längs eines GEWA-K36 Rohres. Da sich aber ein GEWA-K30 Rippenrohr und ein GEWA-K36 Rippenrohr nur in der Anzahl der Rippen pro Zoll unterscheiden (Rippendichte in fpi, fins per inch), ist eine Draufsicht und ein Querschnitt längs eines GEWA-K36 Rohres ähnlich zu dem hier dargestellten GEWA-K30 Rippenrohr.

Für nachfolgende Berechnungen und Betrachtungen werden die Rippen, wie in Abbildung 3.2 gezeigt, als rechteckförmig angenommen. Die Abmessungen des Rippenrohres gelten dabei ebenfalls für das Rippenrohr mit Kerbe. In Tabelle 5.1 sind die Abmessungen aus dem Produktkatalog des Rohrherstellers (WIELAND 2015) und Werkstoffdaten (bei 1,013 bar und 20 °C) der verwendeten Rohre aufgelistet. Der Flächenvergrößerungsfaktor gibt wieder, um welchen Faktor die gesamte äußere Oberfläche  $A_{\text{au\ss en, ges}}$  eines Rippenrohres größer als die eines äquivalenten Glattrohres mit  $A_{\text{au\ss en, GR}} = A_{\text{au\ss en, Spitze}}$  ist. Für Rohre mit der Länge  $L = (s + t)$  eines Rippenrohrsegments folgt für den Flächenvergrößerungsfaktor:

$$\frac{A_{\text{au\ss en, ges}}}{A_{\text{au\ss en, GR}}} = \frac{\pi \cdot \left[ \frac{(d_{\text{Spitze}}^2 - d_{\text{Tal}}^2)}{2} + d_{\text{Spitze}} \cdot t + d_{\text{Tal}} \cdot s \right]}{\pi \cdot d_{\text{Spitze}} \cdot (s + t)}. \quad (5.1)$$





**Abbildung 5.7:** Draufsicht (oben) und Querschnitt längs des Rohres (unten) der verwendeten Rippenrohre von Wieland (REIF ET AL. 2015)

**Tabelle 5.1:** Abmessungen und Werkstoffdaten der Rippenrohre mit rechteckigen Rippen

Bezeichnung	Symbol	GEWA-K30	GEWA-K30	GEWA-K36
Werkstoff	-	Baustahl P235GH	Edelstahl 1.4404	Titan Grade 2
Abkürzung	-	CS	SS	Ti
Rippendichte in fpi	-	30	30	36
berippte Rohrlänge in m	$L$	2,00	2,00	2,00
Innendurchmesser in m	$d_{innen}$	0,01384	0,0144	0,01603
Durchmesser Rippenspitze in m	$d_{Spitze}$	0,01905	0,01905	0,01905
Durchmesser Rippental in m	$d_{Tal}$	0,01725	0,01725	0,01773
Rippendicke in m	$t$	0,0003	0,0003	0,0003
Rippenhöhe in m	$h$	0,0009	0,0009	0,00066
Rippenabstand in m	$s$	0,00055	0,00055	0,00034
Flächenvergrößerungsfaktor	$\frac{A_{au\beta en, ges}}{A_{au\beta en, GR}}$	2,96	2,96	2,95
Wärmeleitfähigkeit in W/(m K)	$\lambda_{Rohr}$	55*	15*	17*
Dichte in kg/m <sup>3</sup>	$\rho_{Rohr}$	7850*	7980*	4510*
spez. Wärmekapazität in J/(kg K)	$c_{Rohr}$	430**	500***	523***

\* WIELAND 2015, \*\* ULLRICH & BODMER 2013, \*\*\* MATWEB 2015

### 5.3.2 Reinstoffe

Zur Kondensation werden die Reinstoffe iso-Propanol, n-Pentan, n-Heptan, iso-Oktan jeweils mit einer Reinheit von mindestens 99% und voll entsalztes Wasser verwendet. In Tabelle 5.2 sind die Summenformeln und Siedetemperaturen (bei einem Sättigungsdruck von  $p_{sat} = 1,013$  bar) aufgelistet.

**Tabelle 5.2:** Angaben zu den verwendeten Reinstoffen

Reinstoff	anderer Name	Summenformel	Siedetemperatur bei $p_{sat} = 1,013$ bar
iso-Propanol	2-Propanol	$C_3H_8O$	82,25 °C
n-Pentan	-	$C_5H_{12}$	36,03 °C
n-Heptan	-	$C_7H_{16}$	98,72 °C
iso-Oktan	2,2,4-Trimethylpentan	$C_8H_{18}$	99,32 °C
Wasser	-	$H_2O$	99,97 °C

Die Stoffdaten und Siedetemperaturen von iso-Propanol, n-Pentan, n-Heptan und iso-Oktan, die zur Berechnung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten benötigt werden, werden von der Firma Linde AG zur Verfügung gestellt. Stoffdaten von Wasser werden der Stoffdatenbank NIST Chemistry WebBook (LINSTROM & MALLARD 2001) entnommen. Die Stoffdaten der Reinstoffe beim Sättigungsdampfdruck  $p_{sat} = 1,013$  bar sind in Tabelle A.1 im Anhang A.4 zu finden.

## 5.4 Experimentelle Bestimmung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten

Die Berechnung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_{au\beta en}$  erfolgt anhand der Beschreibung in Abschnitt 3.2. Der vom Kühlwasser aufgenommene Wärmestrom  $\dot{Q}$  entspricht – unter Vernachlässigung von Wärmeverlusten aufgrund der Isolierung der Anlagenkomponenten mit Dämmmaterial – dem vom Dampf abgegebenen Wärmestrom  $\dot{Q}$ . Letzterer kann nicht direkt gemessen werden. Durch Gleichsetzen von Gleichung (3.8) und (3.11) wird deshalb zunächst der Wärmedurchgangskoeffizient  $k$  mit experimentell bestimmten Größen und Stoffdaten des Kühlwassers berechnet:

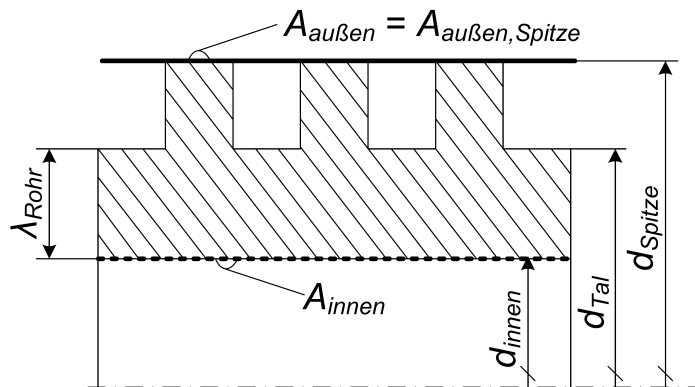
$$k = \frac{\dot{m}_{KW} \cdot c_{p,KW} \cdot (T_{KW,aus} - T_{KW,ein})}{A_{au\beta en} \cdot \Delta T_{log}} \quad (5.2)$$

Der Kühlwassermassenstrom  $\dot{m}_{KW}$  und die Kühlwassertemperaturen  $T_{KW,ein}$  und  $T_{KW,aus}$  am Kondensatoreintritt beziehungsweise -austritt werden wie in Abschnitt 5.1.1 und 5.2 beschrieben, bestimmt. Die Dampftemperatur  $T_{Dampf}$ , die zur Berechnung der logarithmischen Temperaturdifferenz  $\Delta T_{log}$  benötigt wird, wird mit der Dampfdruckkurve

und dem im Kondensator gemessenen Druck  $p_{sat}$  ermittelt. Da der so berechnete Wärmedurchgangskoeffizient  $k$  die Summe der Teilwiderstände ist, kann Gleichung (3.12) nach dem gesuchten äußeren Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_{au\beta en}$  aufgelöst werden:

$$\alpha_{au\beta en} = \left[ \frac{1}{k} - \frac{\ln\left(\frac{d_{au\beta en}}{d_{innen}}\right) \cdot d_{au\beta en}}{2 \cdot \lambda_{Rohr}} - \frac{1}{\alpha_{innen}} \cdot \frac{d_{au\beta en}}{d_{innen}} \right]^{-1} \quad (5.3)$$

Der äußere Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{au\beta en}$  wird somit direkt mit dem experimentell bestimmten Wärmedurchgangskoeffizienten  $k$  berechnet. Die äußere Oberfläche  $A_{au\beta en}$  in Gleichung (5.2) entspricht der Bezugsfläche für den äußeren Wärmeübergangskoeffizienten (BÜCHNER ET AL. 2015b): Bei einem Glattrohr entspricht diese Fläche der zylindrischen äußeren Oberfläche nach Gleichung (3.2) mit dem Außendurchmesser des Rohres. Bei einem Rippenrohr wird die äußere Oberfläche als äquivalente Glattrohroberfläche definiert. Diese Fläche entspricht der zylindrischen Mantelfläche  $A_{au\beta en, Spitze}$  mit dem Durchmesser  $d_{Spitze}$  an der Rippen Spitze des Rippenrohres (siehe Gleichung (3.15)). Diese Fläche ist in Abbildung 5.8 als dicke durchgezogene Linie schematisch dargestellt (vergleiche Abschnitt 3.3.1).



**Abbildung 5.8:** Größen zur Bestimmung des Wärmeübergangs an einem Rippenrohr nach BÜCHNER ET AL. 2015a

Der Wärmeleitwiderstand durch die Rohrwand wird mit der Wärmeleitfähigkeit  $\lambda_{Rohr}$  (Angaben dazu vom Rohrhersteller WIELAND 2015) und beim Rippenrohr mit dem Verhältnis ( $d_{Tal}/d_{innen}$ ) des Durchmessers im Rippental zum Innendurchmesser berechnet. Die Wärmeleitfähigkeit  $\lambda_{Rohr}$  wird also, wie in Abbildung 5.8 dargestellt ist, im durchgehenden Rohrkörper berücksichtigt. Analog verwendet man an einem Glattrohr das Verhältnis ( $d_{au\beta en}/d_{innen}$ ) des Außendurchmessers zum Innendurchmesser des Rohres (vergleiche Abschnitt 3.3.2).

Der innere Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{innen}$  wird auf die glatte zylindrische Innenfläche  $A_{innen}$  des Rohres nach Gleichung (3.1) bezogen (siehe Abbildung 5.8 dicke gepunktete Linie). Er ist abhängig von der Wärmeleitfähigkeit  $\lambda_{KW}$  des Kühlwassers, vom Innendurchmesser  $d_{innen}$  des Rohres, der Rohrlänge  $L$ , von der Reynolds-Zahl  $Re_{KW}$



und von der Prandtl-Zahl  $\text{Pr}_{KW}$  des Kühlwassers. Die Berechnung erfolgt mit der Gleichung von GNIELINSKI 2013

$$\alpha_{innen} = \frac{\lambda_{KW}}{d_{innen}} \cdot \frac{\frac{\xi}{8} \cdot (\text{Re}_{KW} - 1000) \cdot \text{Pr}_{KW}}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{\xi}{8}} \cdot (\text{Pr}_{KW}^{2/3} - 1)} \cdot \left[ 1 + \left( \frac{d_{innen}}{L} \right)^{2/3} \right], \quad (5.4)$$

die im angegebenen Bereich mit  $L/d_H > 10$  mit  $d_H = (4 \cdot A/U)$ ,  $0,5 < \text{Pr}_{KW} < 500$  und  $2300 < \text{Re}_{KW} < 10^6$  gültig ist (POLIFKE & KOPITZ 2005) und dem Widerstandsbeiwert  $\xi$  nach KONAOKOV 1946:

$$\xi = (1,8 \cdot \log \text{Re}_{KW} - 1,5)^{-2}. \quad (5.5)$$

Die Reynolds-Zahl  $\text{Re}_{KW}$ , die die Kühlwasserströmung charakterisiert

$$\text{Re}_{KW} = \frac{u_{KW} \cdot \rho_{KW} \cdot d_{innen}}{\eta_{KW}} \quad (5.6)$$

ist abhängig von der Strömungsgeschwindigkeit  $u_{KW}$ , der Dichte  $\rho_{KW}$ , der dynamischen Viskosität  $\eta_{KW}$  des Kühlwassers und vom Innendurchmesser  $d_{innen}$  des Rohres. Die Strömungsgeschwindigkeit des Kühlwassers ist der Quotient des Volumenstromes  $\dot{V}_{KW}$  des Kühlwassers und der vom Kühlwasser durchströmten Querschnittsfläche des Rohres:

$$u_{KW} = \frac{\dot{V}_{KW}}{\pi/4 \cdot d_{innen}^2} = \frac{\dot{m}_{KW}/\rho_{KW}}{\pi/4 \cdot d_{innen}^2} = \frac{\dot{m}_{KW}/\rho_{KW}}{\pi/4 \cdot d_{innen}^2}. \quad (5.7)$$

Die Prandtl-Zahl  $\text{Pr}_{KW}$  enthält nur Stoffgrößen des Kühlwassers. Sie ist das Verhältnis des Produktes der dynamischen Viskosität  $\eta_{KW}$  und der spezifischen Wärmekapazität  $c_{p,KW}$  des Kühlwassers zur Wärmeleitfähigkeit  $\lambda_{KW}$  des Kühlwassers:

$$\text{Pr}_{KW} = \frac{\eta_{KW} \cdot c_{p,KW}}{\lambda_{KW}}. \quad (5.8)$$

Die Stoffwerte des Kühlwassers zur Berechnung des Wärmedurchgangskoeffizienten und des inneren Wärmeübergangskoeffizienten werden bei der mittleren Kühlwassertemperatur  $T_{KW}$ , mit

$$T_{KW} = \frac{T_{KW,ein} + T_{KW,aus}}{2} \quad (5.9)$$

und den Gleichungen (A.28) bis (A.31) im Anhang A.4.2 berechnet. Mit Kenntnis der entsprechenden Größen – Wärmedurchgangskoeffizient  $k$ , Wärmeleitfähigkeit  $\lambda_{Rohr}$  des Rohrmaterials und innerer Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{innen}$  – kann der äußere Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{außen}$  ausgehend von experimentellen Daten mit Gleichung (5.3) und den in Abbildung 5.8 dargestellten Größen berechnet werden.



# 6 Kondensation von Reinstoffen am Einzelrohr

In den folgenden Abschnitten werden die experimentellen Ergebnisse bei der Kondensation der Reinstoffe iso-Propanol, n-Pentan, n-Heptan, iso-Oktan und Wasser an einem einzelnen horizontalen Rohr vorgestellt. Dabei wird auf die äußeren Wärmeübergangskoeffizienten in Abhängigkeit der Wärmestromdichte eingegangen. Zudem wird gezeigt, ob der äußere Wärmeübergangskoeffizient durch den Einsatz von Rippenrohren im Gegensatz zu Glattrohren verbessert werden kann. Außerdem werden die experimentellen Ergebnisse mit den bereits vorgestellten theoretischen Modellen von BRIGGS & ROSE 1994, KUMAR ET AL. 2002b und AL-BADRI ET AL. 2013 verglichen. Die Kondensation von Wasser wird am Ende des Kapitels gesondert betrachtet.

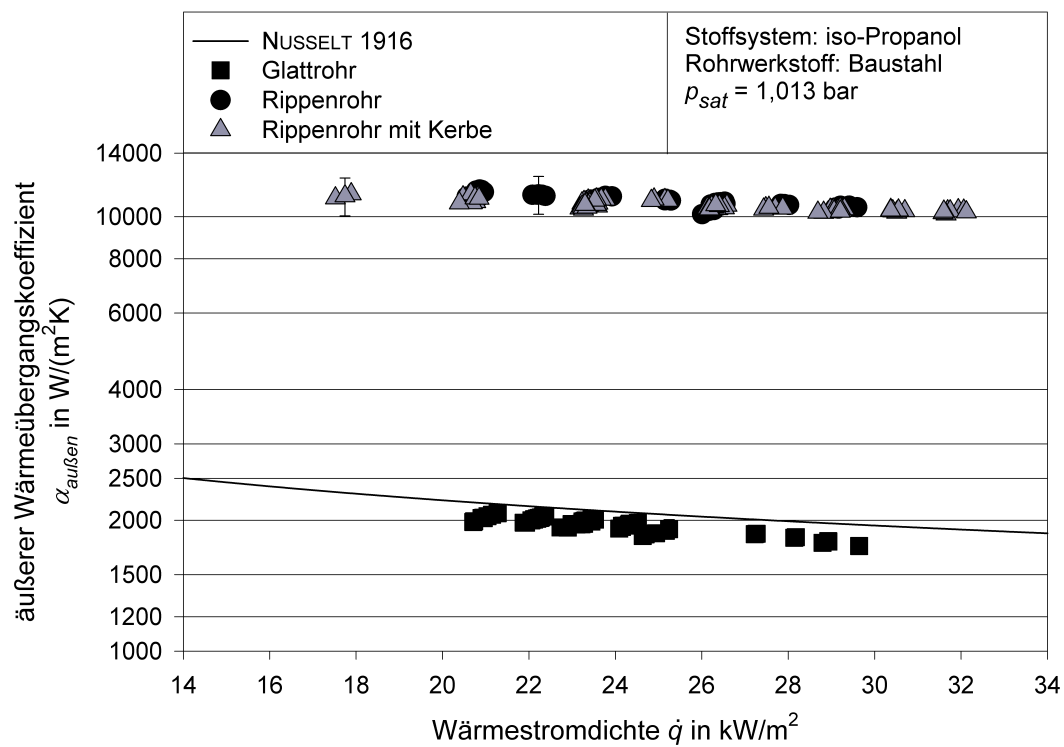
## 6.1 Vergleich in Abhängigkeit der Wärmestromdichte

In den Abbildungen 6.1 bis 6.4 werden die experimentellen Ergebnisse hinsichtlich eines Vergleiches zwischen der Kondensation eines Reinstoffes an einem Glattrohr und an Rippenrohren diskutiert. Die Abbildungen 6.5 bis 6.8 zeigen Unterschiede bei der Kondensation eines Reinstoffes an Rippenrohren verschiedener Werkstoffe und Rippendichten.

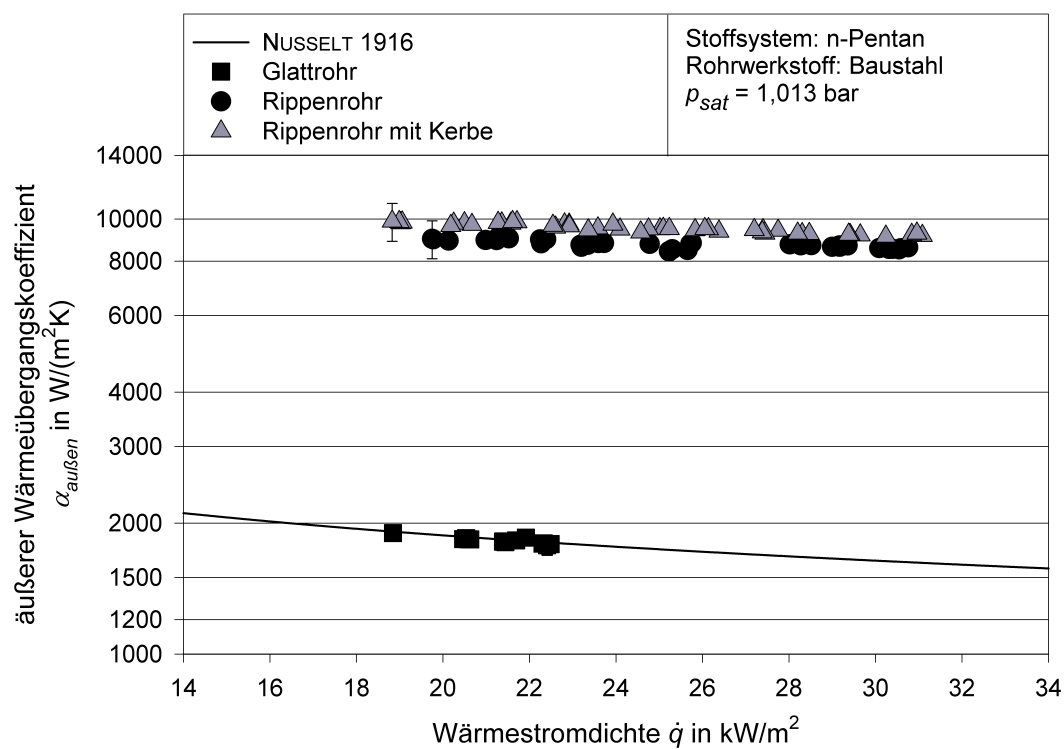
### 6.1.1 Vergleich zwischen Glattrohr und Rippenrohren

In den Abbildung 6.1 bis 6.3 ist der äußere Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{\text{au\ss en}}$  in Abhängigkeit der Wärmestromdichte  $\dot{q}$  für die Kondensation der Reinstoffe iso-Propanol, n-Pentan und iso-Oktan an einem Glattrohr, einem Rippenrohr und einem Rippenrohr mit Kerbe, jeweils aus Baustahl, dargestellt. Abbildung 6.4 zeigt die Ergebnisse für die Kondensation von n-Heptan an einem Rippenrohr mit Kerbe aus Baustahl.

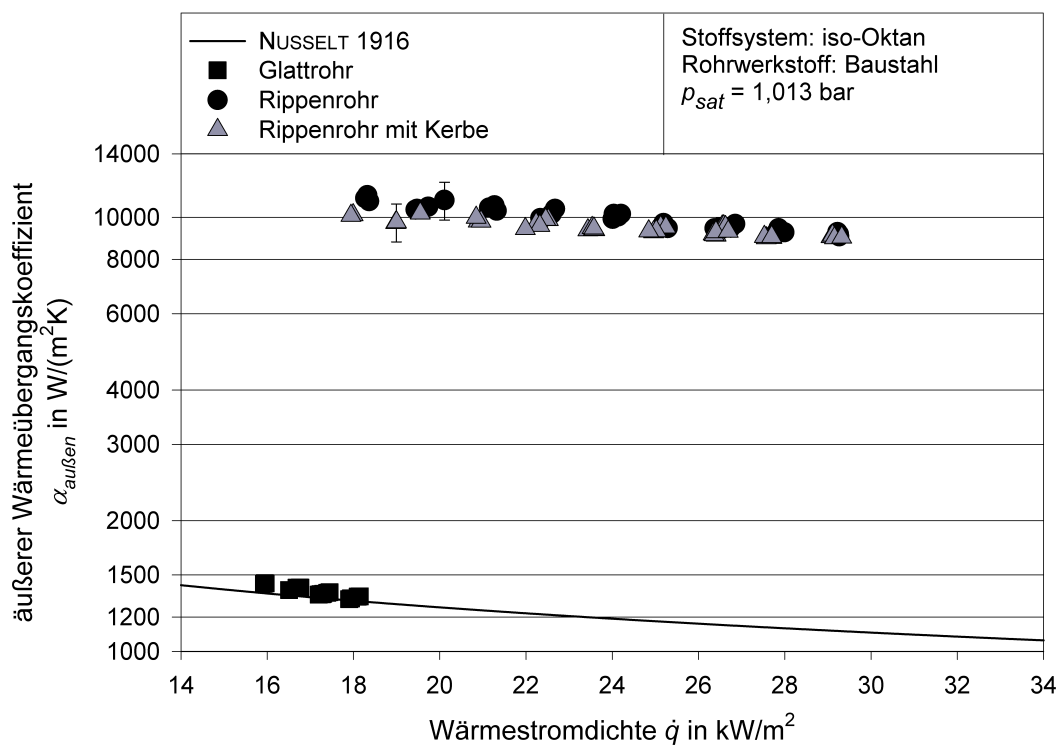
Die Messungen am Glattrohr werden bei Wärmestromdichten zwischen 16 und 30 kW/m<sup>2</sup> durchgeführt. Dabei werden äußere Wärmeübergangskoeffizienten zwischen 1200 und circa 2000 W/(m<sup>2</sup> K) gemessen. Betrachtet man den Verlauf der experimentellen Daten, so nehmen die äußeren Wärmeübergangskoeffizienten mit steigender Wärmestromdichte ab. Mit steigender Wärmestromdichte und damit steigender treibender Temperaturdifferenz kondensiert mehr Dampf an der Rohroberfläche, genauer gesagt auf dem Kondensatfilm. Dadurch wird dieser dicker. Mit zunehmender Dicke des Kondensatfilms nimmt der Wärmeleitwiderstand durch diesen Film zu. Dieser Wärmeleitwiderstand wird



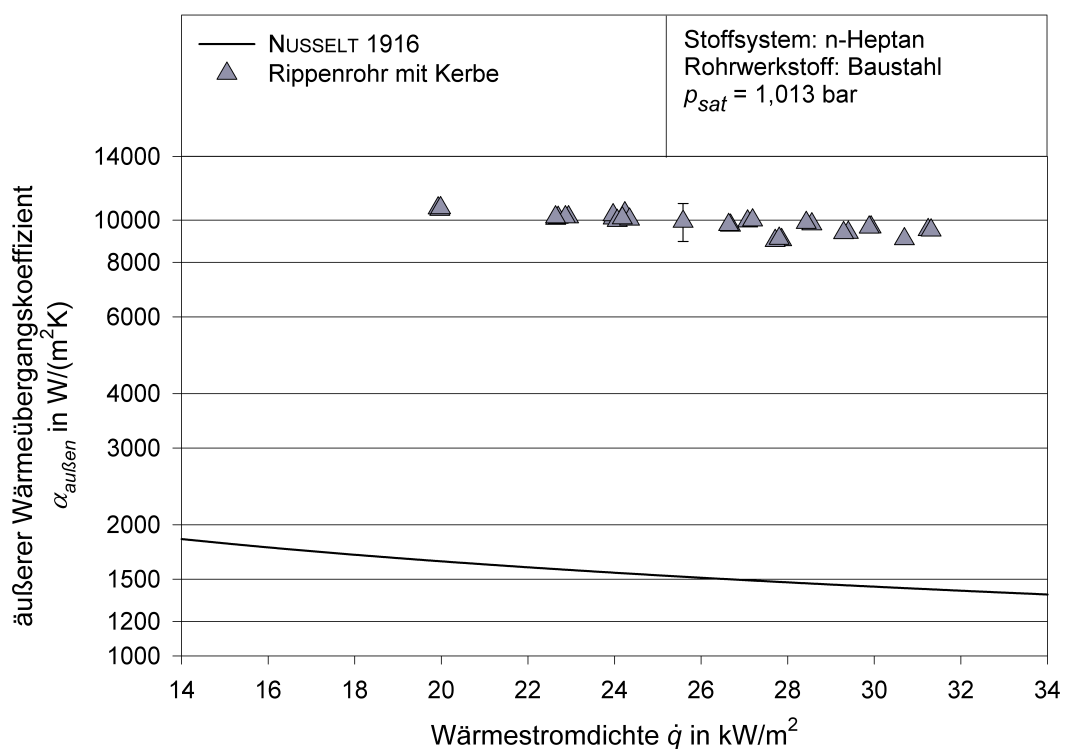
**Abbildung 6.1:** Vergleich der Messungen an Rohren aus Baustahl bei der Kondensation von iso-Propanol mit der Theorie von NUSSELT 1916 (REIF ET AL. 2015)



**Abbildung 6.2:** Vergleich der Messungen an Rohren aus Baustahl bei der Kondensation von n-Pentan mit der Theorie von NUSSELT 1916 (REIF ET AL. 2015)



**Abbildung 6.3:** Vergleich der Messungen an Rohren aus Baustahl bei der Kondensation von iso-Okтан mit der Theorie von NUSSELT 1916 (REIF ET AL. 2015)



**Abbildung 6.4:** Vergleich der Messungen am Rippenrohr mit Kerbe aus Baustahl bei der Kondensation von n-Heptan mit der Theorie von NUSSELT 1916

in Gleichung (3.40) im Term für den äußeren thermischen Widerstand berücksichtigt. Wird dieser Widerstand größer, wird der äußere Wärmeübergangskoeffizient, bei sonst gleichbleibenden Bedingungen, dementsprechend kleiner (ADAMEK 1985, BELGHAZI ET AL. 2003, BRIGGS 2008).

Die Ergebnisse bei der Kondensation am Glattrohr werden mit der Theorie von NUSSELT 1916 verglichen. Die Abweichung der gemessenen Daten von den theoretisch berechneten Daten beträgt maximal zwischen  $-7$  und  $+9$  %, wobei die relative Messunsicherheit<sup>1</sup>  $\pm 3$  % beträgt<sup>2</sup>. Die Theorie von NUSSELT 1916 ist also ein geeignetes Modell, um den äußeren Wärmeübergangskoeffizienten bei der Kondensation der hier untersuchten Reinstoffe an einem Glattrohr aus Baustahl wiederzugeben.

Im Vergleich zu den Ergebnissen an einem Glattrohr sind in den Abbildungen 6.1 bis 6.3 die äußeren Wärmeübergangskoeffizienten bei der Kondensation der Reinstoffe an einem Rippenrohr und einem Rippenrohr mit Kerbe, jeweils aus Baustahl, eingetragen. Man erkennt, dass sich diese Werte innerhalb der Messunsicherheit von  $\pm 10$  % kaum unterscheiden<sup>3</sup>. Sie liegen bei iso-Propanol für beide Rippenrohrtypen in einem Bereich zwischen ungefähr  $11500$  und  $10000$   $\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})$ . Bei der Kondensation von n-Pentan und iso-Oktan erhält man Werte zwischen  $9000$  und  $8000$   $\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})$  beziehungsweise  $11000$  und  $9000$   $\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})$  beim Rippenrohr und jeweils zwischen  $10000$  und  $9000$   $\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})$  beim Rippenrohr mit Kerbe. Diese Werte liegen bei iso-Propanol, n-Pentan um das 5- bis 6-fache und bei iso-Oktan um das 8- bis 9-fache über den gemessenen Werten an einem Glattrohr.

Der Grund für die Verbesserung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten am Rippenrohr ist, dass die für den Wärmeübergang zur Verfügung stehende Fläche an einem Rippenrohr um ein Vielfaches größer ist als am Glattrohr. Bei den hier verwendeten Rippenrohren ist der Flächenvergrößerungsfaktor nahezu 3 (siehe Tabelle 5.1). Ein weiterer Grund wird im Abschnitt 3.4.2 erläutert: Bei der Kondensation an einem Rippenrohr bewirken Druckgradienten, dass das Kondensat von den Rippenspitzen ins Rippental gezogen wird. Dort fließt es aufgrund der Schwerkraft nach unten ab. Im unteren Rohrbereich wird es aufgrund von Kapillarkräften in den Rippenzwischenräumen gestaut. Das Rippenrohr kann also in einen oberen ungefluteten Bereich und in einen unteren gefluteten Bereich eingeteilt werden. In diesem Bereich ist der Wärmeübergang wegen der gefluteten Rippenzwischenräume gehemmt, wohingegen im nahezu kondensatfreien ungefluteten Bereich sehr hohe lokale Wärmeübergangskoeffizienten auftreten. Dadurch ist der Wärmeübergang an einem Rippenrohr insgesamt deutlich besser als an einem Glattrohr (ADAMEK 1985, BELGHAZI ET AL. 2003, BRIGGS 2008).

Beim Rippenrohr mit Kerbe steht zusätzlich zur berippten Außenfläche die durch die Kerbe vergrößerte Fläche der Rippenspitze für den Wärmeübergang zur Verfügung

<sup>1</sup> Die Berechnung der Messunsicherheit ist im Abschnitt A.5 beschrieben.

<sup>2</sup> Der in den Abbildungen 6.1 bis 6.3 eingetragene Fehlerbalken bei den Messpunkten am Glattrohr ist wegen der geringen Messunsicherheit nicht erkennbar.

<sup>3</sup> In den Abbildung 6.1 bis 6.3 ist aus Gründen der Übersichtlichkeit beispielhaft für nur jeweils einen Messpunkt am Rippenrohr und am Rippenrohr mit Kerbe der Fehlerbalken eingezeichnet.

(siehe Abbildung 5.7). Man könnte demnach vermuten, dass der äußere Wärmeübergangskoeffizient an diesem Rohr nochmals gesteigert werden kann. Wie man in den Abbildungen 6.1 bis 6.3 erkennen kann, unterscheiden sich die Messwerte der beiden Rippenrohre innerhalb der Messunsicherheit allerdings kaum voneinander. Bei den hier verwendeten kondensierenden Reinstoffen ist die Kerbe mit Kondensat gefüllt, wodurch der Wärmeübergang an dieser Fläche behindert wird. Deshalb wird am Rippenrohr mit Kerbe keine weitere Steigerung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten beobachtet.

Bei der Kondensation von n-Heptan liegen nur Messungen am Rippenrohr mit Kerbe vor (siehe Abbildung 6.4). Auch hierbei erkennt man eine deutliche Steigerung des experimentellen äußeren Wärmeübergangskoeffizienten gegenüber dem theoretisch nach der Theorie von NUSSELT 1916 berechnetem am Glattrohr. Es kann eine Verbesserung um den Faktor 6 bis 7 erreicht werden. Die Gründe dafür wurden bereits erwähnt. Der äußere Wärmeübergangskoeffizient liegt bei Wärmestromdichten zwischen 20 und 31 kW/m<sup>2</sup> zwischen 11000 und 9000 W/(m<sup>2</sup> K). Die Messunsicherheit<sup>4</sup> beträgt hier wie bei den anderen Messungen am Rippenrohr  $\pm 10\%$ .

### 6.1.2 Vergleich verschiedener Rippenrohre

In den Abbildungen 6.5 bis 6.8 ist der äußere Wärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit der Wärmestromdichte für die Kondensation jeweils eines Reinstoffes an unterschiedlichen Rippenrohren dargestellt. In Abbildung 6.5 ist beispielsweise der äußere Wärmeübergangskoeffizient bei der Kondensation von iso-Propanol an einem GEWA-K30 Rippenrohr aus Baustahl (CS), einem GEWA-K30 Rippenrohr aus Edelstahl (VA) und einem GEWA-K36 Rippenrohr aus Titan (Ti) als Funktion der Wärmestromdichte abgebildet. Wie in den vorherigen Abbildungen 6.1 bis 6.3 bereits diskutiert wurde, können mit der Theorie von NUSSELT 1916 die experimentellen Daten am Glattrohr sehr gut vorhersagt werden. Deshalb werden die Messwerte am Rippenrohr mit dieser Theorie verglichen.

Kondensieren die Reinstoffe an den Rippenrohren aus Baustahl oder Titan, können bei Wärmestromdichten zwischen 18 und 34 kW/m<sup>2</sup> äußere Wärmeübergangskoeffizienten zwischen 12000 und ungefähr 7500 W/(m<sup>2</sup> K) erreicht werden. Bei der Kondensation dieser Reinstoffe an einem Rippenrohr aus Edelstahl misst man bei diesen Wärmestromdichten Werte zwischen 8000 und 6000 W/(m<sup>2</sup> K). Der Grund weshalb an einem Rippenrohr aus Edelstahl geringere äußere Wärmeübergangskoeffizienten gemessen werden als an den anderen beiden Rippenrohrtypen, ist die geringere Wärmeleitfähigkeit  $\lambda_{Rohr}$  von Edelstahl (vergleiche Tabelle 5.1).

Die Bezugsgröße für die Wärmeleitfähigkeit bei der Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten ist das Verhältnis des Durchmessers im Rippental zum Innendurchmesser. Das bedeutet, die Wärmeleitung in den Rippen geht bei der Berechnung in den äußeren Wärmeübergangskoeffizienten ein. Eine geringere Wärmeleitfähigkeit des Rohrmaterials

<sup>4</sup> In Abbildung 6.4 ist exemplarisch für einen Messpunkt am Rippenrohr mit Kerbe der Fehlerbalken eingezeichnet.

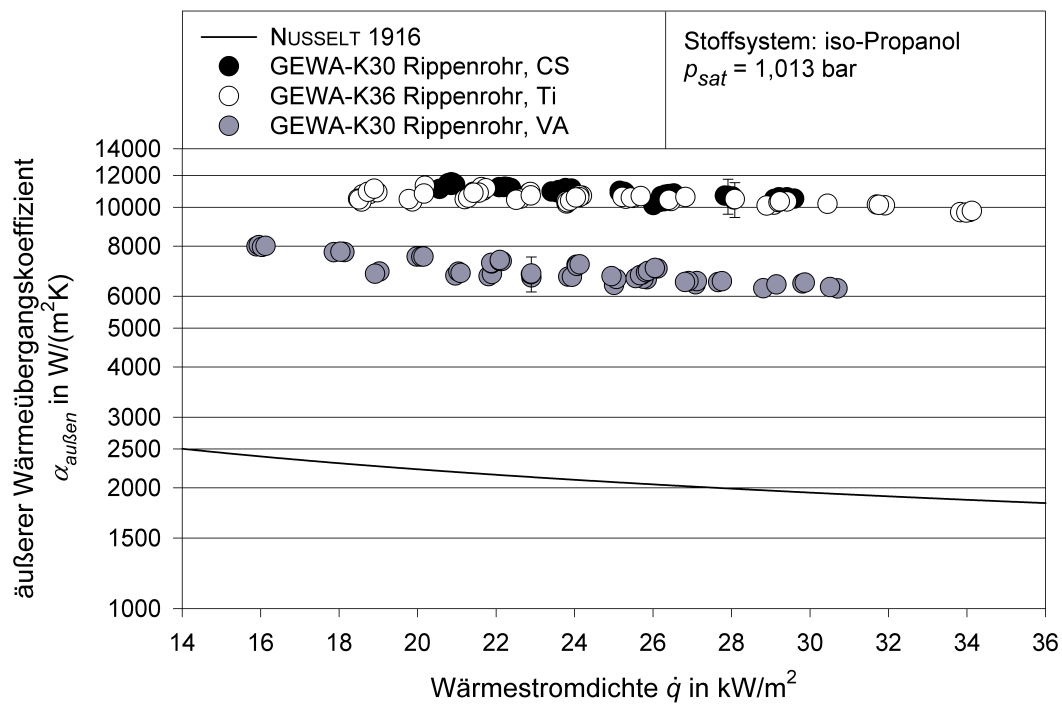


Abbildung 6.5: Vergleich der Messungen an Rohren bei der Kondensation von iso-Propanol

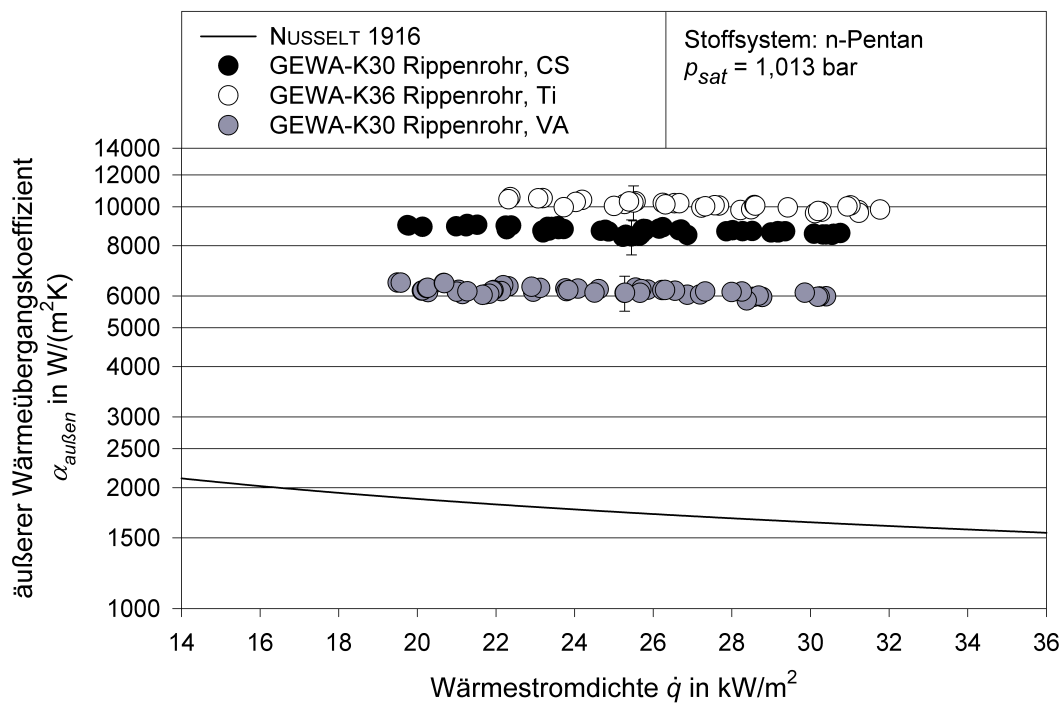


Abbildung 6.6: Vergleich der Messungen an Rohren bei der Kondensation von n-Pentan



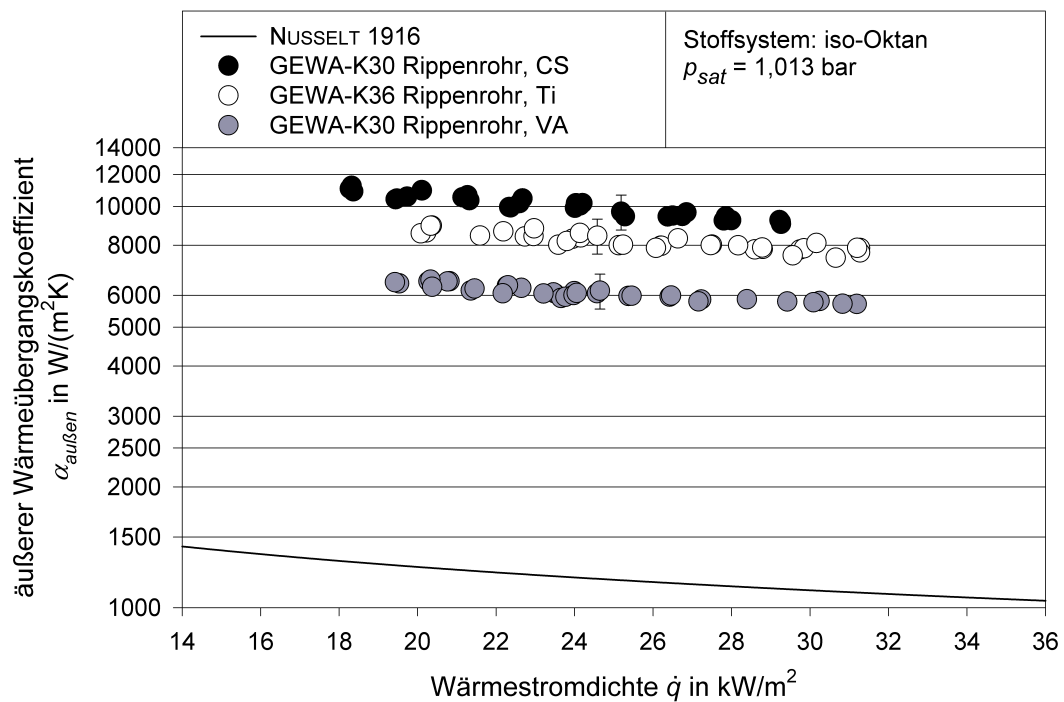


Abbildung 6.7: Vergleich der Messungen an Rohren bei der Kondensation von iso-Oktan

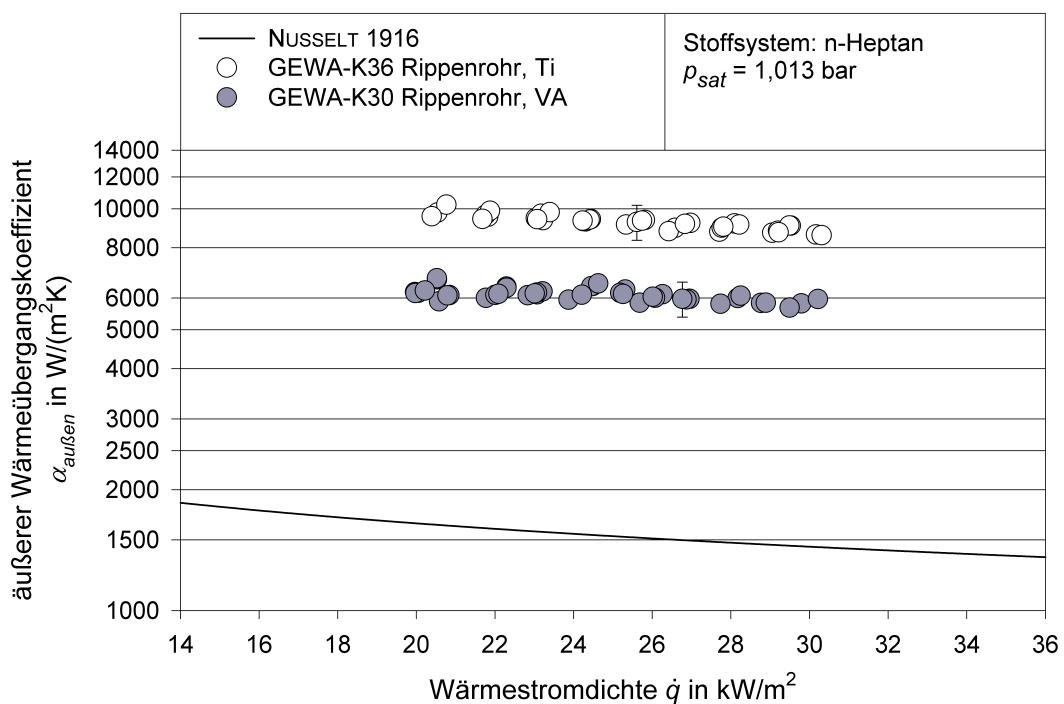


Abbildung 6.8: Vergleich der Messungen an Rohren bei der Kondensation von n-Heptan

hat demnach einen geringeren äußeren Wärmeübergangskoeffizienten zur Folge. In Tabelle 5.1 erkennt man aber, dass die Wärmeleitfähigkeit von Titan ähnlich zu der von Edelstahl ist. Bei diesem Rippenrohr ist allerdings die Rippenhöhe deutlich kleiner als beim Rippenrohr aus Baustahl oder Edelstahl. Das wiederum bedeutet, dass der Wärmeleitwiderstand in den Rippen, der im äußeren Wärmeübergangskoeffizienten berücksichtigt wird, kleiner ist und der äußere Wärmeübergangskoeffizient dementsprechend größer ist. Deshalb sind die Absolutwerte bei der Kondensation an einem Rippenrohr aus Titan größer als an einem Rippenrohr aus Edelstahl.

Bei der Kondensation von iso-Propanol sind die äußeren Wärmeübergangskoeffizienten am GEWA-K30 Rippenrohr aus Baustahl und am GEWA-K36 Rippenrohr aus Titan nahezu gleich. Der Grund dafür könnte das Ablaufverhalten und die Oberflächenspannung des Kondensats sein: Das Kondensat fließt aufgrund des Druckgradienten  $\Delta p_{Spitze-Tal}$  zwischen Rippen Spitze und Rippental in den Rippenzwischenraum. Dort fließt es aufgrund der Schwerkraft nach unten, wo es in den Rippenzwischenräumen gestaut wird. Es stellt sich der Flutungswinkel ein. Nach der Young-Laplace-Gleichung (YOUNG 1805, LAPLACE 1805) gilt an der Rippen Spitze

$$p_{Spitze} = \frac{\sigma}{r_{Spitze}} \approx \frac{\sigma}{(t/2)} \quad (6.1)$$

und im Rippental

$$p_{Tal} = \frac{\sigma}{r_{Tal}} \approx \frac{\sigma}{(s/2)} \quad (6.2)$$

Da  $t_{GEWA-K30,CS} = t_{GEWA-K36,Ti}$  und  $s_{GEWA-K30,CS} > s_{GEWA-K36,Ti}$ , folgt für die Druckgradienten an den beiden Rippenrohren

$$\Delta p_{Spitze-Tal,GEWA-K30,CS} > \Delta p_{Spitze-Tal,GEWA-K36,Ti} \quad (6.3)$$

Dieser ist also am GEWA-K30 Rippenrohr aus Baustahl größer als am GEWA-K36 Rippenrohr aus Titan. Das heißt, dass das Kondensat beim GEWA-K30 Rippenrohr aus Baustahl stärker in den Rippenzwischenraum gezogen wird als beim GEWA-K36 Rippenrohr aus Titan. Der äußere Wärmeübergangskoeffizient müsste deshalb am GEWA-K30 Rippenrohr aus Baustahl größer sein. Trotzdem kann aufgrund der hohen Oberflächenspannung von iso-Propanol an den Rippenflächen (Spitze, Seite, Tal) und in den Ecken im oberen ungefluteten Rohrbereich Kondensat haften bleiben, was den Wärmeübergang behindern würde. Diese beiden Einflussfaktoren (haftendes Kondensat und größerer Druckgradient) könnten sich also an diesem Rohr gegenseitig aufheben. Der äußere Wärmeübergangskoeffizient am GEWA-K30 Rippenrohr aus Baustahl entspricht daher dem am GEWA-K36 Rippenrohr aus Titan.

Nach dieser Argumentation müssten die äußeren Wärmeübergangskoeffizienten am GEWA-K30 Rippenrohr aus Baustahl bei n-Pentan, n-Heptan und iso-Oktan größer als am GEWA-K36 Rippenrohr aus Titan sein. Da die Oberflächenspannung in der Reihenfolge iso-Propanol, n-Pentan, n-Heptan, iso-Oktan abnimmt bleibt weniger iso-Oktan als

iso-Propanol, n-Pentan oder n-Heptan haften. Das heißt, dass bei iso-Oktan der obere ungeflutete Rohrbereich des GEWA-K30 Rippenrohres aus Baustahl wegen der niedrigen Oberflächenspannung von iso-Oktan und des größeren Druckgradienten also tatsächlich fast vollständig frei von Kondensat ist, was sich positiv auf den Wärmeübergang an diesem Rohr auswirkt (siehe Abbildung 6.7). Bei n-Pentan müsste das gleiche Verhalten beobachtet werden. In Abbildung 6.6 ist der äußere Wärmeübergangskoeffizient am GEWA-K30 Rippenrohr aus Baustahl jedoch kleiner als am GEWA-K36 Rippenrohr aus Titan. Für n-Heptan kann aufgrund fehlender Messdaten nicht überprüft werden, wie sich die Messdaten am GEWA-K30 Rippenrohr aus Baustahl im Gegensatz zu denen am GEWA-K36 Rippenrohr aus Titan verhalten.

Da keine eindeutige Tendenz erkennbar ist, spielen bei diesen Beobachtungen wohl andere nicht triviale Einflussfaktoren eine entscheidende Rolle, deren Auswirkungen hier nicht erfasst und optisch nicht beobachtet werden können. Man könnte diese Unregelmäßigkeiten des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten in Abhängigkeit vom kondensierenden Fluid und Rippenrohrtyp allerdings auch damit begründen, dass es sich dabei um eine statistische Abweichung handelt, da sich die Fehlerbalken dieser Messungen – was vor allem bei iso-Oktan deutlich erkennbar ist – überlappen.

In den Abbildungen 6.5 bis 6.8 erkennt man trotzdem deutlich die Verbesserung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten an einem Rippenrohr im Vergleich zu einem äquivalenten Glattrohr. Der äußere Wärmeübergangskoeffizient nach der Theorie von NUSSELT 1916 ist in unserem Fall unabhängig vom Rohr: Gleichung (3.20) enthält nur Abhängigkeiten vom kondensierenden Fluid und vom Außendurchmesser des Rohres. Dieser ist bei allen untersuchten Rohren identisch (vergleiche Tabelle 5.1). Eine Abhängigkeit vom Rohrmaterial ist in dieser Gleichung nicht gegeben. Daher können die Daten bei der Kondensation eines Reinstoffes an den drei verschiedenen Rippenrohren direkt mit dieser Theorie verglichen werden. Kondensiert iso-Propanol, n-Pentan oder n-Heptan an den verschiedenen Rohren, ist der äußere Wärmeübergangskoeffizient ungefähr um das 3- bis 6-fache besser als am Glattrohr. Kondensiert iso-Oktan, beträgt die Verbesserung an diesen Rohren circa das 4- bis 8-fache.

## 6.2 Vergleich der Steigerungsfaktoren

Als Vergleich der experimentellen Ergebnisse miteinander und mit den vorgestellten theoretischen Modellen von NUSSELT 1916, BRIGGS & ROSE 1994, KUMAR ET AL. 2002b und AL-BADRI ET AL. 2013, wird als Darstellungsmethode der Steigerungsfaktor  $\varepsilon$  verwendet:

$$\varepsilon = \frac{\alpha_{\text{außen}}}{\alpha_{\text{außen,GR}}} = \frac{\alpha_{\text{außen}}}{\alpha_{\text{Nusselt}}} . \quad (6.4)$$

In dieser Gleichung ist  $\alpha_{\text{außen,GR}}$  der nach der Theorie von NUSSELT 1916 berechnete äußere Wärmeübergangskoeffizient nach Gleichung (3.20) bei der Kondensation an einem horizontalen Glattrohr. Dieser wird im Folgenden vereinfachend als  $\alpha_{\text{Nusselt}}$  bezeichnet.

Für  $\alpha_{au\beta en}$  wird entweder der experimentell bestimmte äußere Wärmeübergangskoeffizient bei der Kondensation an einem horizontalen Glattrohr oder Rippenrohr, oder der nach einem der genannten theoretischen Modelle berechnete äußere Wärmeübergangskoeffizient eingesetzt. Ein Steigerungsfaktor  $\varepsilon$  gleich 1 bedeutet, dass der experimentell bestimmte äußere Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{au\beta en}$  dem nach der Theorie von NUSSELT 1916 berechneten äußeren Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_{Nu\beta elt}$  entspricht. Die beiden Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_{Nu\beta elt}$  und  $\alpha_{au\beta en}$  werden bei gleicher Wärmestromdichte  $\dot{q}$  und mit der gleichen äußeren Oberfläche  $A_{au\beta en} = A_{au\beta en, Spitze}$  nach Gleichung (3.15) bestimmt. Die äußere Oberfläche entspricht einer zylindrischen Glattrohroberfläche, wobei der Außendurchmesser des Glattrohres dem Durchmesser an der Rippen Spitze des Rippenrohres entspricht.

### 6.2.1 Vergleich der experimentellen Daten

In Tabelle 6.1 sind die Steigerungsfaktoren  $\varepsilon$  der experimentellen Daten in Abhängigkeit vom kondensierenden Fluid und vom Rippenrohr aufgelistet. Als Beispiel werden die Steigerungsfaktoren bei einer Wärmestromdichte von  $\dot{q} = 25 \text{ kW/m}^2$  gezeigt. Die Reihenfolge der Kohlenwasserstoffe (n-Pentan, n-Heptan, iso-Oktan) ist mit steigendem Kohlenstoffgehalt (vergleiche Summenformeln in Tabelle 5.2) gewählt.

**Tabelle 6.1:** Vergleich der experimentellen Steigerungsfaktoren  $\varepsilon$  am horizontalen Rippenrohr bei  $\dot{q} = 25 \text{ kW/m}^2$  und  $p_{sat} = 1,013 \text{ bar}$

$\varepsilon = \frac{\alpha_{au\beta en}}{\alpha_{Nu\beta elt}}$	Baustahl		Edelstahl	Titan
	Rippenrohr*	Rippenrohr* mit Kerbe	Rippenrohr*	Rippenrohr**
iso-Propanol	$5,4 \pm 0,54$	$5,4 \pm 0,54$	$3,3 \pm 0,33$	$5,1 \pm 0,51$
n-Pentan	$4,9 \pm 0,49$	$5,7 \pm 0,57$	$3,7 \pm 0,37$	$5,7 \pm 0,57$
n-Heptan	-	$6,3 \pm 0,63$	$3,8 \pm 0,38$	$6,2 \pm 0,62$
iso-Oktan	$8,1 \pm 0,81$	$7,8 \pm 0,78$	$4,9 \pm 0,49$	$7,4 \pm 0,74$

\*GEWA-K30, \*\*GEWA-K36

Anhand Tabelle 6.1 kann festgehalten werden, dass der äußere Wärmeübergangskoeffizient bei der Kondensation der Reinstoffe an einem GEWA-K30 Rippenrohr im Vergleich zu einem Glattrohr um den Faktor 4,9 bis 8,1 am Rippenrohr aus Baustahl und um den Faktor 5,4 bis 7,8 am GEWA-K30 Rippenrohr mit Kerbe aus Baustahl gesteigert werden kann. Bei der Kondensation an einem GEWA-K30 Rippenrohr aus Edelstahl ist der äußere Wärmeübergangskoeffizient um das 3,3- bis 4,9-fache besser als an einem Glattrohr. Die Verbesserung an einem GEWA-K36 Rippenrohr aus Titan beträgt das 5,1- bis 7,4-fache. Die Gründe für diese Steigerung werden in den Abschnitten 3.4.2 und 6.1.1 erwähnt:

- Vergrößerung der für den Wärmeübergang zur Verfügung stehenden Fläche um ungefähr das 3-fache gegenüber einem Glattrohr mit  $d_{au\beta en} = d_{Spitze}$  und

- sehr hohe lokale Wärmeübergangskoeffizienten im oberen ungefluteten Rohrbereich.

Bei der Kondensation von iso-Propanol, n-Pentan und iso-Oktan ist sichtbar, dass der äußere Wärmeübergangskoeffizient bei der Kondensation am Rippenrohr innerhalb der Messunsicherheit nicht vom äußeren Wärmeübergangskoeffizienten am Rippenrohr mit Kerbe abweicht (siehe Abschnitt 6.1.1). Diese Beobachtung kann anhand der Steigerungsfaktoren nochmals verdeutlicht werden (siehe Tabelle 6.1): Der Steigerungsfaktor ist bei der Kondensation von iso-Propanol am Rippenrohr und am Rippenrohr mit Kerbe aus Baustahl 5,4. Auch bei der Kondensation von n-Pentan und iso-Oktan unterscheiden sich die Steigerungsfaktoren am Rippenrohr und am Rippenrohr mit Kerbe innerhalb der Messunsicherheit nicht voneinander. Im vorherigen Abschnitt wird angemerkt, dass für die Kondensation von n-Heptan am Rippenrohr aus Baustahl keine experimentellen Daten vorliegen. Aufgrund der Tatsache, dass sich die Steigerungsfaktoren am Rippenrohr und am Rippenrohr mit Kerbe für die anderen Reinstoffe innerhalb der Messunsicherheit von  $\pm 10\%$  nicht voneinander unterscheiden, kann angenommen werden, dass dies auch für die Kondensation von n-Heptan an den beiden Rippenrohrtypen aus Baustahl zutrifft. Die Verbesserung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten am Rippenrohr dürfte demnach bei einem Faktor von circa 6,3 (vergleiche Steigerungsfaktor für Rippenrohr mit Kerbe in Tabelle 6.1) liegen.

Der Einfluss der Wärmeleitfähigkeit des Rohrwerkstoffes (siehe Abschnitt 6.1.2) kann auch anhand eines Vergleiches der Steigerungsfaktoren am GEWA-K30 Rippenrohr aus Baustahl und am GEWA-K30 Rippenrohr aus Edelstahl bei der Kondensation eines Reinstoffes erläutert werden. Im Abschnitt 3.3 werden die Bezugsgrößen zur Berechnung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten definiert. Der Einfluss der Wärmeleitfähigkeit  $\lambda_{Rohr}$  wird mit dem Verhältnis des Durchmessers im Rippental zum Innendurchmesser berechnet. Die Wärmeleitung in den Rippen wird also formal im äußeren Wärmeübergangskoeffizienten berücksichtigt. Rohrwerkstoffe mit geringerer Wärmeleitfähigkeit weisen daher – bei gleichen Rohrabmessungen – einen niedrigeren äußeren Wärmeübergangskoeffizienten und damit auch Steigerungsfaktor auf<sup>5</sup>. Der Steigerungsfaktor von iso-Propanol ist am GEWA-K30 Rippenrohr aus Baustahl mit  $\lambda_{Rohr,CS} = 55 \text{ W}/(\text{m K})$  um circa 40% größer als am GEWA-K30 Rippenrohr aus Edelstahl mit  $\lambda_{Rohr,VA} = 15 \text{ W}/(\text{m K})$ . Bei der Kondensation von n-Heptan und iso-Oktan am GEWA-K30 Rippenrohr aus Baustahl beträgt der Unterschied ebenfalls ungefähr 40% im Vergleich zum GEWA-K30 Rippenrohr aus Edelstahl. Kondensiert n-Pentan am GEWA-K30 Rippenrohr, ist ein Unterschied von circa 25% in Abhängigkeit vom Rohrwerkstoff erkennbar.

Tabelle 6.1 zeigt, dass eine Abhängigkeit des Steigerungsfaktors vom kondensierenden Reinstoff besteht. Betrachtet man die Kondensation der Reinstoffe in der Reihenfolge iso-Propanol, n-Pentan, n-Heptan, iso-Oktan fällt auf, dass der Steigerungsfaktor in der gleichen Reihenfolge ansteigt. Diese Tendenz ist trotz einer Messunsicherheit von  $\pm 10\%$

<sup>5</sup> Der nach der Theorie von NUSSELT 1916 berechnete äußere Wärmeübergangskoeffizient ist bei der Kondensation eines Reinstoffes an Glattrohren gleicher Abmessungen unabhängig von der Wärmeleitfähigkeit des Rohrmaterials (vergleiche Gleichung (3.20)).

erkennbar, da sie am Rippenrohr aus Baustahl, Edelstahl und Titan gleichermaßen zu beobachten ist. Einzige Ausnahme ist der Steigerungsfaktor von n-Pentan bei der Kondensation am Rippenrohr aus Baustahl, der erwartungswidrig und daher als Ausreißer gehandhabt wird. Die ansteigende Tendenz der Steigerungsfaktoren wird mit Hilfe der folgenden Feststellungen erläutert:

- 1.) Anhand den Abbildungen 6.5 bis 6.8 in Abschnitt 6.1.2 ist erkennbar, dass die äußeren Wärmeübergangskoeffizienten an einem Rippenrohrtyp bei der Kondensation der verschiedenen Reinstoffe ungefähr gleich sind. Diese werden nach Gleichung (6.4) mit dem nach der Theorie von NUSSELT 1916 berechnetem äußeren Wärmeübergangskoeffizienten verglichen.
- 2.) Der nach der Theorie von NUSSELT 1916 berechnete äußere Wärmeübergangskoeffizient weist allerdings für die verschiedenen Reinstoffe unterschiedliche Werte auf. Anhand den Abbildungen 6.1 bis 6.4 oder 6.5 bis 6.8 sieht man, dass die äußeren Wärmeübergangskoeffizienten am Glattrohr bei iso-Oktan kleiner sind als bei n-Heptan, n-Pentan und iso-Propanol.

Diese Feststellungen lassen sich zurückführen auf den bei der Kondensation gebildeten Kondensatmassenstrom. In Tabelle 6.2 sind der Kondensatmassenstrom  $\dot{m}$  und die Film-Reynolds-Zahl  $Re_F$  nach Gleichung (3.24) beziehungsweise (3.23) der kondensierenden Reinstoffe aufgelistet.

**Tabelle 6.2:** Vergleich des Kondensatmassenstroms  $\dot{m}$  und der Film-Reynolds-Zahl  $Re_F$  bei  $p_{sat} = 1,013$  bar an einem horizontalen Rohr mit der äquivalenten Glattrohroberfläche  $A_{au\beta en}$  mit  $d_{au\beta en} = d_{Spitze} = 19,05$  mm bei  $\dot{q} = 25$  kW/m<sup>2</sup>

	$\dot{m}$ in kg/h	$Re_F$
iso-Propanol	16,37	9,20
n-Pentan	30,33	40,27
n-Heptan	33,91	44,79
iso-Oktan	39,40	47,93

Kondensiert iso-Oktan an einem Rohr mit der Bezugsfläche<sup>6</sup>  $A_{au\beta en} = A_{au\beta en, Spitze}$ , ist der gebildete Kondensatmassenstrom mit 39,40 kg/h deutlich größer als bei iso-Propanol mit 16,37 kg/h, n-Pentan mit 30,33 kg/h oder n-Heptan mit 33,91 kg/h. Da die Film-Reynolds-Zahl abhängig vom Kondensatmassenstrom ist, ist diese dementsprechend bei iso-Oktan am größten und bei iso-Propanol am geringsten. Die unterschiedlichen Werte für  $\dot{m}$  und  $Re_F$  sind auf die unterschiedlichen spezifischen Verdampfungsenthalpien  $\Delta h_V$  der Reinstoffe zurückzuführen (siehe Tabelle A.1 im Anhang A.4.1). Diese ist bei iso-Oktan mit 273,39 kJ/kg am geringsten und bei iso-Propanol mit 657,87 kJ/kg am größten, weshalb mehr iso-Oktan als iso-Propanol kondensiert.

Damit kann zunächst Feststellung 2.) erklärt werden: Wie im Abschnitt 6.1.1 erklärt wird, ist der äußere Wärmeübergangskoeffizient an einem Glattrohr abhängig von der

<sup>6</sup> Die Berechnung des Kondensatmassenstroms erfolgt am Rippenrohr mit der gleichen Bezugsfläche wie am Glattrohr.

Filmdicke des Kondensats und somit von der Kondensatmenge. Ein dicker Kondensatfilm hat demnach einen kleinen äußeren Wärmeübergangskoeffizienten zur Folge.

Feststellung 1.) ist nun mit dem Ablaufverhalten des Kondensats an den Rippen und der Flutung des Rippenrohres erklärbar (siehe Abschnitt 3.4). Diese Phänomene können mit der Bond-Zahl  $Bo$  nach Gleichung (3.26) oder mit dem Flutungswinkel  $\phi_F$  nach Gleichung (3.25) charakterisiert werden (siehe Tabelle 6.3).

**Tabelle 6.3:** Vergleich des Flutungswinkels  $\phi_F$  und der Bond-Zahl  $Bo$  bei  $p_{sat} = 1,013$  bar am horizontalen Rippenrohr

	GEWA-K30 Rippenrohr		GEWA-K36 Rippenrohr	
	$\phi_F$ in °	$Bo$	$\phi_F$ in °	$Bo$
iso-Propanol	96,02	4,46	63,38	2,75
n-Pentan	95,56	4,41	62,60	2,74
n-Heptan	101,56	4,97	72,94	3,08
iso-Oktan	105,10	5,38	78,69	3,32

Der Flutungswinkel und die Bond-Zahl sind bei der Kondensation von iso-Propanol am kleinsten und bei iso-Oktan am größten. Das heißt, obwohl bei iso-Oktan mehr Kondensat gebildet wird, als bei iso-Propanol (siehe Tabelle 6.2), steht bei iso-Propanol weniger freie Rohroberfläche für den Wärmeübergang zur Verfügung. Zudem haftet bei iso-Oktan im oberen Rohrbereich weniger Kondensat in den Ecken zwischen Rippental und Rippenseiten. Erklärbar ist dies mit der Oberflächenspannung  $\sigma$  des Kondensats. Beide Parameter  $\phi_F$  und  $Bo$  sind abhängig von dieser, die bei iso-Oktan niedriger als bei den anderen Reinstoffen ist (siehe Tabelle A.1 im Anhang A.4.1). Das bedeutet also, dass das Mehr an Kondensat in diesem Fall im oberen Rohrbereich deutlich besser an den Rippen abläuft als bei den anderen Reinstoffen. Deshalb sind die äußeren Wärmeübergangskoeffizienten für die verschiedenen Reinstoffe ungefähr gleich.

Die Steigerungsfaktoren nehmen also in der Reihenfolge iso-Propanol, n-Pentan, n-Heptan, iso-Oktan zu, da die äußeren Wärmeübergangskoeffizienten am Rippenrohr ungefähr gleich sind, am Glattrohr aber in dieser Reihenfolge abnehmen. An dieser Stelle kann also festgehalten werden, dass bei der Kondensation an einem Rippenrohr zwei Aspekte beachtet werden müssen: Die Menge (Film-Reynolds-Zahl  $Re_F$ ) und die Oberflächenspannung (Bond-Zahl  $Bo$ ) des Kondensats.

### 6.2.2 Vergleich mit bestehenden theoretischen Modellen

Bevor im Kapitel 8 die experimentellen Daten mit einer eigenen Korrelation zur Berechnung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten verglichen werden, erfolgt hier zunächst ein Vergleich mit bestehenden theoretischen Modellen.

In den folgenden drei Abbildungen 6.9 bis 6.11 sind die in Tabelle 6.1 gezeigten experimentellen Steigerungsfaktoren eingezeichnet. Im Vergleich dazu sind die theoretischen Steigerungsfaktoren für die Modelle von BRIGGS & ROSE 1994, KUMAR ET AL.

2002b und AL-BADRI ET AL. 2013 eingetragen. Die Zahlenwerte dazu befinden sich im Anhang A.6.2 in den Tabellen A.8 bis A.10. Der äußere Wärmeübergangskoeffizient nach dem Modell von KUMAR ET AL. 2002b wird dabei mit der Film-Reynolds-Zahl  $Re_F$  nach Gleichung (3.23), der Weber-Zahl  $We$  nach Gleichung (3.37) und der dimensionslosen Größe  $Y$  nach Gleichung (3.38) multipliziert mit dem Faktor  $(d_{Tal}/d_{Spitze})^{1/4}$  berechnet.

Da der experimentelle und der nach dem jeweiligen Modell berechnete äußere Wärmeübergangskoeffizient jeweils auf den nach der Theorie von NUSSELT 1916 berechneten Wert (siehe Gleichung (3.20)) bezogen wird, liefert ein Vergleich der so gebildeten Steigerungsfaktoren nach Gleichung (6.4) eine direkte Aussage darüber, ob das jeweilige Modell geeignet ist, den äußeren Wärmeübergangskoeffizienten vorherzusagen. Anhand der experimentellen Steigerungsfaktoren (siehe Abschnitt 6.2.1) wird Folgendes beobachtet:

- Eine Zunahme des Steigerungsfaktors mit zunehmender Bond-Zahl (abnehmende Oberflächenspannung) und
- eine Abnahme des Steigerungsfaktors mit abnehmender Wärmeleitfähigkeit des Rohrwerkstoffes.

Das Modell von BRIGGS & ROSE 1994 gibt diese Tendenzen wieder. Sowohl bei der Kondensation der Reinstoffe am Rippenrohr aus Baustahl, als auch bei der Kondensation am Rippenrohr aus Edelstahl oder Titan nimmt der Steigerungsfaktor mit zunehmender Bond-Zahl (siehe Tabelle 6.3), vergleichbar zu den experimentellen Daten, zu. Ebenfalls gut wiedergegeben wird die Abnahme des Steigerungsfaktors mit abnehmender Wärmeleitfähigkeit des Rohrwerkstoffes (siehe Tabelle 5.1).

Bei der Kondensation am Rippenrohr aus Baustahl überschätzt dieses Modell den experimentellen Steigerungsfaktor und den äußeren Wärmeübergangskoeffizienten. Die Abweichung liegt bei iso-Propanol, n-Pentan und n-Heptan zwischen +30 % und +46 %. Der Steigerungsfaktor bei der Kondensation von iso-Oktan wird hingegen mit einer Abweichung von +7 % gut wiedergegeben. Die experimentellen Daten bei der Kondensation am Rippenrohr aus Edelstahl werden ähnlich wie beim Rippenrohr aus Baustahl deutlich überschätzt. Bei der Kondensation von iso-Propanol, n-Heptan und iso-Oktan beträgt die Abweichung zwischen +30 und +42 %. Lediglich bei n-Pentan beträgt die Abweichung +23 %. Bei der Kondensation der untersuchten Reinstoffe an einem Rippenrohr aus Titan gibt das Modell von BRIGGS & ROSE 1994 die experimentellen Daten gut wieder. Die Abweichung beträgt maximal –19 %.

Das Modell von KUMAR ET AL. 2002b besagt, anders als durch die vorliegenden Untersuchungen festgestellt wird, dass der Steigerungsfaktor mit steigender Bond-Zahl abnimmt. Diese Tendenz ist vermutlich auf die von KUMAR ET AL. 2002b verwendete Definition der Weber-Zahl zurückzuführen. Diese wird ausführlich im Abschnitt 3.4.3.2 diskutiert. Die Abweichung der mit diesem Modell theoretisch berechneten Steigerungsfaktoren bei der Kondensation von iso-Propanol, n-Pentan und n-Heptan an einem Rippenrohr aus Baustahl liegt zwischen +30 % und +74 %. Kondensiert iso-Oktan an einem Rippenrohr aus Baustahl, gibt dieses Modell den experimentellen Wert mit einer Abweichung von nur –2 % sehr gut wieder. Bei der



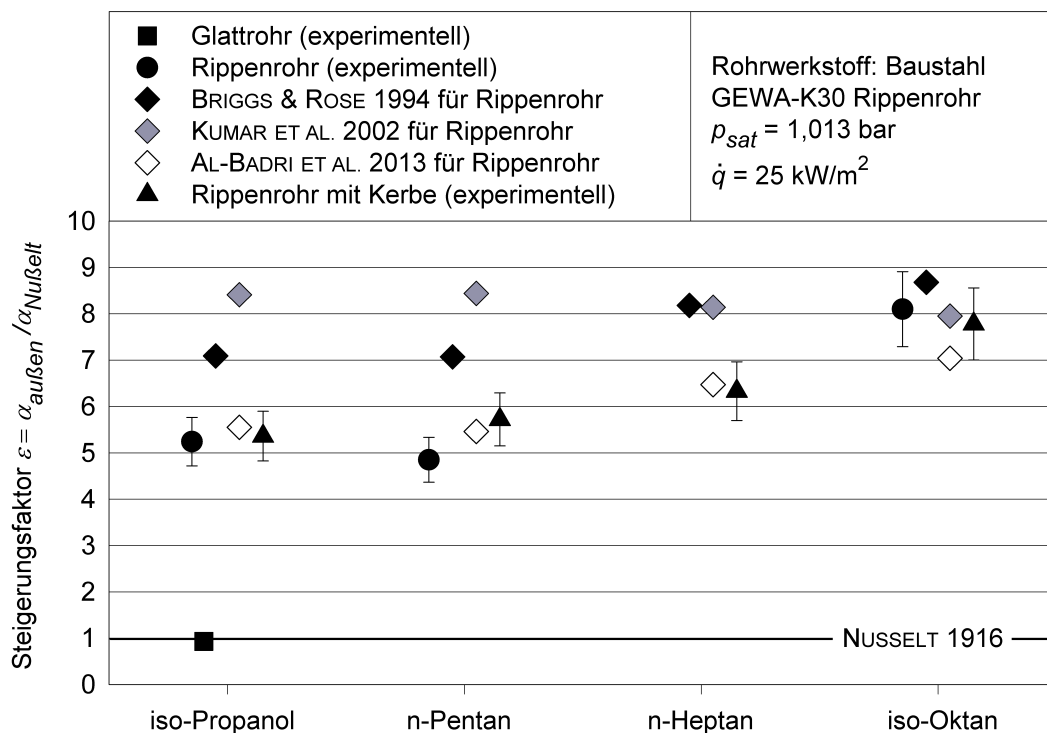


Abbildung 6.9: Steigerungsfaktoren bei der Kondensation der Reinstoffe an Rohren aus Baustahl

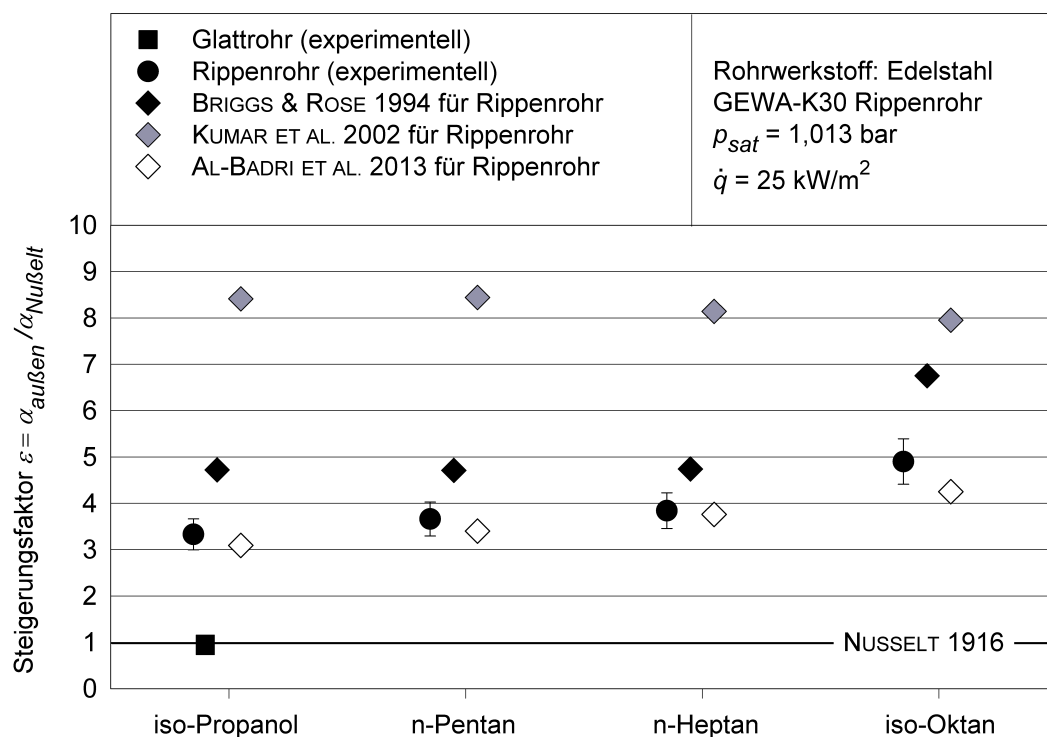
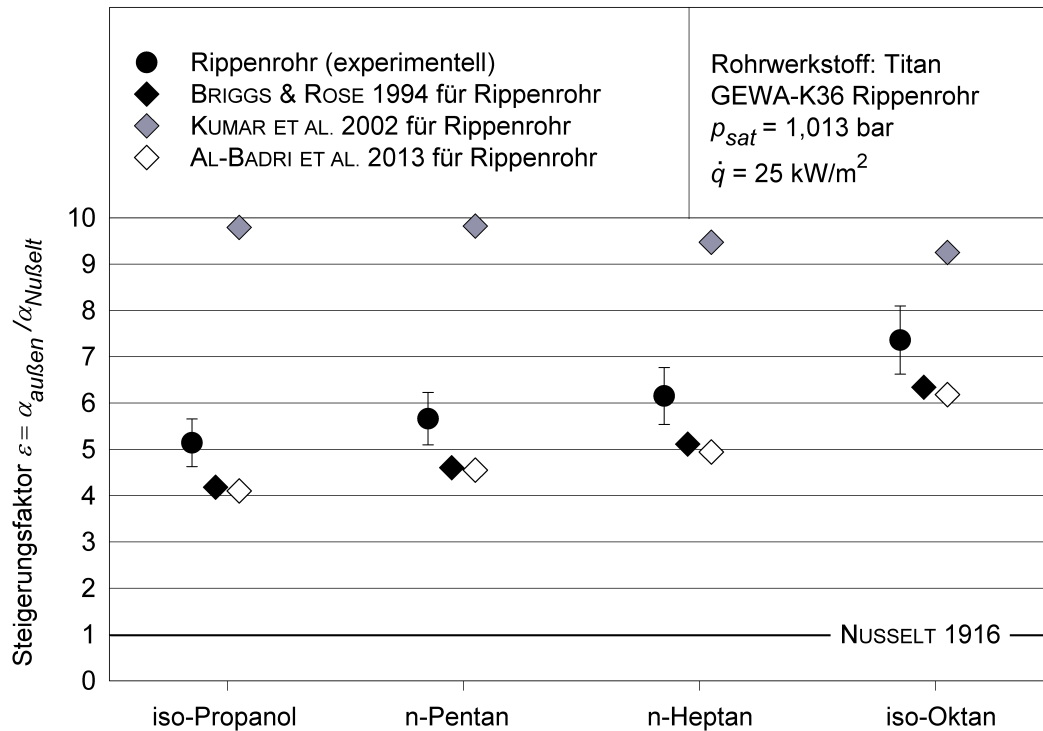


Abbildung 6.10: Steigerungsfaktoren bei der Kondensation der Reinstoffe an Rohren aus Edelstahl



**Abbildung 6.11:** Steigerungsfaktoren bei der Kondensation der Reinstoffe an Rohren aus Titan

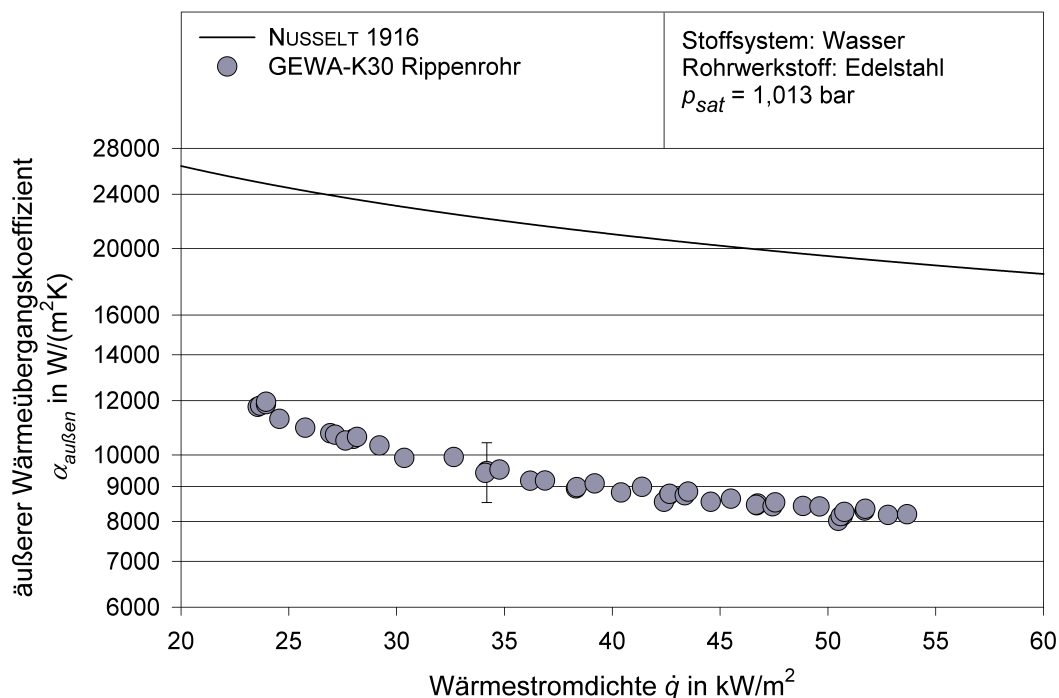
Kondensation am Rippenrohr aus Edelstahl beträgt die Abweichung mehr als +62 %. Werden iso-Propanol, n-Pentan und n-Heptan am Rippenrohr aus Titan kondensiert, wird der äußere Wärmeübergangskoeffizient um mehr als +54 % überschätzt. Bei iso-Oktan beträgt die Abweichung +26 %. In diesem Modell sind die Exponenten und die Konstante in Gleichung (3.34) an experimentelle Daten bei der Kondensation von R134a an einem Rippenrohr aus Kupfer angepasst (KUMAR ET AL. 2002b). Beim Vergleich des Modells mit den hier vorliegenden experimentellen Daten wird deutlich, dass eine allgemeine Gültigkeit des Modells bezüglich Rohrwerkstoff und kondensierendem Fluid nicht gegeben ist.

Das Modell von AL-BADRI ET AL. 2013 reproduziert die experimentellen Daten bei der Kondensation am Rippenrohr aus Baustahl oder Edelstahl sehr gut. Die Abweichung beträgt  $\pm 13\%$ . Wird am Rippenrohr aus Titan kondensiert, ist die Abweichung etwas größer. Der Steigerungsfaktor wird um circa  $-20\%$  zu klein berechnet. Wie auch das Modell von BRIGGS & ROSE 1994, gibt das Modell von AL-BADRI ET AL. 2013 die Tendenzen des Steigerungsfaktors und damit des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten bezüglich der Bond-Zahl (Oberflächenspannung des Kondensats) und des Rohrwerkstoffes (Wärmeleitfähigkeit) korrekt wieder.

## 6.3 Kondensation von Wasser am Rippenrohr

Die Kondensation von Wasser am GEWA-K30 Rippenrohr aus Edelstahl wird hier gesondert betrachtet, da – wie bekannt ist – diese Rohre dafür eigentlich ungeeignet sind. Die Kondensation von Wasser wird nur am Rippenrohr aus Edelstahl durchgeführt, da hier kein Fouling in Form von Rost auftritt.

Abbildung 6.12 zeigt die experimentellen Daten. Für Wärmestromdichten zwischen circa 23 und 55 kW/m<sup>2</sup> beträgt der äußere Wärmeübergangskoeffizient zwischen 12000 und 8000 W/(m<sup>2</sup> K). Man erkennt, dass die experimentellen Werte deutlich unter denen am Glattrohr, berechnet nach der Theorie von NUSSELT 1916, liegen. Beim GEWA-K30 Rippenrohr sind die Rippenabmessungen, also die Rippenhöhe, der Rippenabstand und die Rippendicke sehr gering (vergleiche Tabelle 5.1).



**Abbildung 6.12:** Messungen bei der Kondensation von Wasser am GEWA-K30 Rippenrohr aus Edelstahl

Wasser hat im Gegensatz zu den untersuchten Kohlenwasserstoffen und iso-Propanol eine sehr hohe Oberflächenspannung  $\sigma$  (vergleiche Tabelle A.1 im Anhang A.4.1). Bei der Kondensation von Wasser an diesem Rippenrohr kann daher beobachtet werden, dass der gesamte Rippenzwischenraum mit Kondensat geflutet ist. Der Flutungswinkel  $\phi_F$  nach Gleichung (3.25) beträgt also null. Somit stehen lediglich die Rippenspitzen als freie Rohroberfläche für den Wärmeübergang zur Verfügung. Diese Fläche ist insgesamt kleiner als die eines äquivalenten Glattrohres. Deshalb ist der äußere Wärmeübergangskoeffizient an diesem Rippenrohr kleiner als am Glattrohr.

In Tabelle 6.4 sind der experimentelle und die theoretischen (berechnet mit den vorgestellten Modellen) Steigerungsfaktoren eingetragen. Der experimentelle Steigerungsfaktor

beträgt 0,46. Damit ist der äußere Wärmeübergangskoeffizient nicht einmal halb so groß wie an einem vergleichbaren Glattrohr.

**Tabelle 6.4:** Vergleich der Steigerungsfaktoren  $\varepsilon$  bei der Kondensation von Wasser am horizontalen GEWA-K30 Rippenrohr aus Edelstahl bei  $\dot{q} = 25 \text{ kW/m}^2$  und  $p_{\text{sat}} = 1,013 \text{ bar}$

Wasser	Steigerungsfaktor $\varepsilon$
experimentell	$0,46 \pm 0,046$
BRIGGS & ROSE 1994	$0,18 \pm 0,018$
KUMAR ET AL. 2002b	$11,29 \pm 1,129$
AL-BADRI ET AL. 2013	$0,07 \pm 0,007$

Bei den Modellen von BRIGGS & ROSE 1994 und AL-BADRI ET AL. 2013 werden die einzelnen Wärmeströme an der Rippenspitze, an den Rippenseiten und im Rippental im ungefluteten und im gefluteten Rohrbereich betrachtet. Es wird der Flutungswinkel und somit indirekt die Bond-Zahl berücksichtigt. Ist der Flutungswinkel gleich null, wird Wärme nur an der Rippenspitze übertragen. Die restlichen Wärmeströme werden daher gleich null angenommen, das heißt die Rippenseiten und Rippentäler werden aufgrund des gestauten Kondensats als adiabat betrachtet. Man erhält Steigerungsfaktoren, die deutlich kleiner (0,18 beziehungsweise 0,07) sind, als der experimentelle Wert. Demnach könnte man vermuten, dass die Annahme adiabater Rippenseiten und Rippentäler nicht ganz korrekt ist. Bei der Berechnung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten an einem Glattrohr, dessen Oberfläche aufgrund von Kondensation vollständig mit einem Kondensatfilm bedeckt ist, wird diese ja auch nicht als adiabat betrachtet sondern die Wärmeleitung durch den Film berücksichtigt.

Beim Modell von KUMAR ET AL. 2002b ist die Weber-Zahl (siehe Gleichung (3.37)) direkt proportional zur Oberflächenspannung. Da die Oberflächenspannung von Wasser sehr hoch ist, ist der Wert der Weber-Zahl, die zur Berechnung der Kondensations-Zahl (und damit des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten) dient, dementsprechend auch sehr hoch. Es wird also nicht berücksichtigt, dass Wärme nur (oder fast ausschließlich) an den Rippenspitzen übertragen wird. Deshalb erhält man einen Steigerungsfaktor von über 11, der den experimentellen Wert von 0,46 um Größenordnungen überschätzt.

Fazit dieser Untersuchungen ist, dass bei der Kondensation von Wasser das GEWA-K30 Rippenrohr ungeeignet ist. Diese Beobachtungen werden vom Rohrhersteller Wieland bestätigt. Die gängigen Modelle zur Berechnung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten stoßen bei der Kombination dieser Rohrgeometrie mit den Stoffwerten von Wasser an ihre Grenzen.

# 7 Kondensation von Reinstoffen am Rohrbündel

Im vorherigen Kapitel sind die experimentellen Ergebnisse an einer Anlage im Labormaßstab, mit der nur ein einzelnes horizontales Rohr untersucht wird, gezeigt. In industriellen chemischen Prozessen wird man wohl kaum Kondensatoren mit nur einem einzelnen horizontalen Rohr finden. Deshalb werden neben den Einzelrohrmessungen auch Messungen an einem Rohrbündel durchgeführt. Das Rohrbündel besteht aus drei horizontal untereinander angeordneten Rohren (siehe Abbildung 5.6).

Wie auch bei den Messungen am einzelnen Rohr (siehe Kapitel 6) werden mit der Rohrbündel-Anlage Messungen an Glattrohren und Rippenrohren durchgeführt. In den folgenden Abschnitten werden die experimentellen Ergebnisse dazu gezeigt und die Effekte, die die Kondensation an einem Rohrbündel beeinflussen, erläutert.

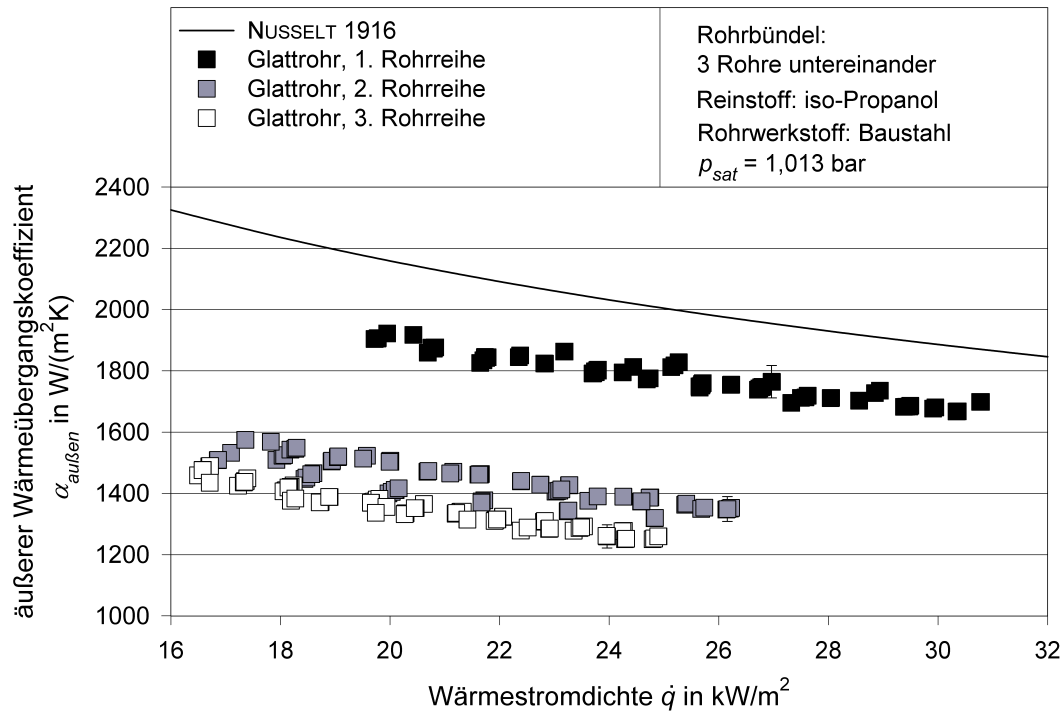
## 7.1 Kondensation am Glattrohrbündel

An unserem Rohrbündel, das aus drei untereinander angeordneten Glattrohren aus Baustahl besteht, werden Messungen zur Kondensation der Reinstoffe iso-Propanol, n-Pentan und iso-Oktan durchgeführt. In Abbildung 7.1 ist der äußere Wärmeübergangskoeffizient als Funktion der Wärmestromdichte, gemessen an den drei Glattrohren bei der Kondensation von iso-Propanol, dargestellt.

Der äußere Wärmeübergangskoeffizient am obersten Rohr (1. Rohrreihe) liegt bei Wärmestromdichten zwischen  $20 \text{ kW/m}^2$  und  $31 \text{ kW/m}^2$  in einem Bereich zwischen ungefähr  $1900 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$  und  $1700 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$ . Diese Werte sind vergleichbar mit denen an einem einzelnen horizontalen Glattrohr (siehe Abbildung 6.1). In Abbildung 7.1 ist der Verlauf gemäß der Theorie von NUSSELT 1916 eingezeichnet. Die Abweichung von dieser Theorie beträgt am obersten Rohr maximal  $-10\%$ , bei einer Messunsicherheit<sup>1</sup> von  $\pm 3\%$ . Diese Abweichung ist nur minimal größer als bei den in der Einzelrohr-Anlage gemessenen Werten (vergleiche Abbildung 6.1). Diese Beobachtungen zeigen, dass sich, erstens, das oberste Rohr wie ein einzelnes horizontales Glattrohr verhält. Zweitens ist die Theorie von NUSSELT 1916 ein geeignetes Modell, um den äußeren Wärmeübergangskoeffizienten am obersten Rohr wiederzugeben. Drittens stimmen die experimentellen Daten, gemessen an beiden Anlagen, gut überein.

---

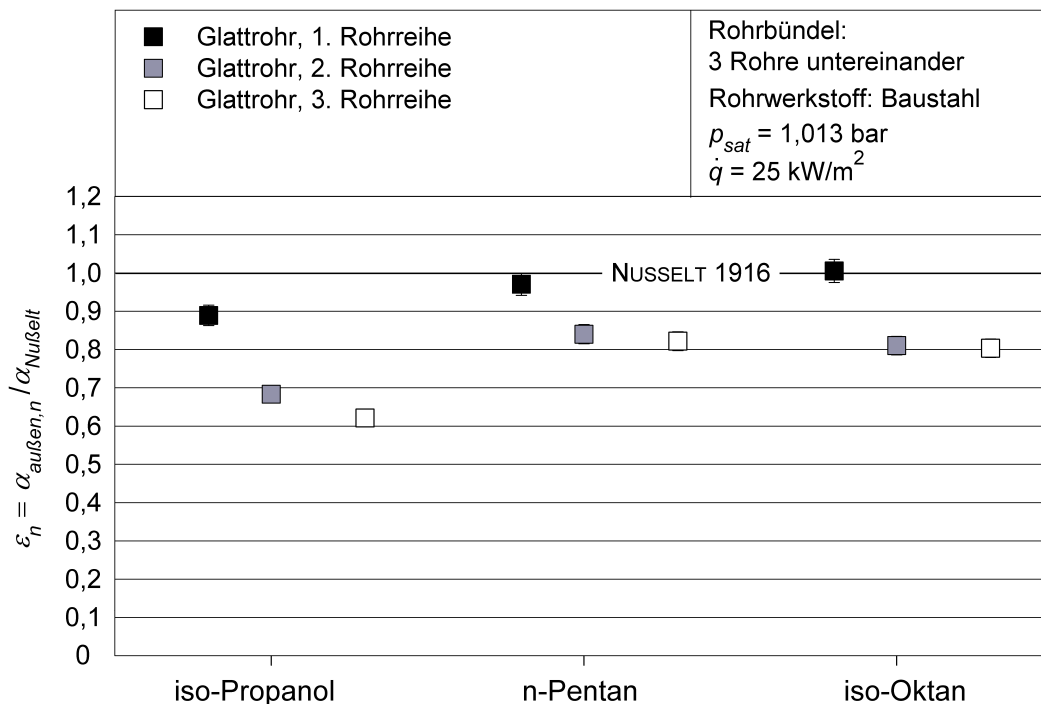
<sup>1</sup> In Abbildung 7.1 ist aus Gründen der Übersichtlichkeit beispielhaft für nur jeweils einen Messpunkt am jeweiligen Rohr der Fehlerbalken eingezeichnet.



**Abbildung 7.1:** Äußerer Wärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit der Wärmestromdichte bei der Kondensation von iso-Propanol an einem Rohrbündel, bestehend aus drei untereinander angeordneten Glattrohren aus Baustahl

Vergleicht man die äußeren Wärmeübergangskoeffizienten der 2. und 3. Rohrreihe mit denen an der 1. Rohrreihe, erkennt man eine deutliche Verschlechterung. Bei der 2. Rohrreihe beträgt die Verschlechterung circa 20% und bei der 3. Rohrreihe circa 30% im Vergleich zur 1. Rohrreihe. Der Grund, weshalb an den unteren Rohrreihen geringere äußere Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_{au\beta en}$  gemessen werden, ist im Abschnitt 3.5.2 erklärt. Die Ursache ist der Inundationseffekt am Glattrohrbündel: Durch das vom oberen Glattrohr herabtropfende Kondensat wird der Kondensatfilm am darunterliegenden Glattrohr dicker. Mit dicker werdender Kondensatschicht nimmt der Wärmeleitwiderstand durch diese Schicht zu. Wird dieser Widerstand größer, nimmt der äußere Wärmeübergangskoeffizient entsprechend ab. Am Rohr in der 3. Rohrreihe wird dieser Effekt noch verstärkt, weil auf dieses Rohr Kondensat von den Rohren in der 2. und 1. Rohrreihe tropft.

Neben Untersuchungen mit iso-Propanol wird der äußere Wärmeübergangskoeffizient auch bei der Kondensation von n-Pentan und iso-Oktan am Glattrohrbündel gemessen. In Abbildung 7.2 sind die experimentellen Daten jeweils bei einer Wärmestromdichte von  $\dot{q} = 25 \text{ kW/m}^2$  am Glattrohr in der 1., 2. und 3. Rohrreihe eingetragen. Als Darstellungsweise wird in Anlehnung zu den Einzelrohrmessungen aus Abschnitt 6.2 der Quotient  $\varepsilon_n$  aus gemessenem äußeren Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_{au\beta en,n}$  am



**Abbildung 7.2:** Verhältnis des gemessenen zu dem nach NUSSELT 1916 bestimmten Wärmeübergangskoeffizienten bei der Kondensation von Reinstoffen an einem Rohrbündel, bestehend aus drei untereinander angeordneten Glattrohren aus Baustahl

Rohr in der  $n$ -ten Rohrreihe und dem nach der Theorie von NUSSELT 1916 berechneten äußeren Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_{Nu\betaelt}$  gewählt<sup>2</sup>:

$$\epsilon_n = \frac{\alpha_{au\betaen,n}}{\alpha_{Nu\betaelt}}. \quad (7.1)$$

Die Abweichung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten am obersten Rohr im Vergleich zur Theorie von NUSSELT 1916 beträgt bei der Kondensation von iso-Propanol 10 % (vergleiche Abbildung 7.1). Bei der Kondensation von n-Pentan beträgt diese Abweichung nur  $-3\%$ . Kondensiert iso-Oktan an einem Glattrohrbündel, beschreibt die Theorie von NUSSELT 1916 den gemessenen äußeren Wärmeübergangskoeffizienten am obersten Rohr ebenfalls sehr gut.

Die Verschlechterung von circa 20 % und 30 % bei der Kondensation von iso-Propanol am Rohr in der 2. beziehungsweise 3. Rohrreihe ist hier wie in Abbildung 7.1 deutlich erkennbar. Die Verschlechterung in der 2. und 3. Rohrreihe beträgt bei der Kondensation von n-Pentan circa 17 % beziehungsweise 18 %. Bei der Kondensation von iso-Oktan beträgt die Verschlechterung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten in der 2. und 3. Rohrreihe jeweils ungefähr 20 % im Vergleich zur 1. Rohrreihe. Dabei ist auffallend,

<sup>2</sup> Nach Gleichung (3.20) ist der äußere Wärmeübergangskoeffizient, berechnet nach der Theorie von NUSSELT 1916, nur vom äußeren Durchmesser des Glattrohres abhängig. Der Außendurchmesser ist an allen drei Rohren des Rohrbündels gleich, so dass der äußere Wärmeübergangskoeffizient, berechnet nach der Theorie von NUSSELT 1916, für alle drei Glattrohre am Rohrbündel gleich ist.

dass bei n-Pentan und iso-Oktan, im Gegensatz zu iso-Propanol, zwischen dem Rohr in der 2. Rohrreihe und dem in der 3. Rohrreihe so gut wie keine weitere Verschlechterung auftritt.

BÜCHNER ET AL. 2015b begründen diese Beobachtung mit einer möglichen Ungleichverteilung des abtropfenden Kondensats. Das bedeutet, das Teile des vom Rohr in der 2. Reihe abfließenden Kondensats nicht auf das Rohr in der 3. Reihe tropfen sondern weggeschleudert werden (siehe Abbildung 3.13, GSTOEHL & THOME 2006b). Auch BELGHAZI ET AL. 2001 stellen fest, dass am untersten Rohr ihres Rohrbündels keine weitere Verschlechterung im äußeren Wärmeübergangskoeffizienten auftritt. Eine Erklärung für diese Tatsache geben sie allerdings nicht an. Da optisch kein Wegschleudern in solchem Ausmaß beobachtet wird, wird die Erklärung von BAEHR & STEPHAN 2004 herangezogen: Bei der Kondensation der Kohlenwasserstoffe wird deutlich mehr Kondensat gebildet als bei iso-Propanol (vergleiche Tabelle 6.2). Durch eine größere Menge des von oben auftreffenden Kondensats wird die Konvektion im Kondensatfilm verstärkt. Dadurch wird die Wirkung des erhöhten Wärmeleitwiderstandes teilweise aufgehoben (BAEHR & STEPHAN 2004). Der äußere Wärmeübergangskoeffizient wird demnach nicht negativ beeinflusst.

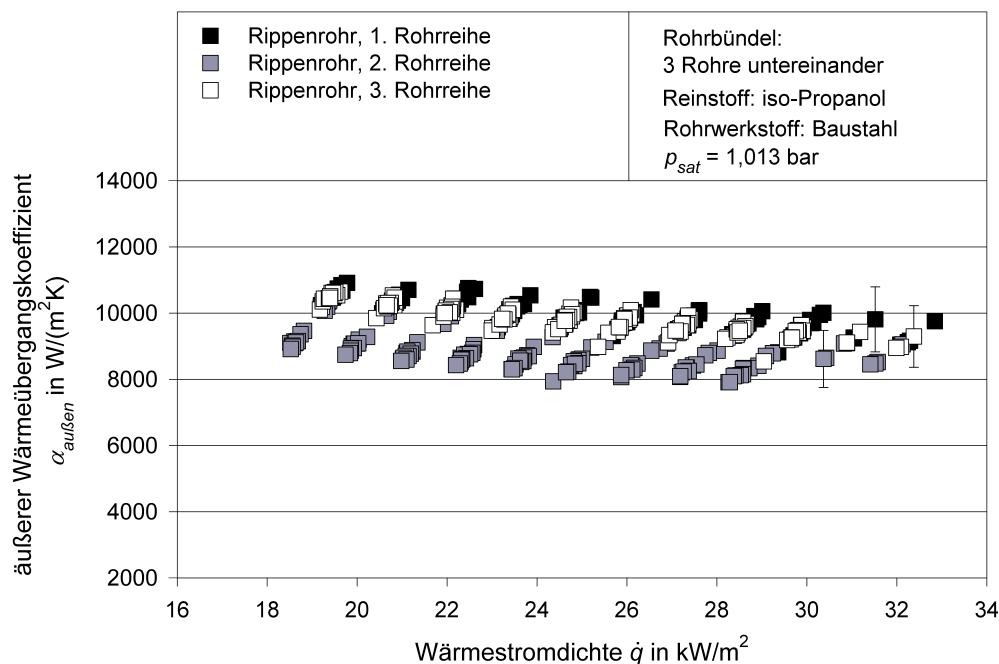
Im Abschnitt 6.2 wird der Quotient aus experimentell ermitteltem und dem nach NUSSELT 1916 berechneten äußeren Wärmeübergangskoeffizienten als Steigerungsfaktor  $\varepsilon$  bezeichnet. Wie am Beispiel der Messungen aus Abbildung 7.2 gezeigt wird, tritt hier allerdings keine Steigerung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten auf. Der Grund dafür ist zum einen, dass die Ergebnisse am obersten Rohr, dass sich ja wie ein einzelnes Glattrohr verhält, mit der Theorie von NUSSELT 1916 verglichen werden und die Ergebnisse mit dieser Theorie gut übereinstimmen. Daher tritt logischerweise keine Steigerung auf. Zum anderen aber verschlechtert sich aufgrund von Inundation der äußere Wärmeübergangskoeffizient in den unteren Rohrreihen. Deshalb wäre die Bezeichnung als „Inundationsfaktor“ hier besser geeignet. In Abbildung 7.2 wird mit  $\varepsilon_n$  also gezeigt, wie der äußere Wärmeübergangskoeffizient an einem Rohr durch Inundation im Vergleich zu einem Rohr ohne Inundation verschlechtert wird.

## 7.2 Kondensation am Rippenrohrbündel

Abbildung 7.3 zeigt den äußeren Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_{au\beta en}$  in Abhängigkeit der Wärmestromdichte  $\dot{q}$  bei der Kondensation von iso-Propanol an einem Rohrbündel, das aus drei untereinander angeordneten Rippenrohren aus Baustahl besteht. Der äußere Wärmeübergangskoeffizient liegt bei Wärmestromdichten zwischen 18 und 33 kW/m<sup>2</sup> bei 11000 bis 8000 W/(m<sup>2</sup> K). Auffällig ist hier, anders als bei Messungen am Glattrohrbündel (vergleiche Abbildung 7.1), dass innerhalb der Messunsicherheit von  $\pm 10\%$  keine Verschlechterung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten mit steigender Rohrreihe beobachtbar ist.

Der Grund dafür wird im Abschnitt 3.5.4 erklärt: Kondensiert Dampf an der Außenseite eines Rippenrohres, stellt sich ein Flutungswinkel ein (vergleiche Abschnitt 3.4.2).





**Abbildung 7.3:** Äußerer Wärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit der Wärmestromdichte bei der Kondensation von iso-Propanol an einem Rohrbündel, bestehend aus drei untereinander angeordneten Rippenrohren aus Baustahl

Tropft in einem Rippenrohrbündel Kondensat von einem Rohr auf ein darunterliegendes anderes Rohr ab, so stellt sich also an diesem Rohr ebenfalls ein Flutungswinkel ein, der unabhängig von der Menge des herabtropfenden Kondensats ist (siehe Gleichung (3.25)). Anders als am Glattrohrbündel, in dem der Kondensatfilm am darunterliegenden Rohr dicker wird (Verschlechterung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten aufgrund von Inundation), wird am Rippenrohrbündel keine Verschlechterung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten durch herabtropfendes Kondensat beobachtet (siehe zum Beispiel MARTO 1988, WEBB & MURAWSKI 1990, HONDA ET AL. 1992, CHENG & WANG 1994, BELGHAZI ET AL. 2003, GSTOEHL & THOME 2006a, GSTOEHL & THOME 2006b, MURASE ET AL. 2006).

In Abbildung 3.12 ist dargestellt, auf welche Art und Weise das Kondensat von einem Rohr auf das darunterliegende Rohr abfließen kann. Bei den hier durchgeführten Messungen läuft das Kondensat bei Wärmestromdichten zwischen 18 und 34  $\text{kW}/\text{m}^2$  in Form von Tropfen oder Säulen von einem Rohr auf das andere Rohr ab (siehe Abbildung 7.4). Die Rippenzwischenräume werden, wie auch in Abbildung 3.14 dargestellt ist, deshalb nur an bestimmten Stellen kurzzeitig geflutet, bis sich wieder der ursprüngliche Flutungswinkel einstellt. An diesen gefluteten Stellen wird der Wärmeübergang kurzzeitig gehemmt. Bei den hier verwendeten Rippenrohren treten bei den vermessenen Wärmestromdichten zu wenige kurzzeitig geflutete Stellen auf, sodass keine signifikante Verschlechterung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten messtechnisch erfasst wird.

In Abbildungen 7.5 ist das Verhältnis  $\varepsilon_n$  nach Gleichung (7.1) bei der Kondensation der Reinstoffe iso-Propanol, n-Pentan und iso-Oktan an einem Rohrbündel, bestehend



Abbildung 7.4: Säulenförmiges Abtropfverhalten bei der Kondensation am Rohrbündel

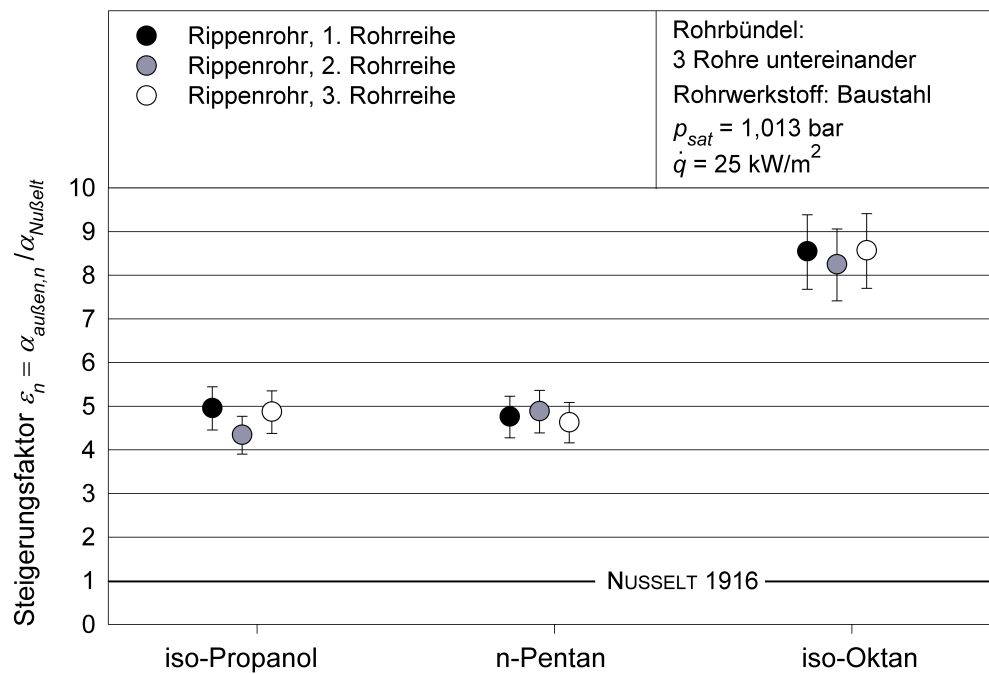


Abbildung 7.5: Verhältnis des gemessenen zu dem nach NUSSELT 1916 bestimmten Wärmeübergangskoeffizienten bei der Kondensation von Reinstoffen an einem Rohrbündel, bestehend aus drei untereinander angeordneten Rippenrohren aus Baustahl

aus drei untereinander angeordneten GEWA-K30 Rippenrohren aus Baustahl eingezeichnet. Analog zu Messungen an einem einzelnen horizontalen Rippenrohr (vergleiche Abschnitt 6.2.1) wird der Vergleich zwischen einem Rippenrohr in der  $n$ -ten Rohrreihe eines Rohrbündels und einem einzelnen horizontalen Glattrohr angestellt. Der Faktor  $\varepsilon_n$  wird mit den äußeren Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_{\text{au\ss}en,n}$  und  $\alpha_{\text{Nu\ss}elt}$  bei einer Wärmestromdichte von  $\dot{q} = 25 \text{ kW/m}^2$  berechnet. Somit ergeben sich für iso-Propanol aus den experimentellen Daten in Abbildung 7.3 die Faktoren  $\varepsilon_1 = 5,0$ ,  $\varepsilon_2 = 4,3$  und  $\varepsilon_3 = 4,9$ . Die Faktoren für n-Pentan und iso-Oktan werden analog ermittelt.

Der äußere Wärmeübergangskoeffizient am Rippenrohr in der 1. Rohrreihe ist für iso-Propanol also 5-mal besser, als an einem einzelnen horizontalen Glattrohr mit  $d_{\text{au\ss}en} = d_{\text{Spitze}}$ . Ein Vergleich mit einem einzelnen Rippenrohr zeigt dort  $\varepsilon = 5,4$  (siehe Tabelle 6.1). Diese Abweichung liegt innerhalb der Messunsicherheit von  $\pm 10\%$ . Das Rohr in der obersten Rohrreihe verhält sich demnach wie ein einzelnes horizontales Rippenrohr. Bei der Kondensation von n-Pentan und iso-Oktan kann das gleiche Verhalten beobachtet werden. Der Quotient  $\varepsilon_n$  nimmt beim Rippenrohrbündel Werte größer 1 an. Deshalb kann dieses Verhältnis wieder als Steigerungsfaktor interpretiert werden (vergleiche Abschnitt 6.2).

Der Steigerungsfaktor  $\varepsilon_2$  in der 2. Rohrreihe ist bei iso-Propanol etwas niedriger als der am Rippenrohr in der 1. Rohrreihe. Diese Abweichung liegt innerhalb der Messunsicherheit von  $\pm 10\%$  und muss daher nicht unbedingt auf eine Verschlechterung aufgrund von Inundation zurückgeführt werden. Der Steigerungsfaktor am Rippenrohr in der 3. Rohrreihe entspricht in etwa dem am obersten Rohr. Es kann angenommen werden, dass Inundation bei der Kondensation an einem Rippenrohrbündel, bestehend aus drei untereinander angeordneten Rippenrohren, keinen Einfluss auf den äußeren Wärmeübergangskoeffizienten hat. Der Quotient  $\varepsilon_n$  ist unabhängig von der Rohrreihe. Die Steigerungsfaktoren bei der Kondensation von n-Pentan und iso-Oktan am Rippenrohrbündel bestätigen diese Beobachtung (siehe Abbildung 7.5). Der Grund dafür wird eingangs anhand Abbildung 7.3 und 7.4 erklärt. Der mit steigender Rohrreihe gleichbleibende äußere Wärmeübergangskoeffizient ist zurückzuführen auf das Abfließen des Kondensats in Form von Tropfen oder Säulen und den Flutungswinkel, der sich unabhängig von der vom oberen Rohr abtropfenden Kondensatmenge einstellt. Im Gegensatz zum Glattrohrbündel tritt kein zusätzlicher Wärmeleitwiderstand durch eine dicker werdende Kondensatschicht auf. Der äußere Wärmeübergangskoeffizient wird nicht negativ beeinflusst.

Die Steigerungsfaktoren  $\varepsilon_n$  bei der Kondensation von iso-Propanol an drei untereinander angeordneten Rippenrohren aus Edelstahl sind in Tabelle 7.1 aufgelistet. Wie auch bei der Kondensation an einem Rohrbündel, das aus Rippenrohren aus Baustahl besteht, sind die Steigerungsfaktoren gleich denen an einem einzelnen horizontalen Rippenrohr aus Edelstahl.

Die Beobachtungen, wie sie am Rohrbündel aus Rippenrohren aus Baustahl gemacht werden, treffen auch hier zu. Der Steigerungsfaktor  $\varepsilon_n$  ist unabhängig von der Rohrreihe. Dieser liegt bei 3,4 und 3,5. Die Abweichungen liegen innerhalb der Messunsicherheit

**Tabelle 7.1:** Vergleich der Steigerungsfaktoren  $\varepsilon_n$  bei der Kondensation von iso-Propanol am horizontalen Rohrbündel, bestehend aus drei untereinander angeordneten Rippenrohren aus Edelstahl bei  $\dot{q} = 25 \text{ kW/m}^2$  und  $p_{\text{sat}} = 1,013 \text{ bar}$

iso-Propanol	Steigerungsfaktor $\varepsilon_n$
1. Rohrreihe	$3,4 \pm 0,34$
2. Rohrreihe	$3,4 \pm 0,34$
3. Rohrreihe	$3,5 \pm 0,35$

von  $\pm 10\%$ . Das bedeutet, dass Inundation keinen Einfluss auf den äußeren Wärmeübergangskoeffizienten bei der Kondensation von iso-Propanol an Rippenrohren aus Edelstahl in einem Rohrbündel mit drei Rohrreihen hat. Auch diese Steigerungsfaktoren sind im gleichen Bereich wie bei den Messungen am einzelnen Rippenrohr aus Edelstahl (siehe Tabelle 6.1).

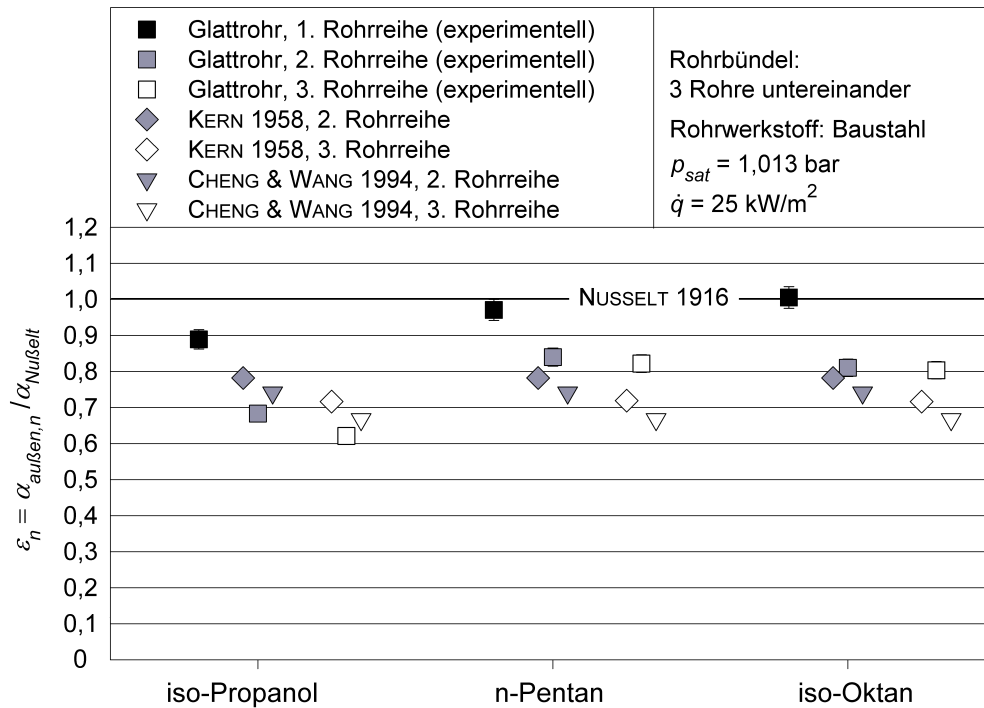
## 7.3 Vergleich mit theoretischen Modellen

Die in den vorherigen Abschnitten 7.1 und 7.2 vorgestellten experimentellen Ergebnisse bei der Kondensation von Reinstoffen an einem Rohrbündel, das aus Glattrohren oder Rippenrohren besteht, werden mit den theoretischen Modellen von KERN 1958 und CHENG & WANG 1994 für ein Glattrohrbündel und dem Modell von KATZ & GEIST 1948 und WEBB & MURAWSKI 1990 für ein Rippenrohrbündel verglichen.

### 7.3.1 Glattrohrbündel

In Abbildung 7.6 ist das Verhältnis  $\varepsilon_n$  für die Kondensation von iso-Propanol, n-Pentan und iso-Oktan am Glattrohrbündel aufgetragen. Analog zum Vergleich der experimentellen Ergebnisse an einem Einzelrohr mit theoretischen Modellen (vergleiche Abschnitt 6.2.2), wird für  $\alpha_{\text{au\ss}en,n}$  der experimentell bestimmte äußere Wärmeübergangskoeffizient am Rohr in der  $n$ -ten Rohrreihe eines Rohrbündels, bestehend aus drei untereinander angeordneten Glattrohren aus Baustahl, oder der nach den Modellen von KERN 1958 und CHENG & WANG 1994 berechnete äußere Wärmeübergangskoeffizient am Glattrohr eingesetzt. Dieser experimentell oder theoretisch bestimmte äußere Wärmeübergangskoeffizient wird auf den nach der Theorie von NUSSELT 1916 berechneten äußeren Wärmeübergangskoeffizienten bezogen. Die experimentellen Werte für  $\varepsilon_n$  (schwarze, graue und weiße Quadrate in Abbildung 7.6) entsprechen den in Abbildung 7.2 bereits vorgestellten Werten am Glattrohrbündel.

Abbildung 7.6 verdeutlicht, dass die theoretischen Modelle die sinkende Tendenz des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten mit steigender Rohrreihe an einem Glattrohrbündel richtig wiedergeben. Aufgrund von Inundation nimmt der äußere Wärmeübergangskoeffizient mit steigender Rohrreihe ab. Kondensiert iso-Propanol an diesem Rohrbündel, wird diese Abnahme mit den Modellen von KERN 1958 und CHENG & WANG 1994



**Abbildung 7.6:** Quotient  $\varepsilon_n$  bei der Kondensation von Reinstoffen an einem Rohrbündel, bestehend aus drei untereinander angeordneten Glattrohren aus Baustahl im Vergleich zu den Modellen von KERN 1958 und CHENG & WANG 1994

kleiner vorausberechnet, als sie experimentell beobachtet wird. Das Verhältnis  $\varepsilon_2$  und  $\varepsilon_3$  für die 2. und 3. Rohrreihe ist theoretisch größer als experimentell bestimmt wird. Bei dieser Feststellung muss beachtet werden, dass der äußere Wärmeübergangskoeffizient nach diesen Modellen (siehe Abschnitt 3.5.3) ausgehend von der Theorie von NUSSELT 1916 am obersten Rohr berechnet wird. Wie in Abbildung 7.6 ersichtlich ist, ist die Abweichung der experimentellen Daten am obersten Rohr bei der Kondensation von iso-Propanol deutlich größer als bei der Kondensation der Kohlenwasserstoffe n-Pentan und iso-Oktan an diesem Glattrohrbündel. Berücksichtigt man diese Tatsache, dann beträgt die Verschlechterung  $\Delta\varepsilon_{1,n}$  mit

$$\Delta\varepsilon_{1,n} = 100 - \frac{\varepsilon_n \cdot 100}{\varepsilon_1} \quad (7.2)$$

vom Rohr in der 1. zur 2. Rohrreihe bei den experimentellen Daten ungefähr  $\Delta\varepsilon_{1,2} = 23\%$  und bei den theoretischen Daten circa  $\Delta\varepsilon_{1,2} = 22\%$  (KERN 1958) und  $\Delta\varepsilon_{1,2} = 26\%$  (CHENG & WANG 1994). Diese Verschlechterung  $\Delta\varepsilon_{1,n}$  wird dabei mit dem Verhältnis  $\varepsilon_n$  am  $n$ -ten Rohr und dem Verhältnis  $\varepsilon_1$  mit

$$\varepsilon_1 = \frac{\alpha_{außen,1}}{\alpha_{Nußelt}} \quad (7.3)$$

berechnet. Dabei ist  $\alpha_{außen,1}$  entweder der experimentell bestimmte äußere Wärmeübergangskoeffizient am obersten Rohr oder, bei den Vorhersagemodellen, der nach der Theorie von NUSSELT 1916 berechnete äußere Wärmeübergangskoeffizient am obersten

Rohr. Die Verschlechterung  $\Delta\varepsilon_{1,3}$  vom Rohr in der 1. zur 3. Rohrreihe ist ungefähr 30 % (experimentell), circa 28 % nach KERN 1958 und etwa 33 % nach CHENG & WANG 1994.

Obwohl das Verhältnis  $\varepsilon_2$  und  $\varepsilon_3$  für die 2. und 3. Rohrreihe gemäß der theoretischen Modelle größer ist im Vergleich zu den experimentellen Werten (das heißt die Verschlechterung mit steigender Rohrreihe ist kleiner), ist die prozentuale Abweichung in Bezug zum obersten Rohr für die theoretischen und experimentellen Werte nahezu gleich.

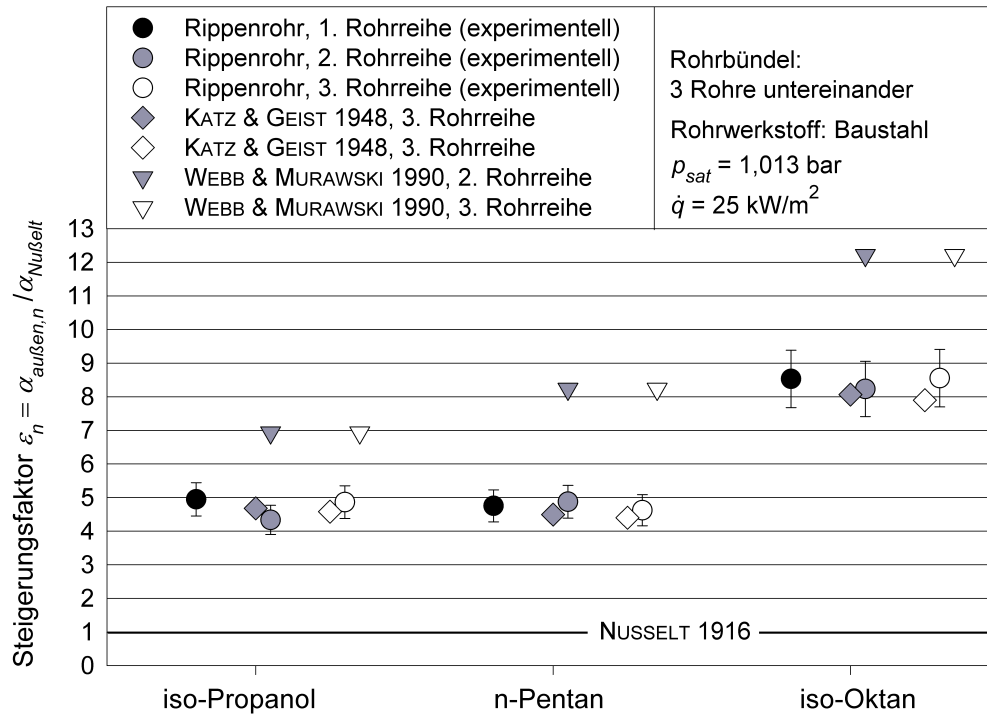
Bei der Kondensation der Kohlenwasserstoffe n-Pentan und iso-Oktan wird die Verschlechterung mit steigender Rohrreihe größer vorhergesagt, als sie experimentell bestimmt wird. Das Verhältnis  $\varepsilon_2$  und  $\varepsilon_3$  ist theoretisch kleiner als experimentell beobachtet wird. Die prozentuale Abweichung  $\Delta\varepsilon_{1,2}$  vom Rohr in der 1. zur 2. Rohrreihe beträgt bei den experimentellen Daten für n-Pentan ungefähr 14 % und für iso-Oktan 19 %. Die prozentuale Abweichung  $\Delta\varepsilon_{1,2}$  der theoretischen Modelle beträgt wie bei der Kondensation von iso-Propanol 22 % (KERN 1958) und 26 % (CHENG & WANG 1994). Vergleicht man den Wert am Rohr in der 1. Rohrreihe mit dem in der 3. Rohrreihe beträgt die Abweichung  $\Delta\varepsilon_{1,3}$  bei den theoretischen Modellen 28 % (KERN 1958) und 33 % (CHENG & WANG 1994).

Die verwendeten Modelle von KERN 1958 und CHENG & WANG 1994 zur Berechnung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten bei der Kondensation an einem Rohrbündel, bestehend aus drei untereinander angeordneten Glattrohren aus Baustahl zeigen, dass der Wärmeübergang mit steigender Rohrreihe verschlechtert wird. Diese Aussage stimmt mit den experimentellen Beobachtungen überein. Demnach wird der Wärmeübergang an einem Rohrbündel, das aus Glattrohren besteht, aufgrund von Inundation mit steigender Rohrreihe behindert (BELGHAZI ET AL. 2002b, MURASE ET AL. 2006). Bei der Kondensation von iso-Propanol wird eine geringere Verschlechterung von Rohrreihe zu Rohrreihe, als durch experimentelle Daten bestimmt wird, berechnet. Kondensiert n-Pentan oder iso-Oktan am Glattrohrbündel, ist die berechnete Verschlechterung größer, als sie experimentell beobachtet wird.

Es muss beachtet werden, dass bei der Berechnung von  $\varepsilon_n$  zum einen der experimentell bestimmte äußere Wärmeübergangskoeffizient und zum anderen der theoretisch bestimmte äußere Wärmeübergangskoeffizient nach KERN 1958 und CHENG & WANG 1994 verwendet wird. Letzterer ist eine Funktion von dem nach der Theorie von NUSSELT 1916 berechneten äußeren Wärmeübergangskoeffizienten (der bei der Kondensation eines Reinstoffes unabhängig von der Rohrreihe ist). Bezieht man diesen wiederum auf den äußeren Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_{Nu\betaelt}$ , ist die Abweichung von Rohrreihe zu Rohrreihe unabhängig vom kondensierenden Fluid.

### 7.3.2 Rippenrohrbündel

In Abbildung 7.7 ist der experimentelle Steigerungsfaktor am Rohr in der  $n$ -ten Rohrreihe eines Rippenrohrbündels aus Baustahl im Vergleich zum jeweiligen theoretischen Steigerungsfaktor aufgetragen. Der theoretische Steigerungsfaktor wird mit dem äußeren



**Abbildung 7.7:** Steigerungsfaktor  $\varepsilon_n$  bei der Kondensation von Reinstoffen an einem Rohrbündel, bestehend aus drei untereinander angeordneten Rippenrohren aus Baustahl im Vergleich zum Modell von KATZ & GEIST 1948 und WEBB & MURAWSKI 1990

Wärmeübergangskoeffizienten nach dem Modell von KATZ & GEIST 1948 oder der Korrelation von WEBB & MURAWSKI 1990 berechnet.

Im Abschnitt 7.2 wird erläutert, dass bei der Kondensation von Reinstoffen an einem Rohrbündel, bestehend aus drei untereinander angeordneten Rippenrohren aus Baustahl oder Edelstahl keine Verschlechterung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten mit steigender Rohrreihe zu beobachten ist.

Die Berechnung des Wärmeübergangs mit dem Modell von KATZ & GEIST 1948 nach Gleichung (3.45) zeigt, dass eine Verschlechterung auftritt. Diese ist sehr gering und beträgt am Rohr in der 2. Rohrreihe im Vergleich zu dem in der 1. Rohrreihe nur circa 5%. Die Verschlechterung am Rohr in der 3. Rohrreihe im Vergleich zu dem in der 1. Rohrreihe ist ungefähr 7%. Damit gibt dieses Modell die experimentellen Daten gut wieder. Die experimentell beobachtete Abweichung vom Rohr in der 2. oder 3. Rohrreihe im Vergleich zu dem in der 1. Rohrreihe ist bei der Kondensation von iso-Propanol und n-Pentan zwischen 4% und 5%. Bei der Kondensation von iso-Oktan ist die Abweichung vom Rohr in der 2. oder 3. Rohrreihe im Vergleich zu dem in der 1. Rohrreihe zwischen 8% und 9%. Ob an einem Rippenrohrbündel mit mehr als drei Rohrreihen eine Verschlechterung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten gemäß dem Modell von KATZ & GEIST 1948 beobachtet werden kann, kann mit den vorhandenen experimentellen Daten mit genau drei Rohrreihen nicht überprüft werden. Dazu müsste

die Rohrbündel-Anlage umgebaut werden, um Messungen an einem Rohrbündel mit mehr als drei Rohren untereinander durchführen zu können.

Die mit dem Modell von WEBB & MURAWSKI 1990 berechneten theoretischen Steigerungsfaktoren überschätzen die experimentellen Steigerungsfaktoren bei der Kondensation von iso-Propanol, n-Pentan und iso-Oktan deutlich. Dieses Modell (siehe Gleichung (3.46)) besagt, dass mit steigender Rohrreihe  $n$  keine Verschlechterung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten auftritt. Diese Feststellung stimmt mit den experimentellen Beobachtungen überein. Zudem ist nach WEBB & MURAWSKI 1990 der äußere Wärmeübergangskoeffizient nur von einer Konstanten  $a = 13,90 \cdot 10^3 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$  abhängig, da an einem Standard Rippenrohr, wie es hier der Fall ist, der Exponent in Gleichung (3.46) gleich null ist.

Diese Konstante ist von WEBB & MURAWSKI 1990 an experimentelle Daten bei der Kondensation von R11 an einem Rippenrohr angepasst. Somit ergibt sich sowohl für den äußeren Wärmeübergangskoeffizienten in der 1. als auch in der 2. und 3. Rohrreihe ein Absolutwert von  $13900 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$ . Dieser Wert ist deutlich größer als der jeweilige experimentelle äußere Wärmeübergangskoeffizient (vergleiche Tabelle A.12, A.15 und A.17 im Anhang A.6.3). Die Korrelation von WEBB & MURAWSKI 1990 überschätzt den experimentellen Steigerungsfaktor am Rohr in der 1., 2. und 3. Rohrreihe also deutlich. Bei der Kondensation von iso-Propanol liegt diese Abweichung zwischen circa 42 % und 60 %, bei der Kondensation von n-Pentan zwischen ungefähr 68 % und 78 % und bei der Kondensation von iso-Oktan zwischen etwa 42 % und 48 %. Da in der Veröffentlichung von WEBB & MURAWSKI 1990 keine Aussage zur Allgemeingültigkeit seiner Korrelation gemacht wird, muss eine Übereinstimmung dieser für die Kondensation anderer Fluide nicht gegeben sein. Eine Anpassung der Konstante  $a$  an eine breitere Datenbasis könnte jedoch eine bessere Übereinstimmung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten bei der Kondensation anderer Fluide liefern.



# 8 Beschreibung des Wärmeübergangs mit dimensionslosen Kennzahlen

Ein Vergleich der vorgestellten theoretischen Modelle aus der veröffentlichten Literatur für die Kondensation von Reinstoffen an einem einzelnen Rippenrohr mit den hier vorgestellten experimentellen Daten zeigt, dass diese Modelle nur bedingt geeignet sind, die experimentellen Daten hinreichend genau wieder zu geben (siehe Abschnitt 6.2 und 6.3). Es muss berücksichtigt werden, dass diese Modelle für die Kondensation von Kältemitteln und Wasser, hauptsächlich an Rohren aus Kupfer, entwickelt und teilweise angepasst sind. Aus diesem Grund ist nicht gewährleistet, dass diese Modelle die experimentellen Daten bei der Kondensation von iso-Propanol und Kohlenwasserstoffen an Rippenrohren aus Baustahl, Edelstahl oder Titan zuverlässig reproduzieren.

In diesem Kapitel wird gezeigt, wie anhand der experimentellen Daten bei der Kondensation von iso-Propanol, n-Pentan, n-Heptan, iso-Oktan und Wasser an GEWA-K30 Rippenrohren aus Baustahl oder Edelstahl und an einem GEWA-K36 Rippenrohr aus Titan ein Zusammenhang dimensionsloser Kennzahlen entwickelt wird, der zur Beschreibung dieser Daten genutzt werden kann.

## 8.1 Definition der Kondensations-Zahl

Ausgangspunkt ist der dimensionslose äußere Wärmeübergangskoeffizient in Form der Kondensations-Zahl  $C_n$  nach HOLMAN 1989. Diese wird von HONDA ET AL. 1989a, KUMAR ET AL. 2002b und GSTOEHL & THOME 2006a zur Beschreibung des Wärmeübergangs an Glatt- und Rippenrohren verwendet<sup>1</sup>. Diese Kondensations-Zahl soll als Funktion dimensionsloser Kennzahlen  $f(\Pi_A, \Pi_B, \Pi_C, \dots)$  definiert werden, um damit den äußeren Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_{au\beta en}$  bei der Kondensation von Reinstoffen an einem horizontalen Rippenrohr beschreiben zu können. Das Ziel ist ein funktionaler Zusammenhang dimensionsloser Kennzahlen in Form folgender Gleichung zur Berechnung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten:

$$C_n = f(\Pi_A, \Pi_B, \Pi_C, \dots) = C \cdot \Pi_A^x \cdot \Pi_B^y \cdot \Pi_C^z \cdot \dots \quad (8.1)$$

Der sich daraus ergebende Zusammenhang  $C_n = C \cdot \Pi_A^x \cdot \Pi_B^y \cdot \Pi_C^z \cdot \dots$  ist abhängig von einer Konstanten  $C$ , von dimensionslosen Kennzahlen  $\Pi_A, \Pi_B, \Pi_C, \dots$  und deren Exponenten  $x, y, z, \dots$ . Die dimensionslosen Kennzahlen sollen so gewählt werden, dass

<sup>1</sup> Bei HONDA ET AL. 1989a und GSTOEHL & THOME 2006a wird die Kondensations-Zahl als  $Nu^*$  abgekürzt, um zu verdeutlichen, dass es sich hierbei um eine Art modifizierte Nußelt-Zahl handelt.

diese den Wärmeübergang bei der Kondensation von Reinstoffen an einem horizontalen Rippenrohr beschreiben. Die Konstante und die Exponenten werden an die im Kapitel 6 vorgestellten experimentellen Daten angepasst.

Zunächst erfolgt, ausgehend von der Theorie von NUSSELT 1916 für den äußeren Wärmeübergangskoeffizienten an einer horizontalen Oberfläche in Abhängigkeit einer Konstanten  $C_{Nu\betaelt}$ , die Herleitung der Kondensations-Zahl  $Cn$  nach HOLMAN 1989. NUSSELT 1916 definiert den äußeren Wärmeübergangskoeffizienten allgemein als (vergleiche Gleichung (3.16))

$$\alpha_{au\beta en,GR,lokal} = C_{Nu\beta elt} \cdot \left[ \frac{\Delta h_V}{\Delta T_{(Dampf-Wand)}} \cdot \frac{\varrho \cdot \Delta \varrho \cdot g}{\eta} \cdot \frac{\lambda^3}{d_{au\beta en}} \right]^{1/4}. \quad (8.2)$$

Der übertragene Wärmestrom  $\dot{Q}$  wird in Abhängigkeit des Kondensatmassenstroms  $\dot{m}$  und der spezifischen Verdampfungsenthalpie  $\Delta h_V$  des kondensierenden Reinstoffes berechnet, was dem Produkt aus dem äußeren Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_{au\beta en,GR,lokal}$ , der äußeren Bezugsfläche  $A_{au\beta en}$  des Rohres (siehe Abschnitt 3.3.1) und der treibenden Temperaturdifferenz  $\Delta T_{(Dampf-Wand)}$  entspricht:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot \Delta h_V = \alpha_{au\beta en,GR,lokal} \cdot A_{au\beta en} \cdot \Delta T_{(Dampf-Wand)}. \quad (8.3)$$

Durch Umstellen von Gleichung (8.3) folgt für die treibende Temperaturdifferenz

$$\Delta T_{(Dampf-Wand)} = \frac{\dot{m} \cdot \Delta h_V}{\alpha_{au\beta en,GR,lokal} \cdot A_{au\beta en}}. \quad (8.4)$$

Gleichung (8.4) kann in Gleichung (8.2) eingesetzt werden. Daraus folgt eine Abhängigkeit des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_{au\beta en}$  vom Kondensatmassenstrom  $\dot{m}$  nach Gleichung (3.24), der insgesamt an einem Rohr gebildet wird:

$$\alpha_{au\beta en}^{3/4} = C_{Nu\beta elt} \cdot \left[ \frac{A_{au\beta en}}{\dot{m}} \cdot \frac{\varrho \cdot \Delta \varrho \cdot g}{\eta} \cdot \frac{\lambda^3}{d_{au\beta en}} \right]^{1/4}. \quad (8.5)$$

Der äußere Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{au\beta en}$  wird also nicht mehr lokal an einer bestimmten Stelle betrachtet, sondern integral über das gesamte Rohr, an dem Kondensation stattfindet. Der Außendurchmesser  $d_{au\beta en}$  entspricht dabei dem Durchmesser  $d_{Spitze}$  eines Rippenrohres an der Rippenspitze. Der rechte Teil von Gleichung (8.5) wird mit  $\eta^{1/4}$ ,  $L^{1/4}$  und mit  $2^{1/4}$  erweitert<sup>2</sup>. Man erhält dann

$$\alpha_{au\beta en} = C_{Nu\beta elt}^{4/3} \cdot \left[ \frac{\varrho \cdot \Delta \varrho \cdot g \cdot \lambda^3}{\eta^2} \cdot \frac{\eta \cdot L}{2 \cdot \dot{m}} \cdot \frac{2 \cdot A_{au\beta en}}{L \cdot d_{au\beta en}} \right]^{1/3}. \quad (8.6)$$

<sup>2</sup> HOLMAN 1989 erweitert mit  $4^{1/4}$ , was auf die unterschiedliche Definition der Film-Reynolds-Zahl in seiner und in dieser Arbeit zurückzuführen ist.

Man definiert nun die Kondensations-Zahl  $C_n$  unabhängig davon, ob an einem Glattrohr oder Rippenrohr kondensiert wird als

$$C_n = \alpha_{\text{au\ss}en} \cdot \left[ \frac{\eta^2}{\varrho \cdot \Delta\varrho \cdot g \cdot \lambda^3} \right]^{1/3} . \quad (8.7)$$

Damit vereinfacht sich Gleichung (8.6) zu

$$C_n = C_{\text{Nu\ss}elt}^{4/3} \cdot \left[ \frac{2 \cdot A_{\text{au\ss}en}}{L \cdot d_{\text{au\ss}en}} \right]^{1/3} \cdot \left[ \frac{\eta \cdot L}{2 \cdot \dot{m}} \right]^{1/3} . \quad (8.8)$$

Mit der Definition der Film-Reynolds-Zahl  $Re_F$  nach Gleichung (3.23) für ein Rohr der Länge  $L$  folgt

$$C_n = C_{\text{Nu\ss}elt}^{4/3} \cdot \left[ \frac{2 \cdot A_{\text{au\ss}en}}{L \cdot d_{\text{au\ss}en}} \right]^{1/3} \cdot Re_F^{-1/3} = C_{\text{Nu\ss}elt}^{4/3} \cdot (2 \cdot \pi)^{1/3} \cdot Re_F^{-1/3} . \quad (8.9)$$

Diese Abhängigkeit der Kondensations-Zahl  $C_n$  von der Film-Reynolds-Zahl  $Re_F$  kann genutzt werden, um den äußeren Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_{\text{au\ss}en}$  bei der Kondensation von Reinstoffen an einem einzelnen horizontalen Glatt- oder Rippenrohr zu beschreiben.

## 8.2 Kondensations-Zahl am Glattrohr

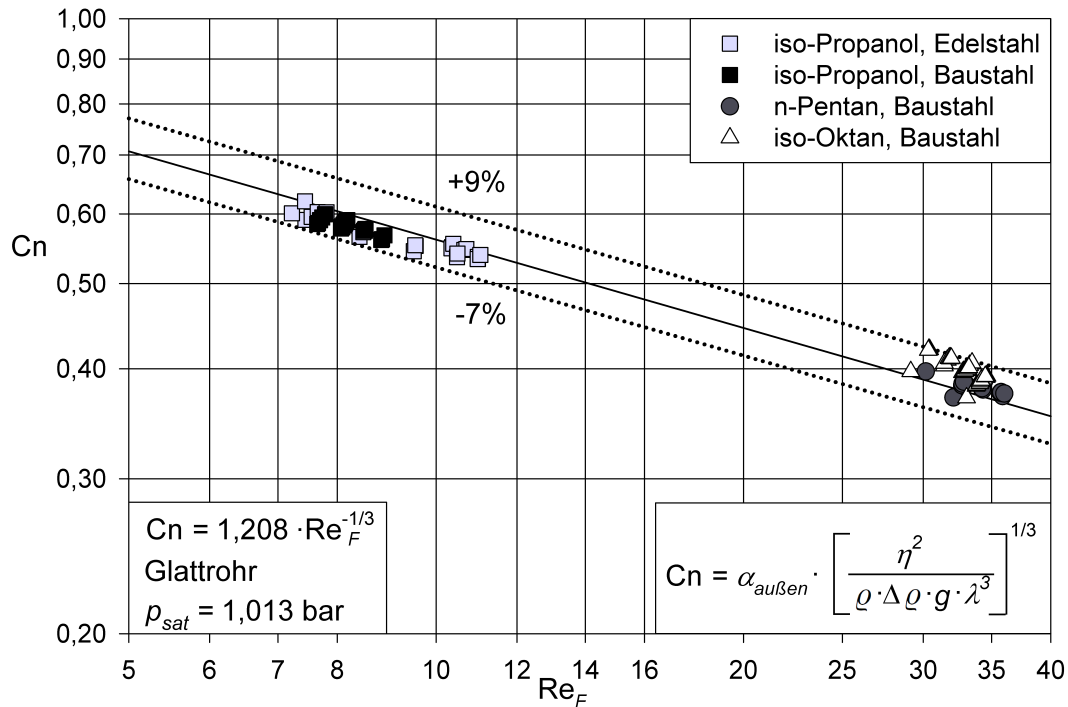
Im vorherigen Abschnitt wird die Herleitung eines dimensionslosen Zusammenhangs zwischen der Kondensations-Zahl  $C_n$  und der Film-Reynolds-Zahl  $Re_F$  erläutert. Für ein Glattrohr der Länge  $L$ , dessen Außendurchmesser gleich dem Durchmesser des Rippenrohres an der Rippenspitze ist, folgt mit  $C_{\text{Nu\ss}elt} = 0,728$  (verbesserte Konstante von NUSSELT 1916 für ein horizontales Glattrohr<sup>3</sup>) aus Gleichung (8.9)

$$C_n = 1,208 \cdot Re_F^{-1/3} . \quad (8.10)$$

Dieser Zusammenhang berücksichtigt in Form der Film-Reynolds-Zahl  $Re_F$  wie viel Kondensat beim Kondensationsvorgang am Glattrohr anfällt. Die Menge an Kondensat und somit die Dicke des Kondensatfilms ist bei der Kondensation am Glattrohr die ausschlaggebende Größe. Je dicker der Kondensatfilm und damit je höher die Film-Reynolds-Zahl ist, desto kleiner ist der äußere Wärmeübergangskoeffizient.

In Abbildung 8.1 ist die Kondensations-Zahl  $C_n$  in Abhängigkeit der Film-Reynolds-Zahl  $Re_F$  aufgetragen. Die durchgezogene Kurve beschreibt den theoretischen Zusammenhang nach Gleichung (8.10) zur Berechnung der Kondensations-Zahl. Die Steigung der

<sup>3</sup> Wie im Abschnitt 3.4 angesprochen wird, wird statt der von NUSSELT 1916 angegebenen Konstante 0,725 der Wert 0,728 verwendet. HOLMAN 1989 verwendet bei der Herleitung der Kondensations-Zahl den Wert 0,725 und den Faktor 4 in der Definition der Film-Reynolds-Zahl, weshalb als Konstante in Gleichung (8.10) der Wert 1,514 folgt.



**Abbildung 8.1:** Dimensionslose Darstellung der experimentellen Daten bei der Kondensation der Reinstoffe am horizontalen Glattrohr im Vergleich mit Gleichung (8.10)

Kurve (die im doppelt-logarithmischen Diagramm als Gerade abgebildet wird) entspricht dem Exponenten  $-1/3$  der Film-Reynoldszahl  $Re_F$ . Im Vergleich zu Gleichung (8.10) sind die experimentellen Daten bei der Kondensation der Reinstoffe iso-Propanol, n-Pentan und iso-Oktan am Glattrohr aus Baustahl und iso-Propanol am Glattrohr aus Edelstahl in dimensionsloser Form eingetragen. Dazu wird ausgehend vom experimentell bestimmten äußeren Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_{au\beta en}$  die Kondensationszahl  $C_n$  nach Gleichung (8.7) berechnet. Die Film-Reynoldszahl  $Re_F$  wird anhand Gleichung (3.23), mit dem Kondensatmassenstrom  $\dot{m}$  nach Gleichung (3.24), mit der Bezugsfläche  $A_{au\beta en}$  (siehe Abschnitt 3.3.1), berechnet.

Die Abweichung der experimentellen Daten von Gleichung (8.10) mit der Konstanten 1,208, die nach Gleichung (8.9) berechnet wird und nicht an experimentelle Daten angepasst ist, beträgt maximal  $-7\%$  bis  $+9\%$ . Die experimentellen Daten können unabhängig vom Rohrwerkstoff (Baustahl oder Edelstahl) gut wiedergegeben werden. Diese Tatsache ist nicht verwunderlich, da die Konstante 1,208 abhängig von der verbesserten Konstante  $C_{Nu\beta elt} = 0,728$  nach der Theorie von NUSSELT 1916 ist. In den Abbildungen 6.1 bis 6.3 wird gezeigt, dass die Theorie von NUSSELT 1916 die experimentellen Daten am Glattrohr gut beschreibt.

## 8.3 Kondensations-Zahl am Rippenrohr

Der Kondensationsvorgang an einem Rippenrohr ist neben dem Kondensatmassenstrom abhängig von der Oberflächenspannung des Kondensats und vom Rippenrohr selbst, also vom Rohrwerkstoff und den geometrischen Abmessungen. Möchte man einen Zusammenhang dimensionsloser Kennzahlen für die Kondensation an einem Rippenrohr herleiten, so müssen diese Parameter berücksichtigt werden.

### 8.3.1 Abhängigkeit von der Oberflächenspannung

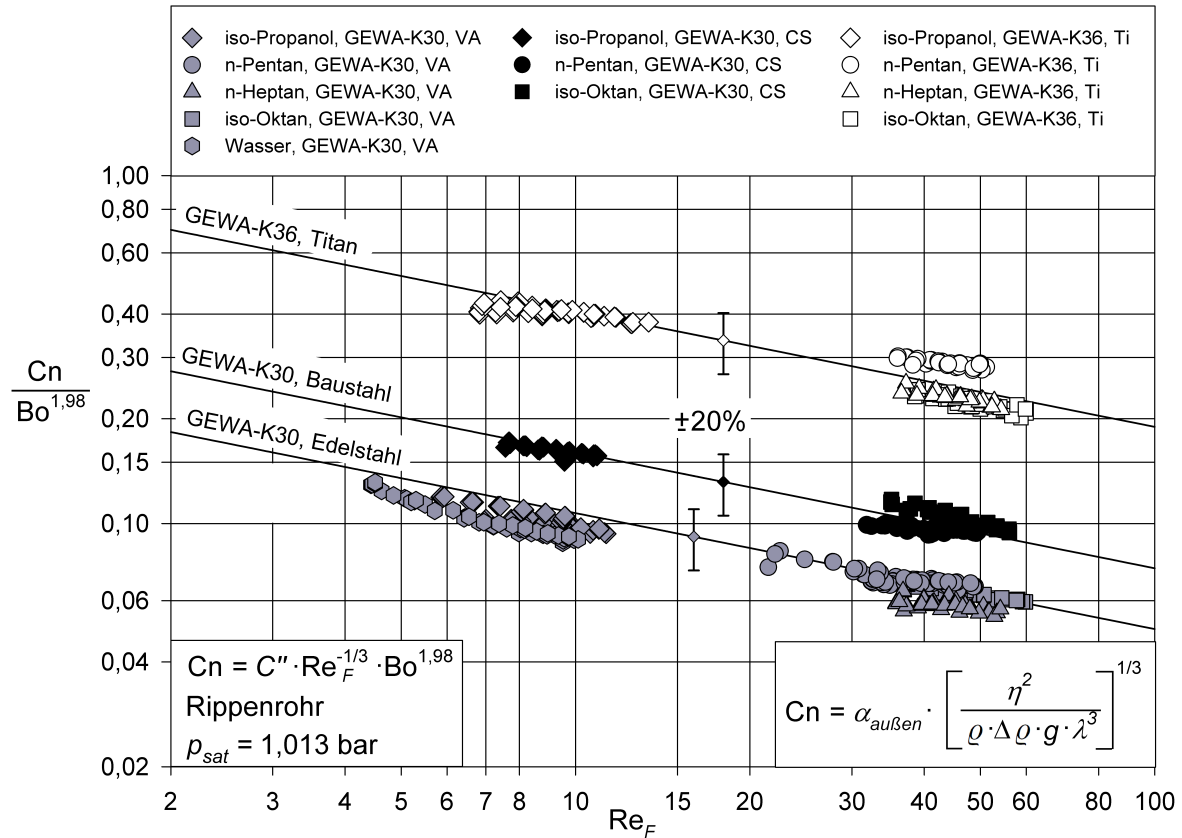
KUMAR ET AL. 2002b haben bei der Entwicklung ihres Modells berücksichtigt, dass der Kondensationsvorgang von der Oberflächenspannung  $\sigma$  abhängig ist. Deshalb haben sie die Weber-Zahl  $We$  eingeführt. Diese Zahl ist nach Gleichung (3.37) als das Verhältnis der Oberflächenkraft zur Gravitationskraft definiert. Das bedeutet, dass mit steigender Oberflächenspannung die Weber-Zahl zunimmt. Mit der Abhängigkeit  $Cn \sim We^{0,3}$  im Modell von Kumar et al. (siehe Gleichung (3.34)) wird also ausgedrückt, dass mit steigender Oberflächenspannung der äußere Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{au\beta en}$  steigt. Tatsächlich ist es aber so, dass eine kleinere Oberflächenspannung einen größeren Flutungswinkel  $\phi_F$  bedeutet, wodurch mehr freie Rohroberfläche für den Wärmeübergang zur Verfügung steht und somit der äußere Wärmeübergangskoeffizient gesteigert werden kann. Kumar et al. (siehe Gleichung (3.34)) geben also den Zusammenhang zwischen der Oberflächenspannung, der Flutung des Rippenzwischenraumes und des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten nicht korrekt wieder.

Um diesen Zusammenhang bei der Beschreibung der Kondensations-Zahl an einem Rippenrohr korrekt zu berücksichtigen, wird hier die Bond-Zahl  $Bo$  nach Gleichung (3.26) in die Beschreibung der Kondensations-Zahl am Rippenrohr miteinbezogen. Mit der Bond-Zahl kann die Abhängigkeit des Flutungswinkels  $\phi_F$  von der Oberflächenspannung  $\sigma$  richtig wiedergegeben werden. Daraus folgt ein Zusammenhang aus dimensionslosen Kennzahlen:

$$Cn = C'' \cdot Re_F^{-1/3} \cdot Bo^x . \quad (8.11)$$

In Abbildung 8.2 sind die experimentellen Daten in dimensionsloser Form dargestellt. Dies erfolgt, indem der Quotient  $(Cn/Bo^x)$  in Abhängigkeit der Film-Reynolds-Zahl  $Re_F$  aufgetragen wird. Der Exponent  $x$  der Bond-Zahl wird an die experimentellen Daten angepasst, sodass alle Daten mit demselben Kennzahlensatz beschrieben werden können. Dazu wird der Wert für  $\sum \Delta\alpha_{au\beta en}$  mit

$$\sum \Delta\alpha_{au\beta en} = \sum_{Rohre} \left[ \sum_{Reinstoffe} \left( \frac{\left( \frac{\alpha_{au\beta en, theoretisch} - \alpha_{au\beta en, experimentell}}{\alpha_{au\beta en, theoretisch}} \right)^2}{\text{Anzahl der Messwerte}} \right) \right] \quad (8.12)$$



**Abbildung 8.2:** Dimensionslose Darstellung der experimentellen Daten in Abhängigkeit vom Rippenrohr bei der Kondensation der Reinstoffe nach Gleichung (8.13)

mit Hilfe des Microsoft Excel<sup>®</sup> Solvers minimiert. Der Exponent  $x$  wird damit zu 1,98 bestimmt. Gleichung (8.11) zur theoretischen Berechnung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten in dimensionsloser Form kann deshalb als

$$C_n = C''' \cdot Re_F^{-1/3} \cdot Bo^{1,98} \quad (8.13)$$

geschrieben werden. Der Exponent 1,98 gibt wieder, dass mit abnehmender Oberflächenspannung und damit steigender Bond-Zahl die Kondensations-Zahl und damit der äußere Wärmeübergangskoeffizient zunehmen. Optische Beobachtungen bestätigen, dass bei den experimentellen Untersuchungen mit kondensierenden Reinstoffen niedriger Oberflächenspannung ein größerer Flutungswinkel auftritt (vergleiche Tabelle 6.3 und Tabelle A.1 im Anhang A.4.1).

Die drei durchgezogenen Kurven in Abbildung 8.2 beschreiben die Abhängigkeit des Quotienten  $(C_n/Bo^{1,98})$  und der Film-Reynolds-Zahl  $Re_F$  von einer Konstanten  $C'''$ . Die Konstante  $C'''$  wird mit Gleichung (8.12) und dem Microsoft Excel<sup>®</sup> Solver für das

- GEWA-K30 Rippenrohr aus Baustahl (CS) zu  $C_{GEWA-K30,CS} = 0,3452$ , das
- GEWA-K30 Rippenrohr aus Edelstahl (VA) zu  $C_{GEWA-K30,VA} = 0,2308$  und das
- GEWA-K36 Rippenrohr aus Titan (Ti) zu  $C_{GEWA-K36,Ti} = 0,8799$

ermittelt. Damit können die experimentellen Daten am GEWA-K30 Rippenrohr aus Baustahl oder Edelstahl und am GEWA-K36 Rippenrohr aus Titan mit einer Genauigkeit von jeweils  $\pm 20\%$  wiedergegeben werden. Die Steigung der Kurven (die im doppelt-logarithmischen Diagramm als Geraden abgebildet werden) gibt den Verlauf der experimentellen Daten ebenfalls sehr gut wieder. Sie entspricht dem Exponenten der Film-Reynolds-Zahl (vergleiche Abschnitt 8.2).

Auffällig ist, dass die Auftragung und die theoretische Beschreibung der experimentellen Daten mit Gleichung (8.13) abhängig vom Rippenrohr (Abmessungen, Werkstoff) ist. Diese Abhängigkeit wird mit der jeweiligen Konstante  $C_{\text{GEWA-K30,CS}}$ ,  $C_{\text{GEWA-K30,VA}}$  und  $C_{\text{GEWA-K36,Ti}}$  beschrieben. Betrachtet man die Angaben zu den Rohrabmessungen und Werkstoffdaten in Tabelle 5.1, so wird deutlich, dass bei den Rippenrohren gleichen Typs (GEWA-K30) zwar die Abmessungen identisch sind, sich aber die Werkstoffdaten, insbesondere die Wärmeleitfähigkeit  $\lambda_{\text{Rohr}}$ , stark unterscheiden. Das GEWA-K36 Rippenrohr aus Titan unterscheidet sich sowohl in den Abmessungen als auch in den Stoffdaten von den GEWA-K30 Rippenrohren aus Baustahl oder Edelstahl. Diese Tatsache lässt die Vermutung zu, dass die Konstanten  $C_{\text{GEWA-K30,CS}}$ ,  $C_{\text{GEWA-K30,VA}}$  und  $C_{\text{GEWA-K36,Ti}}$  vom Rippenrohr, also vom Rohrwerkstoff und/oder von den Rohrabmessungen abhängig sind.

### 8.3.2 Abhängigkeit vom Rohrwerkstoff

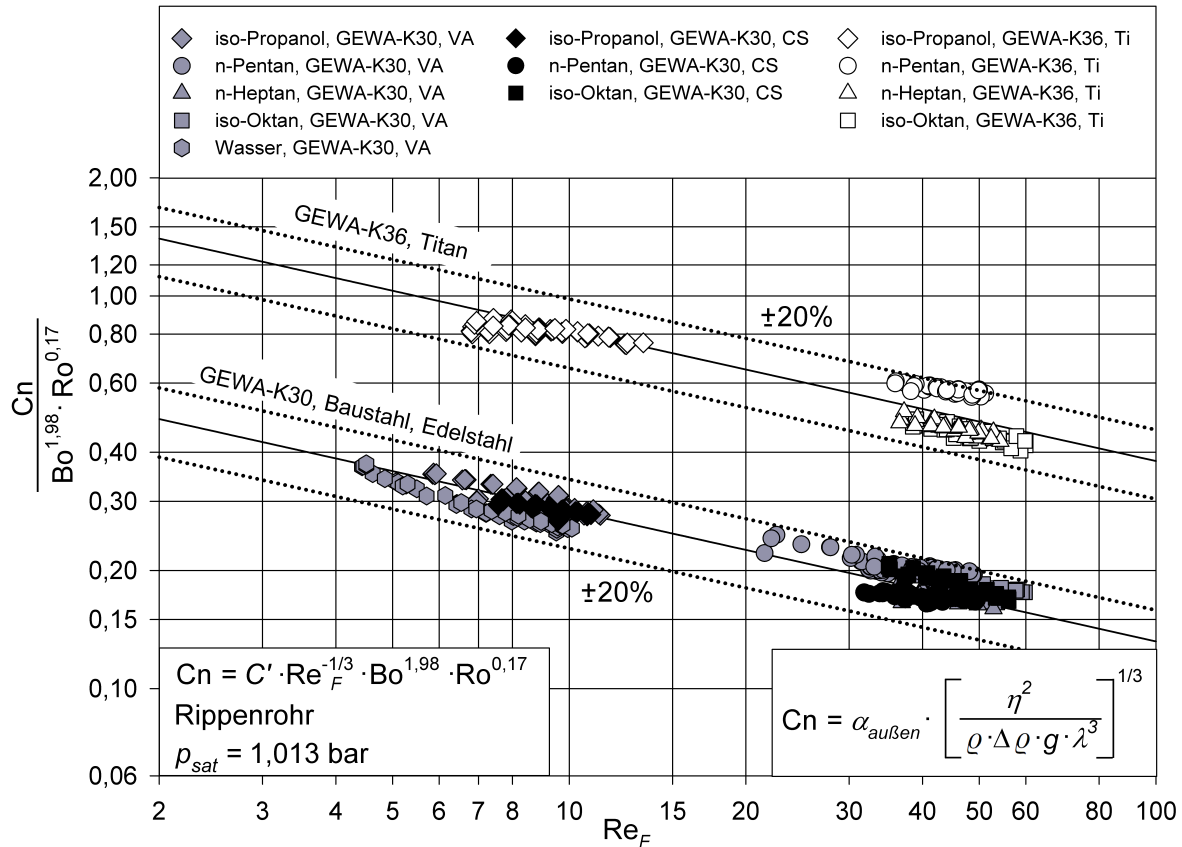
Wie im vorherigen Abschnitt gezeigt wird, kann der äußere Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{\text{außen}}$  in dimensionsloser Form in Abhängigkeit der Film-Reynolds-Zahl  $\text{Re}_F$ , der Bond-Zahl  $\text{Bo}$  und einer Konstanten  $C''$  dargestellt werden. Es wird angemerkt, dass die Konstante  $C''$  für die drei unterschiedlichen Rippenrohre (GEWA-K30 Rippenrohr aus Baustahl oder Edelstahl, GEWA-K36 Rippenrohr aus Titan) jeweils unterschiedliche Werte annimmt. Die Abhängigkeit vom Rippenrohr wird nun in einer dimensionslosen Kennzahl, der sogenannten Rohr Kennzahl  $\text{Ro}$  zusammengefasst. Diese wird definiert als

$$\text{Ro} = \frac{a_{\text{Rohr}}^2}{g \cdot h^3} . \quad (8.14)$$

Darin wird die Abhängigkeit vom Rohrwerkstoff mit der Temperaturleitfähigkeit  $a_{\text{Rohr}}$  beschrieben. Diese ist abhängig von der Wärmeleitfähigkeit  $\lambda_{\text{Rohr}}$ , der Dichte  $\rho_{\text{Rohr}}$  und der spezifischen Wärmekapazität  $c_{\text{Rohr}}$  des Werkstoffes. Die Temperaturleitfähigkeit ist das Verhältnis der Wärmeleitfähigkeit zum Speichervermögen des Werkstoffes und ist ein Maß dafür, wie schnell sich Temperaturunterschiede im Werkstoff ausgleichen (POLIFKE & KOPITZ 2005):

$$a_{\text{Rohr}} = \frac{\lambda_{\text{Rohr}}}{\rho_{\text{Rohr}} \cdot c_{\text{Rohr}}} . \quad (8.15)$$

Das Quadrat der Temperaturleitfähigkeit  $a_{\text{Rohr}}$  wird in Gleichung (8.14) auf das Produkt der dritten Potenz der Rippenhöhe  $h$  und der Erdbeschleunigung  $g$  bezogen. Ähnlich



**Abbildung 8.3:** Dimensionslose Darstellung der experimentellen Daten bei der Kondensation der Reinstoffe am horizontalen Rippenrohr nach Gleichung (8.17)

zur reziproken Galilei-Zahl  $Ga^{-1} = \nu^2 / (g \cdot L^3)$ , die in Abhängigkeit der kinematischen Viskosität  $\nu$ , der Erdbeschleunigung  $g$  und der Länge  $L$  das Verhältnis der inneren Trägheitskraft zur Schwerkraft beschreibt (STICHLMAIR 1990), kann die dimensionslose Rohrleitkennzahl  $Ro$  als eine Art Verhältnis einer sogenannten Wärmeableitkraft zur Schwerkraft interpretiert werden. Sie beschreibt also die Fähigkeit des Werkstoffes, Temperaturunterschiede in der Rippe der Höhe  $h$  auszugleichen. Mit dieser Kennzahl kann der dimensionslose Zusammenhang nach Gleichung (8.13) erweitert werden zu

$$Cn = C' \cdot Re_F^{-1/3} \cdot Bo^{1,98} \cdot Ro^y \quad (8.16)$$

Der Exponent  $y$  der Rohrleitkennzahl  $Ro$  wird mit Hilfe des Microsoft Excel<sup>®</sup> Solvers und Gleichung (8.12) an die experimentellen Daten angepasst. Damit folgt

$$Cn = C' \cdot Re_F^{-1/3} \cdot Bo^{1,98} \cdot Ro^{0,17} \quad (8.17)$$

In Abbildung 8.3 sind die experimentellen Daten nach Gleichung (8.17) aufgetragen. Die experimentellen Daten bei der Kondensation der Reinstoffe an einem GEWA-K30 Rippenrohr aus Baustahl oder Edelstahl und einem GEWA-K36 Rippenrohr aus Titan können nun mit dieser Gleichung wiedergegeben werden. Der Zusammenhang nach



Gleichung (8.17) ist als durchgezogene Kurve dargestellt. Dabei fällt auf, dass die Rippendichte (30 fpi oder 36 fpi) einen Einfluss auf den Kondensationsvorgang hat und die Daten abhängig von der Rippendichte mit jeweils einer Konstanten beschrieben werden können. Die Konstante  $C'$  zur Beschreibung der Kondensation von Reinstoffen an einem GEWA-K30 Rippenrohr beträgt unabhängig vom Rohrwerkstoff

$$C_{\text{GEWA-K30}} = 0,6124 . \quad (8.18)$$

Die Konstante, mit der Gleichung (8.17) die experimentellen Daten an einem GEWA-K36 Rippenrohr wiedergibt, wird zu

$$C_{\text{GEWA-K36}} = 1,7636 \quad (8.19)$$

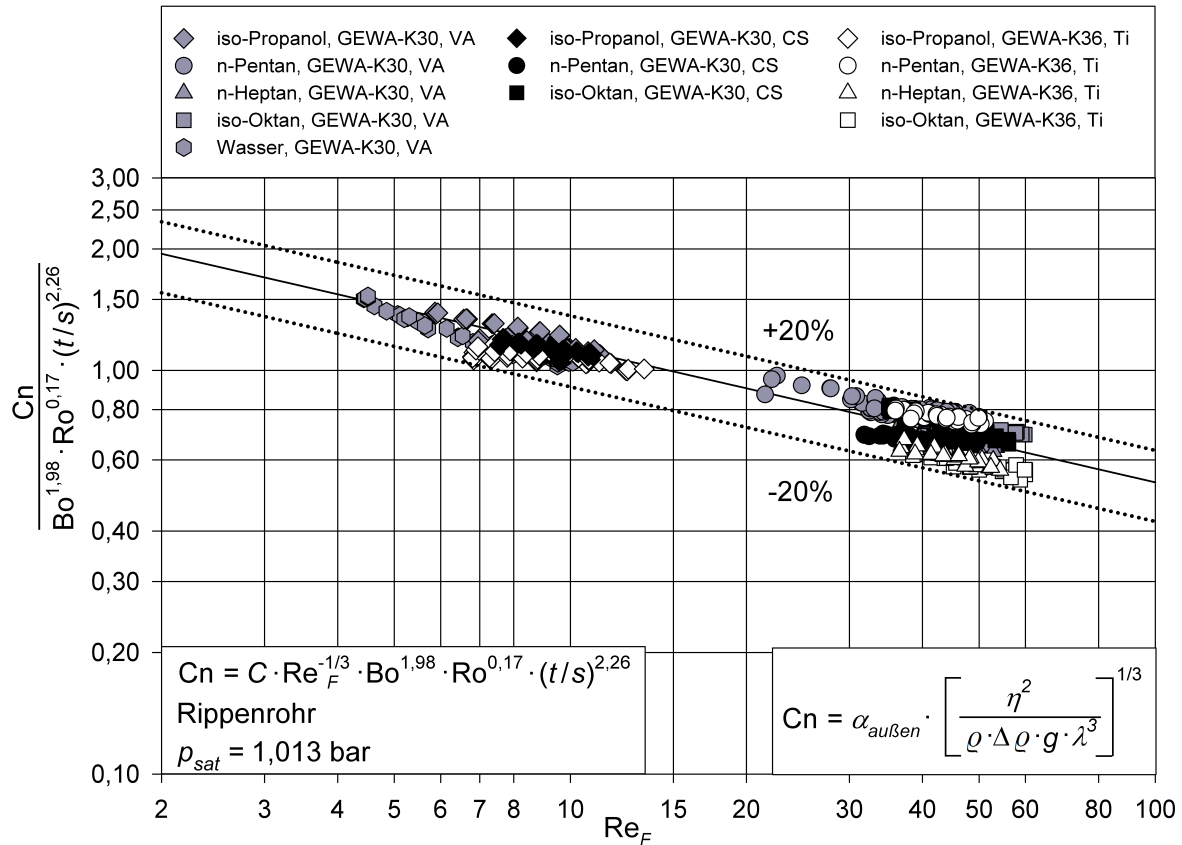
bestimmt. Die Abweichung der Daten von Gleichung (8.17) mit den jeweiligen Konstanten beträgt maximal  $\pm 20\%$ . Die Erweiterung von Gleichung (8.13) mit Hilfe der Rohrkenzahl zu Gleichung (8.17) gibt wieder, dass je besser die Fähigkeit des Werkstoffes ist, Temperaturunterschiede in der Rippe auszugleichen, desto mehr Wärme übertragen werden kann. Das bedeutet, mit steigender Temperaturleitfähigkeit und damit steigender Rohrkenzahl, wird die Kondensations-Zahl und damit der äußere Wärmeübergangskoeffizient größer. Vergleicht man die Temperaturleitfähigkeiten der verwendeten Rohrwerkstoffe, nimmt diese in der Reihenfolge  $a_{VA} < a_{Ti} < a_{CS}$  zu.

Könnte die Kondensations-Zahl allein mit den Kennzahlen  $Re_F$ ,  $Bo$  und  $Ro$  beschrieben werden, müssten die experimentellen Daten in Abbildung 8.2 bei der Kondensation an einem Rippenrohr aus Titan zwischen denen an einem Rohr aus Edelstahl und denen an einem Rohr aus Baustahl liegen. Daraus würde resultieren, dass die experimentellen Daten in Abbildung 8.3 alle mit derselben Konstante beschrieben werden können. Da dies nur für die Daten am Rippenrohr aus Baustahl und Edelstahl der Fall ist (beides GEWA-K30 Rippenrohre, also gleiche Abmessungen), kann die Vermutung geäußert werden, dass weiterhin eine Abhängigkeit von den Rippenabmessungen, also der Rippendichte besteht. Der Einfluss der Rippenhöhe wird bereits in der Rohrkenzahl berücksichtigt. Die Abhängigkeit der experimentellen Daten von der Rippendichte muss deshalb im dimensionslosen Zusammenhang nach Gleichung (8.17) ebenfalls berücksichtigt werden.

### 8.3.3 Abhängigkeit von der Rippendichte

Um den Einfluss der Rippendichte beim Kondensationsvorgang an einem Rippenrohr zu berücksichtigen, wird Gleichung (8.17) mit einem weiteren dimensionslosen Faktor erweitert. Dazu wird der Rippenparameter ( $t/s$ ) eingeführt, der das Verhältnis zwischen Rippendicke  $t$  und Rippenabstand  $s$  beschreibt:

$$C_n = C \cdot Re_F^{-1/3} \cdot Bo^{1,98} \cdot Ro^{0,17} \cdot \left(\frac{t}{s}\right)^z . \quad (8.20)$$



**Abbildung 8.4:** Dimensionslose Darstellung der experimentellen Daten bei der Kondensation der Reinstoffe am horizontalen Rippenrohr nach Gleichung (8.21)

Durch Anpassung des Exponenten  $z$  an die experimentellen Daten mit Hilfe des Microsoft Excel<sup>®</sup> Solvers und Gleichung (8.12) erhält man

$$Cn = C \cdot Re_F^{-1/3} \cdot Bo^{1,98} \cdot Ro^{0,17} \cdot \left(\frac{t}{s}\right)^{2,26} \quad (8.21)$$

In Abbildung 8.4 sind die experimentellen Daten im Vergleich zu diesem dimensionslosen Zusammenhang aufgetragen. Es zeigt sich, dass durch die Definition des Rippenparameters ( $t/s$ ), der geometrische Abmessungen der Rippen eines Rippenrohres enthält, der Kondensationsvorgang von Reinstoffen an einem Rippenrohr, unabhängig vom kondensierenden Fluid, vom Rohrwerkstoff und von der Anzahl der Rippen pro Rohrlänge reproduziert werden kann. Die Konstante  $C$  in Gleichung (8.21) beträgt

$$C = 2,4520 \quad (8.22)$$

Mit dieser Konstanten können die experimentellen Daten bei der Kondensation der Reinstoffe iso-Propanol, n-Pentan, n-Heptan, iso-Oktan und Wasser an GEWA-K30 Rippenrohren aus Baustahl oder Edelstahl und an einem GEWA-K36 Rippenrohr aus Titan in einem Bereich von  $\pm 20\%$  wiedergegeben werden.

Wie im Abschnitt 6.3 behandelt wird, versagen die theoretischen Modelle aus der veröffentlichten Literatur bei der Berechnung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten bei der Kondensation von Wasser am GEWA-K30 Rippenrohr aus Edelstahl. Da die Rippenzwischenräume dieses Rippenrohres bei der Kondensation von Wasser vollständig mit Kondensat gefüllt sind, werden beim Modell von BRIGGS & ROSE 1994 und AL-BADRI ET AL. 2013 die Rippentäler und Rippenseiten als adiabat angenommen. Trotzdem kann der äußere Wärmeübergangskoeffizient damit nicht ausreichend genau reproduziert werden. Mit dem Modell von KUMAR ET AL. 2002b kann dieser Sonderfall gar nicht berücksichtigt werden. Wie Abbildung 8.4 zeigt, kann mit dem hier entwickelten Kennzahlensatz der äußere Wärmeübergangskoeffizient sogar bei der Kondensation von Wasser am GEWA-K30 Rippenrohr aus Edelstahl sehr gut wiedergegeben werden. Die Flutung des kompletten Rippenzwischenraumes wird durch die Verwendung der Bond-Zahl berücksichtigt.

Dieser Zusammenhang dimensionsloser Kennzahlen beinhaltet mit der Film-Reynoldszahl  $Re_F$ , wie viel Kondensat an einem Rippenrohr gebildet wird. Die Bond-Zahl  $Bo$  trifft eine Aussage darüber, wie das Kondensat am Rippenrohr abläuft und im unteren Rohrbereich in den Rippenzwischenräumen gestaut wird. Sie berücksichtigt den Einfluss der Oberflächenspannung  $\sigma$  und der Erdbeschleunigung auf das Abflussverhalten des Kondensats. Die in Abschnitt 8.3.2 neu definierte Rohrkennzahl  $Ro$ , die den Temperatursausgleich in einer Rippe berücksichtigt, trifft eine Aussage darüber, welchen Einfluss der Rohrwerkstoff auf den Kondensationsvorgang und somit auf den Wärmeübergang an einem Rippenrohr hat. Der Rippenparameter  $(t/s)$ , also das Verhältnis von Rippendicke zu Rippenabstand, berücksichtigt den Einfluss des Rippenrohrtyps, also der Rippendichte, was ebenfalls entscheidend für das Abflussverhalten des Kondensats ist.

Gleichung (8.21) ist eine einfach zu handhabende mathematische Gleichung zur Berechnung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten bei der Kondensation von Reinstoffen an einem Rippenrohr. Der dimensionslose äußere Wärmeübergangskoeffizient kann damit in Form der Kondensations-Zahl mit einer Genauigkeit von  $\pm 20\%$  voraus berechnet werden.

Die Ergebnisse in Kapitel 7 zeigen, dass an den unteren Rohren in einem Rippenrohrbündel der gleiche äußere Wärmeübergangskoeffizient gemessen wird, wie am obersten Rippenrohr. Dieses verhält sich wie ein einzelnes horizontales Rippenrohr, dessen experimentell bestimmter äußerer Wärmeübergangskoeffizient für die Entwicklung des vorgestellten Modellansatzes genutzt wird. Somit kann dieser Zusammenhang zur Auslegung von Wärmeübertragern mit Rippenrohren (Einzelrohr und Rohrbündel) genutzt werden.



## 9 Zusammenfassung und Ausblick

Zur experimentellen Bestimmung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten bei der Kondensation von Reinstoffen an horizontalen Rohren wurde eine Einzelrohr-Anlage und eine Rohrbündel-Anlage aufgebaut. Damit wurde die Kondensation der Reinstoffe iso-Propanol, n-Pentan, n-Heptan, iso-Oktan und Wasser an einem einzelnen horizontalen Glattrohr und Rippenrohr, sowie an einem Rohrbündel, bestehend aus drei untereinander angeordneten Glattrohren oder Rippenrohren untersucht. Die untersuchten Rohre sind Glattrohre aus Baustahl oder Edelstahl und GEWA-K30 Rippenrohre aus Baustahl oder Edelstahl, GEWA-K30 Rippenrohre mit Kerbe aus Baustahl und GEWA-K36 Rippenrohre aus Titan. Die Berechnung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten erfolgt ausgehend vom experimentell bestimmten Wärmedurchgangskoeffizienten, dem inneren Wärmeübergangskoeffizienten nach GNIELINSKI 2012 und Angaben vom Rohrerhersteller WIELAND 2015 zur Wärmeleitfähigkeit des Rohrwerkstoffes. Als Bezugsfläche für den äußeren Wärmeübergangskoeffizienten wird die zylindrische äußere Oberfläche gewählt, die gleich der äußeren Oberfläche eines äquivalenten Glattrohres mit dem Außendurchmesser an der Rippenspitze des Rippenrohres ist. Die Wärmeleitfähigkeit wird mit dem Verhältnis vom Durchmesser im Rippental und dem Innendurchmesser berücksichtigt. Der innere Wärmeübergangskoeffizient wird mit der zylindrischen glatten Innenfläche der Rohre berechnet.

Bei der Kondensation der Reinstoffe iso-Propanol, n-Pentan, n-Heptan und iso-Oktan an einem Glattrohr aus Baustahl oder Edelstahl werden für Wärmestromdichten zwischen 16 und 30 kW/m<sup>2</sup> äußere Wärmeübergangskoeffizienten zwischen 1200 und 2000 W/(m<sup>2</sup> K) gemessen. Diese Daten können mit der Theorie von NUSSELT 1916 sehr gut reproduziert werden. Kondensiert man diese Reinstoffe an einem GEWA-K30 Rippenrohr oder einem GEWA-K30 Rippenrohr mit Kerbe jeweils aus Baustahl, misst man bei Wärmestromdichten zwischen 18 und 34 kW/m<sup>2</sup> Wärmeübergangskoeffizienten zwischen 7500 und 12000 W/(m<sup>2</sup> K). Daraus ergibt sich eine Verbesserung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten an einem GEWA-K30 Rippenrohr aus Baustahl im Vergleich zu einem äquivalenten Glattrohr um ungefähr das 5- bis 8-fache. Eine weitere Steigerung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten bei der Kondensation an einem Rippenrohr mit Kerbe wird nicht beobachtet. Die Verbesserung bei der Kondensation dieser Reinstoffe an einem GEWA-K30 Rippenrohr aus Edelstahl beträgt im Vergleich zu einem äquivalenten Glattrohr in etwa das 3- bis 6-fache. Die Steigerung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten bei der Kondensation der untersuchten Reinstoffe an einem GEWA-K36 Rippenrohr aus Titan beträgt im Vergleich zu einem äquivalenten Glattrohr circa das 5- bis 7-fache.

Diese Verbesserung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten an einem Rippenrohr ist auf zwei Effekte zurückzuführen: Erstens ist die äußere Oberfläche an der Wärmeübergang stattfindet bei diesen Rohren aufgrund der Rippenstruktur deutlich größer als am Glattrohr. Der Flächenvergrößerungsfaktor liegt bei den verwendeten Rippenrohren bei circa 3. Der zweite Grund ist das Ablaufverhalten des Kondensats. Bezug nehmend auf Kapitel 1 wird dieses Ablaufverhalten des Kondensats von BRIGGS & ROSE 1999 ausführlich in einem Satz erklärt: Aufgrund eines Druckgradienten wird das Kondensat von den Rippen spitzen in das Rippental gezogen. Dort läuft es aufgrund der Schwerkraft nach unten ab, wo es aufgrund von Kapillarkräften in den Rippenzwischenräumen gestaut wird. Aufgrund dieses Verhaltens des Kondensats stellt sich am Rippenrohr ein Flutungswinkel ein, mit dem das Rohr in einen oberen ungefluteten Bereich und in einen unteren gefluteten Bereich eingeteilt werden kann. Da der obere Rohrbereich so fast vollständig frei von Kondensat ist, treten hier besonders hohe lokale Wärmeübergangskoeffizienten auf. Im unteren Rohrbereich ist der Wärmeübergang durch das angestaute Kondensat gehemmt. Trotzdem ist der integrale Wärmeübergangskoeffizient bei der Kondensation von Reinstoffen so insgesamt deutlich größer als an einem vergleichbaren Glattrohr. Die Verbesserung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten bei der Kondensation von Gemischen an Rippenrohren muss durch entsprechende Messungen überprüft werden.

Bei der Kondensation an einem Glattrohrbündel ist deutlich der aus der Literatur bekannte Inundationseffekt erkennbar (BELGHAZI ET AL. 2002b, MURASE ET AL. 2006). Durch das vom oberen Rohr auf ein darunterliegendes Rohr abtropfende Kondensat wird der Kondensatfilm am unteren Rohr dicker. Aufgrund des dicker werdenden Kondensatfilms nimmt der Wärmeleitwiderstand durch diese Kondensatschicht zu. Da dieser Widerstand in der Berechnung im äußeren Wärmeübergangskoeffizienten berücksichtigt wird, wird dieser dadurch kleiner. Daraus resultiert eine Verschlechterung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten mit steigender Rohrreihe, da die abtropfende Kondensatmenge von Rohrreihe zu Rohrreihe zunimmt. Die theoretischen Modelle von KERN 1958 und CHENG & WANG 1994 geben diese Beobachtung wieder. Der äußere Wärmeübergangskoeffizient kann damit bei der Kondensation von iso-Propanol, n-Pentan und iso-Oktan an einem Rohrbündel aus drei untereinander angeordneten Glattrohren aus Baustahl gut wiedergegeben werden.

Bei der Kondensation an einem Rippenrohrbündel ist keine Verschlechterung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten mit steigender Rohrreihe beobachtbar. Der Grund dafür ist, dass im untersuchten Wärmestromdichtebereich das Kondensat in Form von Tropfen oder Säulen von den Rohren abfließt. Dort wo das Kondensat an einem Rippenrohr in den unteren Rohrreihen auftritt, ist der Rippenzwischenraum kurzzeitig geflutet, bis sich wieder der ursprüngliche Flutungswinkel einstellt. Bei den untersuchten Wärmestromdichten sind zu wenig Abtropfstellen vorhanden, weshalb kein Einfluss von Inundation auf den äußeren Wärmeübergangskoeffizienten zu sehen ist. Mit den theoretischen Modellen von KATZ & GEIST 1948 und WEBB & MURAWSKI 1990 kann wiedergegeben werden, dass keine Verschlechterung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten mit steigender Rohrreihe vorhanden ist. Allerdings überschätzt das Modell von WEBB & MURAWSKI 1990 den äußeren Wärmeübergangskoeffizienten deutlich, wohingegen mit

dem Modell von KATZ & GEIST 1948 der äußere Wärmeübergangskoeffizient sehr gut reproduziert werden kann. Eine Überprüfung, ob an einem Rohrbündel mit mehr als drei Rohren untereinander die gleichen Beobachtungen gemacht werden können, könnte durch einen Umbau und weitere Messungen an der Rohrbündel-Anlage durchgeführt werden.

Mit den vorgestellten experimentellen Ergebnissen und theoretischen Erklärungen können die in Kapitel 4 gestellten Fragen beantwortet werden:

*Lohnt sich der Einsatz von Rohren mit strukturierter Außenfläche für Anwendungen in der chemischen Industrie? Welche Vor- oder Nachteile können sich durch den Einsatz von Rippenrohren in Wärmeübertragern für den Anlagenbetreiber ergeben?*

Die Ergebnisse zeigen, dass der äußere Wärmeübergangskoeffizient um ein Vielfaches gegenüber dem an einem Glattrohr verbessert werden kann. Der Einsatz von Rippenrohren anstatt konventionellen Glattrohren kann daher zur Steigerung des Wärmeübergangs beitragen. Wärmeübertrager mit Rippenrohren können deshalb bei gleicher Leistung deutlich kleiner und kompakter gebaut werden. Somit können entweder Platz, Material, Gewicht und dadurch die Kosten des Wärmeübertragers eingespart werden oder es kann eine bessere Wärmeintegration realisiert werden. Da mit solchen Wärmeübertragern kleinere Temperaturdifferenzen zwischen kondensierendem und wärmeaufnehmendem Fluid möglich sind, können Prozessströme als Kühlmittel genutzt werden. Die aufwändige Bereitstellung und Temperierung des Kühlmediums entfällt somit. Die durch Wärmeintegration und kompaktere Bauweise von Apparaten resultierende Optimierung von chemischen Prozessen führt zu einer besseren Effizienz der Anlagen. Eine dadurch bedingte Energieeinsparung kann zu einer Reduzierung des CO<sub>2</sub>-Ausstoßes beitragen. Der Einsatz von Rippenrohren in Wärmeübertragern der chemischen Industrie ist also lohnend und bietet dem Anlagenbetreiber die soeben genannte Vorteile.

*Können die in der veröffentlichten Literatur vorhandenen Daten und Modelle genutzt werden, um Wärmeübertrager mit Rippenrohren aus Stahl oder Titan für die Kondensation von Kohlenwasserstoffen oder Alkoholen in der chemischen Industrie auszulegen?*

Der äußere Wärmeübergangskoeffizient, der an den Rohren in den unteren Rohrreihen eines Rippenrohrbündels gemessen wird, entspricht dem, der am obersten Rohr gemessen wird. Das oberste Rohr verhält sich dabei wie ein einzelnes horizontales Rippenrohr, da auf dieses kein Kondensat von oben tropft. Mit den bestehenden theoretischen Modellen zur Berechnung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten an einem einzelnen Rippenrohr (BRIGGS & ROSE 1994, KUMAR ET AL. 2002b und AL-BADRI ET AL. 2013) können die experimentellen Daten nur bedingt reproduziert werden. Das Modell von AL-BADRI ET AL. 2013 gibt die Daten deutlich besser wieder als das Modell von BRIGGS & ROSE 1994 oder KUMAR ET AL. 2002b. Diese beiden Modelle sind an experimentelle Daten bei der Kondensation von Kältemitteln und Wasser an Rippenrohren aus Kupfer angepasst. Eine Übereinstimmung mit den vorliegenden experimentellen Daten (Kondensation von iso-Propanol und Kohlenwasserstoffen an Rippenrohren aus Baustahl, Edelstahl oder Titan) muss daher nicht zwingend gegeben sein. Deshalb wird eine Gleichung ermittelt, mit der der äußere Wärmeübergangskoeffizient in Form der dimensionslosen

Kondensations-Zahl, abhängig von weiteren dimensionslosen Kennzahlen berechnet werden kann.

Die Kondensationszahl ist definiert als Produkt einer Konstanten, der Film-Reynolds-Zahl, der Bond-Zahl, der Rohrkenzahl und eines dimensionslosen Parameters, der die Rippendichte eines Rippenrohres beschreibt. Die Film-Reynolds-Zahl gibt an, wie viel Kondensat bei der Kondensation von Reinstoffen an einem Rippenrohr gebildet wird. Die Bond-Zahl wird genutzt, um zu beschreiben, wie das Kondensat an den Rippen abläuft und aufgrund der Oberflächenspannung in den Rippenzwischenräumen gehalten wird. Die Rohrkenzahl trifft eine Aussage darüber, wie der Temperaturunterschied zwischen Dampf und Kühlwasser in den Rippen abgeleitet wird. Der dimensionslose Rippenparameter ist das Verhältnis der Rippendicke zum Rippenabstand und beschreibt somit die Rippendichte. Der äußere Wärmeübergangskoeffizient kann mit diesen Kennzahlen unabhängig vom kondensierenden Fluid, des Rohrwerkstoffes und der Rippendichte bei der Kondensation von Reinstoffen an einem horizontalen GEWA-K Rippenrohr berechnet werden. Auch bei der Kondensation von Wasser an einem GEWA-K30 Rippenrohr kann der äußere Wärmeübergangskoeffizient mit dem entwickelten Kennzahlensatz sehr gut reproduziert werden. Die theoretischen Modelle aus der veröffentlichten Literatur versagen hierbei. Die Anwendbarkeit oder Erweiterung des Kennzahlensatzes auf andere Reinstoffe, Rippenrohrtypen und auch Gemische muss allerdings durch weitere Messungen überprüft werden.

Anstatt der bereits in der Literatur vorhandenen Modelle, deren Allgemeingültigkeit durch einen Vergleich mit den hier durchgeführten Messungen nicht bestätigt werden konnte, kann der entwickelte Zusammenhang dimensionsloser Kennzahlen zur einfachen, schnellen und sicheren Auslegung von Wärmeübertragern bei der Kondensation von iso-Propanol, n-Pentan, n-Heptan, iso-Oktan und Wasser an GEWA-K30 Rippenrohren aus Baustahl oder Edelstahl und GEWA-K36 Rippenrohren aus Titan genutzt werden. Die Gültigkeit des Kennzahlensatzes für andere Anwendungsfälle sollte noch überprüft werden. Dabei sollen nicht nur weitere Reinstoffe (weitere Alkohole und Kohlenwasserstoffe) sondern auch weitere GEWA-K Rippenrohre untersucht werden. Mit Rippenrohren unterschiedlicher Rippendichten, Rippenhöhen und Werkstoffe können die neu definierte Rohrkenzahl und die Abhängigkeit des Verhältnisses Rippendicke zu Rippenabstand verifiziert werden. Eine mögliche Erweiterung oder Modifizierung des Rippenparameters auf nicht rechteckförmige Rippen sollte dabei ebenfalls in Betracht gezogen werden.



# A Anhang

## A.1 Steigerungsfaktor nach BRIGGS & ROSE 1994 bei nicht konstanter Wandtemperatur

Ausgehend von Gleichung (3.27) wird im Folgenden die Berechnung der einzelnen Wärmeströme, Wärmestromdichten und Temperaturdifferenzen bei der Kondensation an einem Rippenrohrsegment der Länge  $(s + t)$  nach BRIGGS & ROSE 1994 erläutert.

**Wärmestrom im gefluteten Bereich** Der Wärmestrom  $\dot{Q}_{\text{gefutet}}$  wird im gefluteten Bereich nur an den Rippenspitzen übertragen:

$$\dot{Q}_{\text{gefutet}} = \dot{q}_{\text{gefutet}} \cdot (\pi - \phi_F) \cdot d_{\text{Spitze}} \cdot t \quad (\text{A.1})$$

mit der Wärmestromdichte  $\dot{q}_{\text{gefutet}}$  an der Rippenspitze im gefluteten Bereich:

$$\dot{q}_{\text{gefutet}} = \left[ \frac{\rho \cdot \Delta h_V}{\eta} \cdot (\lambda \cdot \Delta T_{\text{gefutet}})^3 \left( 0,281 \cdot \left( \frac{\Delta \rho \cdot g}{d_{\text{Spitze}}} \right) + B_{\text{Spitze}} \cdot \left( \frac{\sigma}{t^3} \right) \right) \right]^{1/4} \quad (\text{A.2})$$

und  $B_{\text{Spitze}}$  als dimensionslose Konstante, sowie  $\Delta T_{\text{gefutet}}$  als Temperaturdifferenz zwischen Dampf und Rippenspitze im gefluteten Bereich

$$\begin{aligned} \Delta T_{\text{gefutet}} &= T_{\text{Dampf}} - T_{\text{gefutet}} \\ &= T_{\text{Dampf}} - \left( T_{\text{Tal}} + \dot{q}_{\text{gefutet}} \cdot \frac{h}{\lambda_{\text{Rohr}}} \right) . \end{aligned} \quad (\text{A.3})$$

Die Berechnung dieser Temperaturdifferenz erfolgt iterativ mit den Gleichungen (A.2) und (A.3).

**Temperaturdifferenzen im ungefluteten Bereich** Unter der Annahme nicht konstanter Wandtemperatur gilt für den Temperaturverlauf  $\Delta T(x)$  für niedrige Rippen der Höhe  $h$  mit  $x$  von 0 bis  $h$  (BRIGGS & ROSE 1994)

$$\frac{\Delta T(x)}{\Delta T_{\text{Tal}}} = \frac{\cosh [m \cdot (h - x)] + \left( \frac{\alpha_{\text{Spitze}}}{m \cdot \lambda_{\text{Rohr}}} \right) \cdot \sinh [m \cdot (h - x)]}{\cosh [m \cdot h] + \left( \frac{\alpha_{\text{Spitze}}}{m \cdot \lambda_{\text{Rohr}}} \right) \cdot \sinh [m \cdot h]} . \quad (\text{A.4})$$

Damit folgt für den Temperaturverlauf  $\Delta T_{Spitze}$  zwischen Dampf und Rippenspitze im ungefluteten Rohrbereich

$$\Delta T_{Spitze} = \Delta T(x = h) = \frac{\Delta T_{Tal}}{\cosh [m \cdot h] + \left( \frac{\alpha_{Spitze}}{m \cdot \lambda_{Rohr}} \right) \sinh [m \cdot h]} \quad (\text{A.5})$$

mit dem lokalen äußeren Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{Spitze}$  an der Rippenspitze

$$\alpha_{Spitze} = \frac{\dot{q}_{Spitze}}{\Delta T_{Spitze}} = \left[ \frac{\varrho \cdot \Delta h_V \cdot \lambda^3}{\eta \cdot \Delta T_{Spitze}} \left( 0,281 \cdot \left( \frac{\Delta \varrho \cdot g}{d_{Spitze}} \right) + B_{Spitze} \cdot \left( \frac{\sigma}{t^3} \right) \right) \right]^{1/4} . \quad (\text{A.6})$$

Für den mittleren Temperaturverlauf  $\overline{\Delta T}_{Seite} = \frac{1}{h} \cdot \int_h^0 \Delta T(x) dx$  zwischen Dampf und Rippenseite im ungefluteten Rohrbereich ergibt sich mit Gleichung (A.4)

$$\overline{\Delta T}_{Seite} = \frac{\Delta T_{Tal}}{m \cdot h} \left[ \frac{\sinh [m \cdot h] + \left( \frac{\alpha_{Spitze}}{m \cdot \lambda_{Rohr}} \right) (\cosh [m \cdot h] - 1)}{\cosh [m \cdot h] + \left( \frac{\alpha_{Spitze}}{m \cdot \lambda_{Rohr}} \right) \sinh [m \cdot h]} \right] . \quad (\text{A.7})$$

Der lokale äußere Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{Seite}$  an der Rippenseite wird berechnet mit dem Verhältnis der Wärmestromdichte  $\dot{q}_{Seite}$  an der Rippenseite und der Temperaturdifferenz  $\overline{\Delta T}_{Seite}$  nach Gleichung (A.7)

$$\alpha_{Seite} = \frac{\dot{q}_{Seite}}{\overline{\Delta T}_{Seite}} = \left[ \frac{\varrho \cdot \Delta h_V \cdot \lambda^3}{\eta \cdot \overline{\Delta T}_{Seite}} \left( 0,791 \cdot \left( \frac{\Delta \varrho \cdot g}{h_v} \right) + B_{Seite} \cdot \left( \frac{\sigma}{h^3} \right) \right) \right]^{1/4} \quad (\text{A.8})$$

mit dem Parameter

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_{Seite}}{\lambda_{Rohr} \cdot t}} . \quad (\text{A.9})$$

Da berücksichtigt werden muss, dass im ungefluteten Rohrbereich in den Ecken zwischen dem Rippental und der Rippenseite Kondensat haftet, ergibt sich für die mittlere vertikale Rippenhöhe  $h_v$

$$h_v = \frac{\phi_F}{\sin(\phi_F)} \cdot h , \quad \text{für} \quad \phi_F \leq \frac{\pi}{2} \quad (\text{A.10})$$

$$h_v = \frac{\phi_F}{2 - \sin(\phi_F)} \cdot h , \quad \text{für} \quad \frac{\pi}{2} < \phi_F \leq \pi . \quad (\text{A.11})$$

Die Temperaturdifferenzen  $\Delta T_{Spitze}$  und  $\overline{\Delta T}_{Seite}$  können mit den obigen Gleichungen iterativ bestimmt werden. Die Temperaturdifferenz  $\Delta T_{Tal}$  zwischen Dampf und Rippental im ungefluteten Rohrbereich kann mit dem übertragenen Wärmestrom  $\dot{Q}$ , dem

thermischen Widerstand  $R_{\alpha,innen}$  an der Innenseite des Rohres und dem Wärmeleitwiderstand  $R_\lambda$  durch die Rohrwand berechnet werden:

$$\begin{aligned}\Delta T_{Tal} &= T_{Dampf} - T_{Tal} \\ &= T_{Dampf} - (T_{KW} + \Delta T_{(Tal-KW)}) \\ &= T_{Dampf} - (T_{KW} + \dot{Q} \cdot (R_{\alpha,innen} + R_\lambda)) .\end{aligned}\quad (A.12)$$

Damit ergibt sich dann

$$\Delta T_{Tal} = T_{Dampf} - \left[ T_{KW} + \dot{Q} \cdot \left( \frac{1}{\alpha_{innen} \cdot A_{innen}} + \frac{\ln\left(\frac{d_{au\beta en}}{d_{innen}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{Rohr} \cdot (s + t)} \right) \right] .\quad (A.13)$$

**Wärmestrom im ungefluteten Bereich an der Rippe** Der Wärmestrom  $\dot{Q}_{Rippe}$  wird im ungefluteten Bereich an den Rippenspitzen und den Rippenseiten übertragen

$$\dot{Q}_{Rippe} = \phi_F \cdot \left[ d_{Spitze} \cdot t \cdot \dot{q}_{Spitze} + (1 - f_{Seite}) \cdot \frac{d_{Spitze}^2 - d_{Tal}^2}{2} \cdot \dot{q}_{Seite} \right] \quad (A.14)$$

mit der Wärmestromdichte an der Rippenseite  $\dot{q}_{Seite}$

$$\dot{q}_{Seite} = \left[ \frac{\varrho \cdot \Delta h_V}{\eta} \cdot (\lambda \cdot \overline{\Delta T}_{Seite})^3 \left( 0,791 \cdot \left( \frac{\Delta \varrho \cdot g}{h_v} \right) + B_{Seite} \cdot \left( \frac{\sigma}{h^3} \right) \right) \right]^{1/4} \quad (A.15)$$

und  $\overline{\Delta T}_{Seite}$  als Temperaturdifferenz zwischen Dampf und der gemittelten Temperatur an der Rippenseite, sowie  $B_{Seite}$  als dimensionslose Konstante. Der Parameter  $f_{Seite}$  ist der Anteil der Rippenseiten, der im ungefluteten Bereich mit dem in den Ecken (zwischen Rippental und Rippenseiten) haftenden Kondensat bedeckt ist (siehe Abbildung 3.9) (MASUDA & ROSE 1987b):

$$f_{Seite} = \frac{2 \cdot \sigma}{\varrho \cdot g \cdot d_{Tal} \cdot h} \cdot \frac{\tan(\phi_F/2)}{\phi_F} .\quad (A.16)$$

Damit wird berücksichtigt, dass auch im ungefluteten Rohrbereich Kondensat im Rippenzwischenraum haften bleibt (siehe Abbildung 3.9).

**Wärmestrom im ungefluteten Bereich im Rippental** Der Wärmestrom  $\dot{Q}_{Tal}$  wird im ungefluteten Bereich im Rippental übertragen:

$$\dot{Q}_{Tal} = \phi_F \cdot (1 - f_{Tal}) \cdot d_{Tal} \cdot s \cdot \dot{q}_{Tal} .\quad (A.17)$$

Dabei ist  $f_{Tal}$  der Anteil des Rippentals, der im ungefluteten Bereich mit dem in den Ecken (zwischen Rippental und Rippenseiten) haftenden Kondensat bedeckt ist (siehe Abbildung 3.9) (MASUDA & ROSE 1987b):

$$f_{Tal} = \frac{4 \cdot \sigma}{\varrho \cdot g \cdot d_{Tal} \cdot s} \cdot \frac{\tan(\phi_F/2)}{\phi_F} . \quad (\text{A.18})$$

Die Wärmestromdichte im Rippental  $\dot{q}_{Tal}$  wird als

$$\dot{q}_{Tal} = B_L \cdot \left[ \frac{\varrho \cdot \Delta h_V}{\eta} \cdot (\lambda \cdot \Delta T_{Tal})^3 \left( (\xi(\phi_F))^3 \cdot \left( \frac{\Delta \varrho \cdot g}{d_{Tal}} \right) + B_{Tal} \cdot \left( \frac{\sigma}{s^3} \right) \right) \right]^{1/4} \quad (\text{A.19})$$

mit  $\Delta T_{Tal}$  als Temperaturdifferenz zwischen Dampf und der Temperatur im Rippental, sowie  $B_L$  und  $B_{Tal}$  als dimensionslose Konstanten berechnet. Mit der Funktion  $\xi(\phi_F)$  kann die Dicke des Kondensatfilms im ungefluteten Bereich näherungsweise berechnet werden:

$$\begin{aligned} \xi(\phi_F) = & 0,874 + 0,1991 \cdot 10^{-2} \cdot \phi_F - 0,2642 \cdot 10^{-1} \cdot \phi_F^2 \\ & + 0,5530 \cdot 10^{-2} \cdot \phi_F^3 - 0,1363 \cdot 10^{-2} \cdot \phi_F^4 . \end{aligned} \quad (\text{A.20})$$

Die dimensionslosen Konstanten  $B_{Spitze}$ ,  $B_{Seite}$ ,  $B_{Tal}$  und  $B_L$  sind von BRIGGS & ROSE 1994 an experimentelle Daten angepasst. Mit den Werten  $B_{Spitze} = B_{Seite} = B_{Tal} = 0,143$  und  $B_L = 2,96$  kann der Großteil der verfügbaren experimentellen Daten bei der Kondensation an Rippenrohren aus Kupfer mit einer Genauigkeit von  $\pm 20\%$  wiedergegeben werden (ROSE 1994).

## A.2 Herleitung der Nußeltschen Wasserhauttheorie am Rohrbündel

Ausgehend von der Theorie von NUSSELT 1916 leiten WEBB & MURAWSKI 1990 den äußeren Wärmeübergangskoeffizienten an einem Rohr in der  $n$ -ten Rohrreihe her. Gleichung (3.16) kann in Abhängigkeit des Exponenten  $m$  als

$$\alpha_{au\beta en,GR,lokal} = 0,728 \cdot \left[ \frac{\Delta h_V}{\Delta T_{(Dampf-Wand)}} \cdot \frac{\varrho \cdot \Delta \varrho \cdot g}{\eta} \cdot \frac{\lambda^3}{d_{au\beta en}} \right]^m \quad (\text{A.21})$$

geschrieben werden. Daraus folgt für den mittleren äußeren Wärmeübergangskoeffizienten  $\bar{\alpha}_{au\beta en,GR,n}$  an einem Rohrbündel, das aus  $n$  untereinander angeordneten Rohren besteht

$$\bar{\alpha}_{au\beta en,GR,n} = 0,728 \cdot \left[ \frac{\Delta h_V}{\Delta T_{(Dampf-Wand)}} \cdot \frac{\varrho \cdot \Delta \varrho \cdot g}{\eta} \cdot \frac{\lambda^3}{d_{au\beta en}} \cdot \frac{1}{n} \right]^m . \quad (\text{A.22})$$

Dividiert man Gleichung (A.22) durch Gleichung (A.21), folgt daraus

$$\bar{\alpha}_{\text{au\ss en,GR},n} = \alpha_{\text{au\ss en,GR},1} \cdot n^{-m} . \quad (\text{A.23})$$

Dabei kann  $\bar{\alpha}_{\text{au\ss en,GR},n}$  als

$$\bar{\alpha}_{\text{au\ss en,GR},n} = \frac{\bar{\alpha}_{\text{au\ss en,GR},n-1} \cdot (n-1) + \alpha_{\text{au\ss en,GR},n}}{n} \quad (\text{A.24})$$

geschrieben werden. Diese Gleichung ergibt nach Umstellen

$$\alpha_{\text{au\ss en,GR},n} = n \cdot \bar{\alpha}_{\text{au\ss en,GR},n} - (n-1) \cdot \bar{\alpha}_{\text{au\ss en,GR},n-1} . \quad (\text{A.25})$$

Setzt man nun Gleichung (A.23) in Gleichung (A.25) ein, erhält man

$$\alpha_{\text{au\ss en,GR},n} = n \cdot \alpha_{\text{au\ss en,GR},1} \cdot n^{-m} - (n-1) \cdot \alpha_{\text{au\ss en,GR},1} \cdot (n-1)^{-m} . \quad (\text{A.26})$$

Diese Gleichung lässt sich nun vereinfachen zu

$$\frac{\alpha_{\text{au\ss en,GR},n}}{\alpha_{\text{au\ss en,GR},1}} = n^{1-m} - (n-1)^{1-m} . \quad (\text{A.27})$$

## A.3 Angaben zur Messsensorik

In der Einzelrohr-Anlage und in der Rohrbündel-Anlage werden für den Solldruck im Kondensator die gleichen Drucksensoren verwendet. Der Drucksensor PBMN 25B20AA11403201000 der Firma Baumer GmbH misst in einem Druckbereich von 0 bis 6 bar absolut mit einer Genauigkeitsklasse von 0,1 %. Das entspricht laut Hersteller einer Genauigkeit von 0,006 bar.

Die Drucksensoren werden mit einem System Referenzsensor LPC-2-0006-0-ABS und einem Kalibrator LPC200 (portables Handmessgerät für externen Sensor Typ LPC-2) kalibriert. Die Genauigkeit des Referenzsensors beträgt  $\pm 0,025\%$  vom Endwert.

Die Kühlwassertemperaturen am Kondensatoreintritt und -austritt werden mit jeweils einem Einschraub-Mantel-Widerstandsthermometer Pt1000 RM-Typ C14J-70/0, 3/4" NPT, 1.4571, B / M20x1,5 der Firma Rössel-Messtechnik GmbH gemessen. Die Genauigkeit ist nach DIN EN 60751 Klasse AA angegeben. Der Toleranzwert dieser Genauigkeitsklasse beträgt  $\pm (0,1 + 0,0017 \cdot |T|)$  mit  $|T|$  als Betrag des Absolutwertes der Temperatur in  $^{\circ}\text{C}$ . In der Rohrbündel-Anlage werden zur Messung der Kühlwassertemperaturen Mantel-Widerstandsthermometer 1xPt1000/0 RM-Typ WL-6,0-1Pt1000-AA-FS-49,4-10-TT-465-3/4" NPT der gleichen Genauigkeitsklasse verwendet. Um die Genauigkeit des elektrischen Signals der Temperaturmessung zu verbessern, werden in beiden Anlagen programmierbare 2-Draht Universalmessumformer mit der Bezeichnung 5331D3B Pretop (Typ: RM-Typ PR-5331D3B/EX) desselben Herstellers verwendet.

Sowohl die Drucksensoren als auch die Thermometer werden vom Anlagenbetreiber nochmals für den jeweiligen Anwendungsfall kalibriert. Für jede Messreihe (Rohrtyp –

kondensierendes Fluid) wird eine neue Kalibrierfunktion ermittelt. Zur Kalibrierung der Kühlwasserthermometer wird ein TTI-10 Präzision-2-Kanal Handmessgerät Pt100 mit einem Arbeitsnormal-Platinwiderstandsthermometer 935-14-61/TTI der Firma Klasmeier verwendet. Die Kalibrierung dieses Referenzthermometers wird in regelmäßigen Abständen von der Deutschen Akkreditierungsstelle GmbH als Kalibrierlaboratorium im Deutschen Kalibrierdienst im Bereich 5:0 °C bis 156 °C durchgeführt.

Der Durchfluss des Kühlwassers wird in der Einzelrohr-Anlage mit einem Coriolis-Durchflussmesser Promass 83F08, DN8 3/8" der Firma Endress + Hauser Messtechnik GmbH + Co.KG gemessen. Laut Kalibrierung des Herstellers beträgt die Abweichung bei einer Wassertemperatur von 26,4 °C, 0,029 % vom Messwert. Die Toleranzgrenze liegt bei 0,05 % vom Messwert. Die Toleranzgrenze des in der Rohrbündel-Anlage verwendeten Coriolis-Durchflussmessers Promass 83F25, DN25 1" der Firma Endress + Hauser Messtechnik GmbH + Co.KG liegt bei 0,1 % vom Messwert.

## A.4 Stoffdaten

Es folgen Angaben zu den Stoffdaten der untersuchten Reinstoffe iso-Propanol, n-Pentan, n-Heptan, iso-Oktan und Wasser sowie zum verwendeten Kühlmedium (Wasser).

### A.4.1 Stoffdaten der Reinstoffe bei Sättigungszustand

In Tabelle A.1 sind die von der Linde AG zur Verfügung gestellten Stoffdaten der Reinstoffe iso-Propanol, n-Pentan, n-Heptan, iso-Oktan und Wasser bei einem Sättigungsdampfdruck  $p_{sat} = 1,013$  bar angegeben. Dabei ist  $\rho_{Dampf}$  die Dichte des Dampfes,  $\rho$  die Dichte der flüssigen Phase, also des Kondensats,  $c_p$  die spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck,  $\lambda$  die Wärmeleitfähigkeit und  $\sigma$  die Oberflächenspannung des Kondensats. Mit  $\Delta h_V$  wird die Verdampfungsenthalpie bezeichnet.

**Tabelle A.1:** Stoffdaten der Reinstoffe beim Sättigungsdampfdruck  $p_{sat} = 1,013$  bar

Stoffgröße	Einheit	iso-Propanol	n-Pentan	n-Heptan	iso-Oktan	Wasser
$\rho_{Dampf}$	kg/m <sup>3</sup>	2,1173	2,9547	3,4514	3,9165	0,59752
$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	727,41	609,37	610,47	620,08	958,37
$c_p$	J/(kg K)	3217,55	2391,34	2608,50	2467,78	4215,64
$\eta$	10 <sup>-3</sup> · Pa s	0,49450	0,20919	0,21030	0,22838	0,281840
$\lambda$	W/(m K)	0,12525	0,10955	0,10008	0,08203	0,67908
$\sigma$	N/m	0,01673	0,01413	0,01254	0,01178	0,05892
$\Delta h_V$	kJ/kg	657,87	355,23	317,69	273,39	2256,5

### A.4.2 Stoffdaten des Kühlwassers

Zur Berechnung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_{au\beta en}$  nach dem Vorgehen in Abschnitt 5.4 werden die Dichte  $\rho_{KW}$ , die spezifische Wärmekapazität  $c_{p,KW}$ , die Viskosität  $\eta_{KW}$  und die Wärmeleitfähigkeit  $\lambda_{KW}$  des Kühlwassers benötigt. Die Berechnung dieser Stoffgrößen erfolgt mit den Gleichungen (A.28) bis (A.31) bei einer mittleren Kühlwassertemperatur  $T_{KW}$  (siehe Gleichung (5.9)) nach Daten von LINSTROM & MALLARD 2001:

$$\begin{aligned} \rho_{KW} = & -1,0008972600381 \cdot 10^{-11} \cdot T_{KW}^6 + 4,05263841026047 \cdot 10^{-9} \cdot T_{KW}^5 \\ & - 7,29946277961326 \cdot 10^{-7} \cdot T_{KW}^4 + 8,19468709060928 \cdot 10^{-5} \cdot T_{KW}^3 \\ & - 8,75306432555275 \cdot 10^{-3} \cdot T_{KW}^2 + 6,56152685231438 \cdot 10^{-2} \cdot T_{KW} \\ & + 9,99844464329475 \cdot 10^2 \end{aligned} \quad (\text{A.28})$$

mit  $\rho_{KW}$  in  $\text{kg}/\text{m}^3$  und  $T_{KW}$  in  $^\circ\text{C}$ ,

$$\begin{aligned} c_{p,KW} = & \left( 3,51265263722606 \cdot 10^{-13} \cdot T_{KW}^6 - 1,38248174086175 \cdot 10^{-10} \cdot T_{KW}^5 \right. \\ & + 2,29519453938849 \cdot 10^{-8} \cdot T_{KW}^4 - 2,05575147490004 \cdot 10^{-6} \cdot T_{KW}^3 \\ & + 1,12344487128644 \cdot 10^{-4} \cdot T_{KW}^2 - 3,35211496431151 \cdot 10^{-3} \cdot T_{KW} \\ & \left. + 4,21931632287093 \right) \cdot 1000 \end{aligned} \quad (\text{A.29})$$

mit  $c_{p,KW}$  in  $\text{J}/(\text{kg K})$  und  $T_{KW}$  in  $^\circ\text{C}$ ,

$$\begin{aligned} \eta_{KW} = & 4,86171922266791 \cdot 10^{-15} \cdot T_{KW}^6 - 1,85001369758378 \cdot 10^{-12} \cdot T_{KW}^5 \\ & + 2,94980358946051 \cdot 10^{-10} \cdot T_{KW}^4 - 2,62529461555655 \cdot 10^{-8} \cdot T_{KW}^3 \\ & + 1,49847729857238 \cdot 10^{-6} \cdot T_{KW}^2 - 6,09788995556538 \cdot 10^{-5} \cdot T_{KW} \\ & + 1,78960267495941 \cdot 10^{-3} \end{aligned} \quad (\text{A.30})$$

mit  $\eta_{KW}$  in  $\text{Pa s}$  und  $T_{KW}$  in  $^\circ\text{C}$ ,

$$\begin{aligned} \lambda_{KW} = & -1,13468067746065 \cdot 10^{-15} \cdot T_{KW}^6 - 5,05843219580114 \cdot 10^{-12} \cdot T_{KW}^5 \\ & + 1,93107323250459 \cdot 10^{-9} \cdot T_{KW}^4 - 2,46382147449955 \cdot 10^{-7} \cdot T_{KW}^3 \\ & + 3,46417209641965 \cdot 10^{-6} \cdot T_{KW}^2 + 1,88340929321294 \cdot 10^{-3} \cdot T_{KW} \\ & + 5,61090323353895 \cdot 10^{-1} \end{aligned} \quad (\text{A.31})$$

mit  $\lambda_{KW}$  in  $\text{W}/(\text{m K})$  und  $T_{KW}$  in  $^\circ\text{C}$ .

## A.5 Messunsicherheit

Allgemein berechnet sich die Messunsicherheit  $u_Y$  einer Zielgröße  $Y$  mit folgender Gleichung:

$$u_Y = \sqrt{\sum_{i=1}^m \left( \frac{\partial Y}{\partial X_i} \cdot u_{X,i} \right)^2} . \quad (\text{A.32})$$

Zunächst leitet man die Berechnungsgleichung für die Zielgröße  $Y$  nach den  $m$  verschiedenen Einflussgrößen  $X_i$  ab und multipliziert diese partielle Ableitung mit der Messunsicherheit  $u_{X,i}$  der Einflussgröße  $X_i$ . Anschließend werden die Quadrate daraus aufsummiert und abschließend die Wurzel daraus gebildet.

Beim hier vorliegenden Fall ist die Zielgröße der äußere Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{\text{au\ss}en}$ . Dieser ist eine Funktion der Wärmestromdichte  $\dot{q}$ , der logarithmischen Temperaturdifferenz  $\Delta T_{\text{log}}$  und des inneren Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_{\text{innen}}$ . Die Berechnung der Messunsicherheit erfolgt in Anlehnung an das Vorgehen von BELGHAZI ET AL. 2001:

$$\alpha_{\text{au\ss}en} = f(\dot{q}, \Delta T_{\text{log}}, \alpha_{\text{innen}}) . \quad (\text{A.33})$$

Damit folgt aus Gleichung (A.32)

$$u_{\alpha_{\text{au\ss}en}} = \sqrt{\left( \frac{\partial \alpha_{\text{au\ss}en}}{\partial \dot{q}} \cdot u_{\dot{q}} \right)^2 + \left( \frac{\partial \alpha_{\text{au\ss}en}}{\partial \Delta T_{\text{log}}} \cdot u_{\Delta T_{\text{log}}} \right)^2 + \left( \frac{\partial \alpha_{\text{au\ss}en}}{\partial \alpha_{\text{innen}}} \cdot u_{\alpha_{\text{innen}}} \right)^2} . \quad (\text{A.34})$$

Mit den Gleichungen (5.3) und (3.8) für den Wärmedurchgangskoeffizienten folgt für  $\alpha_{\text{au\ss}en}$

$$\alpha_{\text{au\ss}en} = \left[ \frac{\Delta T_{\text{log}}}{\dot{q}} - \frac{\ln\left(\frac{d_{\text{au\ss}en}}{d_{\text{innen}}}\right) \cdot d_{\text{au\ss}en}}{2 \cdot \lambda_{\text{Rohr}}} - \frac{1}{\alpha_{\text{innen}}} \cdot \frac{d_{\text{au\ss}en}}{d_{\text{innen}}} \right]^{-1} \quad (\text{A.35})$$

und für die partiellen Ableitungen

$$\frac{\partial \alpha_{\text{au\ss}en}}{\partial \dot{q}} = \frac{\Delta T_{\text{log}}}{\left[ \Delta T_{\text{log}} - \dot{q} \cdot \left( \frac{\ln\left(\frac{d_{\text{au\ss}en}}{d_{\text{innen}}}\right) \cdot d_{\text{au\ss}en}}{2 \cdot \lambda_{\text{Rohr}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{innen}}} \cdot \frac{d_{\text{au\ss}en}}{d_{\text{innen}}} \right) \right]^2} \quad (\text{A.36})$$



$$\frac{\partial \alpha_{au\beta en}}{\partial \Delta T_{log}} = - \frac{\dot{q}}{\left[ \Delta T_{log} - \dot{q} \cdot \left( \frac{\ln \left( \frac{d_{au\beta en}}{d_{in\beta en}} \right) \cdot d_{au\beta en}}{2 \cdot \lambda_{Rohr}} + \frac{1}{\alpha_{in\beta en}} \cdot \frac{d_{au\beta en}}{d_{in\beta en}} \right) \right]^2} \quad (\text{A.37})$$

$$\frac{\partial \alpha_{au\beta en}}{\partial \alpha_{in\beta en}} = - \frac{\left( \frac{d_{au\beta en}}{d_{in\beta en}} \right)}{\left[ \alpha_{in\beta en} \cdot \left( \ln \left( \frac{d_{au\beta en}}{d_{in\beta en}} \right) \cdot d_{au\beta en} - \frac{\Delta T_{log}}{\dot{q}} \right) + \left( \frac{d_{au\beta en}}{d_{in\beta en}} \right) \right]^2} \cdot \quad (\text{A.38})$$

Die Messunsicherheit für die Einflussgröße  $\Delta T_{log}$  ergibt sich zu

$$u_{\Delta T_{log}} = \pm \sqrt{2 \cdot u_{T_{Ref}}^2 + u_{p_{Ref}}^2 + u_{T_{KW, ein}}^2 + u_{T_{KW, aus}}^2 + u_{T_{p, Dampf}}^2} \cdot \quad (\text{A.39})$$

Dabei ist  $u_{T_{Ref}} = \pm 0,01$  K die Messunsicherheit des Referenzthermometers zur Kalibrierung der Kühlwassersensoren. Die Messunsicherheit  $u_{p_{Ref}} = \pm 0,0025$  bar ist die Messunsicherheit des Referenzdrucksensores zur Kalibrierung der Drucksensoren im Kondensator. Die Messunsicherheiten  $u_{T_{KW, ein}}$ ,  $u_{T_{KW, aus}}$  und  $u_{T_{p, Dampf}}$  sind die relativen Fehler mit denen die verwendeten Sensoren von der Kalibrierkurve abweichen. Diese Werte ändern sich von Messreihe zu Messreihe, da die Kühlwassersensoren je nach kondensiertem Reinstoff neu kalibriert werden.

Für die Messunsicherheit der Wärmestromdichte  $\dot{q}$  gilt

$$u_{\dot{q}} = \pm \sqrt{\left( \frac{\partial \dot{q}}{\partial \dot{m}_{KW}} \cdot u_{\dot{m}_{KW}} \right)^2 + \left( \frac{\partial \dot{q}}{\partial (T_{KW, aus} - T_{KW, ein})} \cdot u_{(T_{KW, aus} - T_{KW, ein})} \right)^2} \cdot \quad (\text{A.40})$$

Mit Gleichung (3.11) folgt für die Messunsicherheit der Wärmestromdichte

$$u_{\dot{q}} = \pm \sqrt{\left( \frac{c_{p, KW} \cdot (T_{KW, aus} - T_{KW, ein})}{A} \cdot u_{\dot{m}_{KW}} \right)^2 + \left( \frac{\dot{m}_{KW} \cdot c_{p, KW}}{A} \cdot u_{(T_{KW, aus} - T_{KW, ein})} \right)^2} \cdot \quad (\text{A.41})$$

Dabei ist  $c_{p, KW}$  die spezifische Wärmekapazität des Kühlwassers bei konstantem Druck und  $(T_{KW, aus} - T_{KW, ein})$  die Temperaturdifferenz des Kühlwassers zwischen Rohraustritt und -eintritt. Die Messunsicherheit  $u_{\dot{m}_{KW}}$  richtet sich nach Herstellerangaben des Coriolis-Durchflussmessers und ist mit  $\pm 0,05\%$  oder  $\pm 0,1\%$  des Messwertes angegeben. Die Messunsicherheit  $u_{(T_{KW, aus} - T_{KW, ein})}$  ist

$$u_{\dot{q}} = \pm \sqrt{2 \cdot u_{T_{Ref}}^2 + u_{T_{KW, ein}}^2 + u_{T_{KW, aus}}^2} \cdot \quad (\text{A.42})$$

Die Messunsicherheit des inneren Wärmeübergangskoeffizienten wird mit  $u_{\alpha_{innen}} = \pm 5\%$  abgeschätzt. Diese Annahme basiert auf einen Vortrag von GNIELINSKI 2012, in dem erwähnt wird, dass Gleichung (5.4) maximal um  $\pm 5\%$  von experimentellen Messwerten abweicht.

## A.6 Experimentelle Daten

In den nachfolgenden Abschnitten werden die experimentellen Daten bei der Kondensation der Reinstoffe iso-Propanol, n-Pentan, n-Heptan, iso-Oktan und Wasser an horizontalen Rohren gezeigt.

### A.6.1 Äußerer Wärmeübergangskoeffizient am Einzelrohr

**Tabelle A.2:** Experimentelle Daten zur Kondensation am horizontalen Glattrohr aus Baustahl bei  $p_{sat} = 1,013$  bar, Wärmestromdichte  $\dot{q}$  in  $\text{kW}/\text{m}^2$ , äußerer Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{au\beta en}$  in  $\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})$

iso-Propanol		n-Pentan		n-Heptan		iso-Oktan	
$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$
24,63	1841,06	18,84	1897,28	11,75	1546,43	17,77	1307,85
24,70	1857,16	20,58	1836,15	11,84	1563,35	17,88	1312,67
24,94	1867,77	20,63	1834,00	13,82	1525,86	17,94	1319,54
22,73	1926,72	20,47	1837,71	13,85	1529,88	17,92	1321,32
22,90	1924,08	20,54	1846,45	14,85	1515,88	17,94	1325,54
20,71	1982,66	21,39	1812,89	14,84	1514,20	17,24	1355,08
20,73	1991,36	21,44	1809,22			17,25	1354,65
21,93	1976,03	21,40	1815,67			17,90	1319,20
21,88	1975,76	22,41	1778,55			17,94	1324,03
29,64	1745,58	22,30	1794,05			17,20	1351,43
28,80	1775,80	22,33	1796,77			17,27	1354,55
28,93	1787,80	22,49	1790,59			17,30	1357,21
28,93	1790,89	21,69	1825,94			16,51	1384,76
28,14	1823,51	21,92	1852,15			16,68	1402,37
28,18	1829,50					16,76	1403,71
27,22	1859,27					15,97	1435,19
27,27	1863,34					18,15	1339,22
25,24	1908,20					18,10	1336,33
22,99	1961,96					18,10	1337,60
20,95	2024,47					17,39	1364,12
23,45	1994,80					17,44	1369,05
23,45	2011,79					16,73	1401,16
23,10	1957,01					16,77	1403,07

Fortsetzung – Experimentelle Daten zur Kondensation am horizontalen Glattrohr aus Baustahl bei  $p_{sat} = 1,013$  bar, Wärmestromdichte  $\dot{q}$  in kW/m<sup>2</sup>, äußerer Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{au\beta en}$  in W/(m<sup>2</sup> K)

iso-Propanol		n-Pentan		n-Heptan		iso-Oktan	
$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$
23,13	1958,07					15,94	1436,70
23,40	1998,36					15,92	1432,26
23,53	2007,76						
23,45	1987,37						
23,27	1974,87						
23,22	1957,98						
23,23	1962,55						
23,24	1963,10						
23,28	1964,40						
23,22	1965,55						
24,09	1914,01						
24,15	1931,70						
24,33	1943,84						
24,24	1945,59						
24,44	1952,81						
24,31	1953,57						
24,51	1957,58						
24,39	1959,33						
24,39	1962,61						
24,39	1951,92						
24,52	1972,64						
22,38	2045,07						
23,24	1988,92						
23,28	1991,61						
22,28	2031,86						
24,20	1945,70						
22,26	2026,86						
21,14	2059,74						
22,12	2012,41						
22,23	2026,60						
23,27	1988,84						
24,33	1965,28						
21,28	2077,26						
22,06	2001,29						
22,06	2000,55						
22,12	2007,30						
22,19	2020,54						
22,18	2018,37						

Fortsetzung – Experimentelle Daten zur Kondensation am horizontalen Glattrohr aus Baustahl bei  $p_{sat} = 1,013$  bar, Wärmestromdichte  $\dot{q}$  in  $\text{kW}/\text{m}^2$ , äußerer Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{au\beta en}$  in  $\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})$

iso-Propanol		n-Pentan		n-Heptan		iso-Oktan	
$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$
22,24	2024,66						
22,26	2027,75						
22,19	2016,73						
22,33	2041,79						
23,32	1998,84						
20,94	2029,79						
20,90	2024,73						
21,04	2045,01						
24,15	1942,03						
23,29	1995,06						

**Tabelle A.3:** Experimentelle Daten zur Kondensation am horizontalen Rippenrohr aus Baustahl bei  $p_{sat} = 1,013$  bar, Wärmestromdichte  $\dot{q}$  in  $\text{kW}/\text{m}^2$ , äußerer Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{au\beta en}$  in  $\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})$

iso-Propanol		n-Pentan		n-Heptan		iso-Oktan	
$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$
26,17	10308,09	28,02	8742,25			24,14	10048,16
26,28	10350,82	28,27	8697,10			21,15	10530,28
26,54	10670,00	29,00	8630,21			21,27	10655,01
26,44	10669,44	29,17	8634,89			18,27	11066,77
26,50	10718,14	29,16	8641,29			18,32	11249,69
26,53	10822,77	29,18	8631,53			24,04	10180,45
26,01	10130,71	30,39	8534,26			20,11	10950,06
26,45	10605,96	30,32	8530,34			20,11	10973,76
26,38	10727,25	30,55	8513,54			20,11	10973,76
26,41	10757,03	30,76	8605,86			22,67	10460,28
26,44	10737,71	30,59	8564,70			27,85	9247,06
26,38	10729,42	30,09	8569,71			29,22	9244,05
26,45	10716,33	29,20	8686,12			26,85	9656,36
26,43	10726,94	29,17	8693,23			26,85	9656,36
23,60	10969,89	29,36	8689,62			24,20	10183,98
23,54	10904,61	29,36	8689,62			29,26	9040,93
20,85	11362,86	28,52	8705,54			27,99	9238,42
20,90	11513,27	25,75	8809,57			27,86	9365,60
29,21	10499,45	25,72	8768,90			27,85	9439,01
29,24	10549,83	19,77	8988,86			26,50	9484,05
26,44	10783,75	24,78	8764,55			26,37	9434,52

Fortsetzung – Experimentelle Daten zur Kondensation am horizontalen Rippenrohr aus Baustahl bei  $p_{sat} = 1,013$  bar, Wärmestromdichte  $\dot{q}$  in kW/m<sup>2</sup>, äußerer Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{au\beta en}$  in W/(m<sup>2</sup> K)

iso-Propanol		n-Pentan		n-Heptan		iso-Oktan	
$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$
26,43	10785,47	23,72	8805,51			18,36	10895,61
26,37	10774,01	23,43	8895,88			21,32	10356,96
26,31	10746,33	22,39	8981,93			24,01	9917,07
29,11	10489,57	22,25	8974,64			26,75	9459,31
29,09	10488,30	21,27	9062,60			29,26	9145,32
29,41	10592,21	21,53	9024,01			27,80	9221,53
20,56	11112,42	20,99	8944,20			25,19	9698,72
20,86	11539,91	19,75	9001,01			25,19	9678,35
29,60	10509,87	19,77	8988,86			22,60	10184,49
29,13	10441,57	20,13	8918,86			19,73	10576,29
29,16	10433,57	19,78	8979,69			25,28	9442,87
29,16	10433,57	21,24	8943,18			22,37	9937,36
25,29	10887,44	22,27	8791,71			22,33	9961,16
23,60	11035,24	23,20	8630,44			19,47	10456,71
22,30	11225,88	23,25	8751,61			19,44	10414,20
20,90	11426,01	23,35	8722,57				
20,87	11515,46	23,18	8724,56				
22,38	11163,51	23,57	8942,60				
23,41	10945,65	23,42	8907,28				
25,15	10898,44	23,59	8800,24				
26,54	10668,51	23,33	8830,37				
27,91	10679,77	23,45	8844,33				
29,22	10545,72	25,66	8484,56				
22,22	11246,79	25,23	8419,92				
22,35	11181,17	25,30	8519,49				
23,92	11132,39	25,23	8431,32				
25,26	10929,61						
26,55	10702,10						
28,02	10636,01						
29,21	10590,67						
20,96	11393,48						
22,08	11225,92						
27,83	10693,22						
26,21	10660,43						
25,15	10989,33						
23,77	11162,36						
22,19	11232,01						
20,78	11478,81						

**Tabelle A.4:** Experimentelle Daten zur Kondensation am horizontalen Rippenrohr aus Baustahl mit Kerbe bei  $p_{sat} = 1,013$  bar, Wärmestromdichte  $\dot{q}$  in  $\text{kW/m}^2$ , äußerer Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{au\beta en}$  in  $\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})$

iso-Propanol		n-Pentan		n-Heptan		iso-Oktan	
$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$
20,56	10844,88	27,40	9442,48	31,24	9503,12	29,07	9019,79
20,66	11089,42	27,75	9408,60	31,31	9485,12	29,11	9086,77
20,82	11097,51	25,02	9483,56	22,94	10167,86	26,34	9145,64
20,58	11089,98	25,09	9501,55	22,64	10083,67	26,55	9536,82
20,76	10989,24	25,23	9497,52	22,70	10133,61	26,58	9545,60
17,89	11275,33	22,81	9728,24	19,93	10652,46	26,62	9507,32
17,52	11034,06	22,92	9720,39	19,96	10576,38	26,41	9090,73
17,74	11156,84	20,50	9789,58	29,40	9366,50	26,36	9109,60
20,53	10999,89	27,44	9269,51	29,29	9352,42	23,43	9345,45
20,46	10985,96	27,38	9327,59	26,68	9726,51	23,56	9387,40
20,48	11092,19	28,30	9243,55	26,64	9758,61	29,15	8959,39
23,27	10821,38	28,47	9253,06	23,97	10102,21	29,32	8994,16
23,37	10904,70	29,40	9184,39	24,24	10381,72	23,60	9355,95
20,67	10833,34	29,65	9178,88	23,97	10279,69	23,58	9373,85
23,23	10735,81	31,08	9154,58	27,86	9012,40	20,89	9789,12
23,59	10733,50	30,84	9209,72	27,71	8974,99	20,96	9786,59
23,34	10746,68	19,03	9796,32	27,80	9073,92	17,99	10124,44
23,34	10746,68	19,06	9825,05	30,69	9052,08	17,94	10093,79
26,39	10636,19	20,67	9706,14	29,92	9633,90	19,54	10258,96
26,43	10575,36	21,57	9772,09	29,88	9630,70	19,55	10220,65
20,65	11270,18	22,92	9636,22	28,56	9798,19	22,52	9871,37
20,77	10817,84	22,60	9566,89	28,43	9868,82	22,46	9881,22
20,69	10756,18	24,09	9470,00	27,07	9945,38	25,12	9506,95
20,39	10745,52	26,38	9364,60	27,19	10000,64	25,24	9485,51
23,18	10460,17	22,54	9660,64	25,58	9928,01	27,70	8977,26
23,32	10682,72	20,25	9767,26	24,06	9975,44	24,96	9251,82
23,59	10568,03	20,18	9652,88	24,35	10040,88	25,02	9302,03
26,22	10466,79	18,99	9849,88	24,18	10111,37	24,85	9293,44
26,37	10425,11	18,83	9875,31	22,86	10169,00	27,57	8960,99
26,51	10500,38	21,36	9782,40	22,64	10161,83	22,24	9670,86
26,37	10446,64	21,71	9846,87	19,98	10664,95	22,32	9566,63
23,33	10789,68	21,28	9810,64			18,98	9720,77
23,39	10803,22	21,61	9850,25			18,99	9729,09
20,75	11037,65	23,58	9529,18			19,00	9754,07
20,85	11011,74	23,93	9720,40			21,98	9408,94
26,58	10610,26	25,83	9438,86			20,84	9987,58
23,37	10673,73	30,24	9116,84			23,53	9463,36
23,41	10703,11	30,96	9272,09			23,58	9434,25

Fortsetzung – Experimentelle Daten zur Kondensation am horizontalen Rippenrohr aus Baustahl mit Kerbe bei  $p_{sat} = 1,013$  bar, Wärmestromdichte  $\dot{q}$  in kW/m<sup>2</sup>, äußerer Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{au\beta en}$  in W/(m<sup>2</sup> K)

iso-Propanol		n-Pentan		n-Heptan		iso-Oktan	
$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$
26,13	10463,68	29,42	9195,50			26,40	9251,35
26,52	10471,90	29,38	9213,34			26,69	9280,67
28,97	10381,34	28,20	9265,25			27,53	9024,04
29,30	10412,33	27,20	9444,28			27,70	9019,29
31,93	10360,53	26,14	9486,91				
23,32	10708,61	26,05	9494,91				
23,37	10609,61	24,75	9471,10				
26,33	10445,57	24,57	9321,75				
26,18	10489,62	23,36	9430,08				
29,15	10351,82						
29,04	10380,67						
32,06	10334,48						
23,54	10715,65						
23,56	10661,30						
26,21	10541,00						
26,28	10528,36						
29,24	10321,28						
29,06	10290,38						
31,69	10300,62						
31,75	10296,25						
23,77	10958,72						
31,65	10129,54						
23,67	10962,47						
29,20	10438,46						
23,56	10965,26						
26,23	10532,12						
23,53	10901,19						
23,23	10560,76						
23,26	10395,35						
23,25	10498,08						
23,34	10510,34						
23,30	10654,82						
26,18	10407,30						
28,82	10220,00						
29,21	10282,26						
28,69	10221,97						
31,58	10204,36						
32,12	10245,11						

Fortsetzung – Experimentelle Daten zur Kondensation am horizontalen Rippenrohr aus Baustahl mit Kerbe bei  $p_{sat} = 1,013$  bar, Wärmestromdichte  $\dot{q}$  in  $\text{kW}/\text{m}^2$ , äußerer Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{au\beta en}$  in  $\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})$

iso-Propanol		n-Pentan		n-Heptan		iso-Oktan	
$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$
30,51	10228,63						
30,70	10311,05						
27,70	10448,95						
27,48	10467,71						
27,43	10392,61						
26,41	10594,48						
26,32	10640,72						
25,15	10931,51						
25,22	10889,94						
30,37	10378,86						
30,42	10299,55						
31,60	10283,94						
30,55	10346,36						
30,37	10348,25						
27,87	10453,22						
27,55	10492,96						
24,89	10965,30						
24,83	10881,48						

**Tabelle A.5:** Experimentelle Daten zur Kondensation am horizontalen Rippenrohr aus Edelstahl bei  $p_{sat} = 1,013$  bar, Wärmestromdichte  $\dot{q}$  in  $\text{kW}/\text{m}^2$ , äußerer Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{au\beta en}$  in  $\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})$

iso-Propanol		n-Pentan		n-Heptan		iso-Oktan	
$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$
25,01	6405,31	25,55	6291,94	26,26	6127,98	21,35	6169,69
27,08	6427,35	25,86	6219,16	24,48	6422,44	23,50	6072,40
28,81	6286,43	25,70	6237,62	24,45	6416,05	23,46	6103,20
30,70	6278,68	24,09	6255,96	22,29	6402,39	25,37	5980,91
30,51	6326,07	23,76	6263,92	22,29	6360,15	25,45	5986,40
29,14	6423,96	22,32	6336,70	20,53	6677,72	27,23	5856,84
27,12	6546,91	22,19	6377,72	20,52	6717,38	27,16	5795,84
26,90	6548,28	22,13	6167,49	24,63	6520,89	29,42	5794,49
26,82	6512,89	21,94	6206,65	28,17	5998,74	31,19	5713,15
25,07	6627,80	28,55	5967,75	28,25	6078,73	30,83	5720,45
22,90	6686,82	28,77	5963,83	26,07	6008,11	30,24	5808,52
20,96	6764,42	28,68	6011,64	25,32	6297,71	30,09	5768,36
24,94	6736,27	26,87	6041,17	25,18	6178,41	28,39	5867,57



Fortsetzung – Experimentelle Daten zur Kondensation am horizontalen Rippenrohr aus Edelstahl bei  $p_{sat} = 1,013$  bar, Wärmestromdichte  $\dot{q}$  in kW/m<sup>2</sup>, äußerer Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{au\beta en}$  in W/(m<sup>2</sup> K)

iso-Propanol		n-Pentan		n-Heptan		iso-Oktan	
$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$
22,89	6810,76	27,19	6051,79	22,83	6096,54	26,42	5958,11
22,90	6837,59	28,38	5849,98	20,58	5883,38	26,46	5995,08
21,04	6913,55	30,39	5986,64	26,95	5969,52	24,57	6076,15
21,10	6861,72	30,23	5979,52	26,87	5950,92	24,65	6162,16
19,03	6917,19	30,18	5970,93	28,77	5831,73	22,64	6264,62
18,92	6831,55	25,66	6110,15	28,89	5838,89	20,81	6508,46
21,81	6735,17	25,27	6107,05	29,79	5814,79	20,77	6499,87
21,89	6820,61	25,28	6110,47	21,77	6004,93	20,28	6506,97
23,84	6718,21	23,79	6165,86	19,97	6204,61	20,33	6565,34
23,93	6709,00	21,72	6052,46	20,84	6098,72	22,28	6342,88
25,84	6615,22	21,91	6189,50	23,07	6126,02	22,30	6356,86
25,76	6634,00	21,83	6075,30	29,49	5676,35	23,99	6147,60
27,66	6509,53	20,29	6258,21	27,74	5803,80	23,65	5910,85
27,75	6542,70	21,66	6036,89	25,68	5837,37	23,77	5951,28
29,81	6460,56	20,12	6185,09	23,87	5939,47	23,97	6011,10
29,87	6493,52	20,27	6134,10	22,01	6110,12	24,06	6083,65
25,56	6662,63	20,13	6194,66	20,05	6179,56	23,21	6064,59
25,71	6790,66	21,15	6064,45	19,97	6171,65	22,17	6070,11
25,67	6773,92	21,05	6212,13	20,79	6087,10	21,45	6241,52
25,82	6888,64	21,01	6145,98	22,09	6144,13	20,37	6302,95
25,87	6940,25	20,24	6275,84	23,21	6227,99	19,53	6426,54
21,89	7244,70	20,26	6284,64	23,07	6188,08	19,42	6470,22
21,88	7266,12	21,27	6160,74	23,01	6158,98		
17,87	7726,55	22,95	6147,25	24,21	6113,00		
15,90	7991,76	23,12	6281,65	25,26	6139,05		
15,95	8044,88	22,90	6322,68	26,01	6042,39		
19,98	7536,86	24,61	6236,80	26,76	5970,99		
24,05	7190,62	24,51	6114,87	30,21	5963,87		
26,06	7043,63	26,23	6204,29	20,22	6262,48		
22,10	7352,59	26,55	6180,06				
18,09	7747,11	26,30	6208,11				
16,03	7966,98	28,25	6155,10				
20,10	7532,73	27,99	6135,05				
24,06	7143,88	29,85	6113,38				
26,11	7038,46	27,32	6151,93				
22,15	7345,43	23,84	6203,37				
18,14	7734,78	20,68	6463,53				
16,13	8015,76	20,69	6455,93				

Fortsetzung – Experimentelle Daten zur Kondensation am horizontalen Rippenrohr aus Edelstahl bei  $p_{sat} = 1,013$  bar, Wärmestromdichte  $\dot{q}$  in kW/m<sup>2</sup>, äußerer Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{au\beta en}$  in W/(m<sup>2</sup> K)

iso-Propanol		n-Pentan		n-Heptan		iso-Oktan	
$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$
20,15	7537,37	19,50	6478,73				
24,13	7205,46	19,58	6473,21				
26,05	7060,21						
22,10	7389,22						
18,04	7749,78						

**Tabelle A.6:** Experimentelle Daten zur Kondensation am horizontalen Rippenrohr aus Titan bei  $p_{sat} = 1,013$  bar, Wärmestromdichte  $\dot{q}$  in kW/m<sup>2</sup>, äußerer Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{au\beta en}$  in W/(m<sup>2</sup> K)

iso-Propanol		n-Pentan		n-Heptan		iso-Oktan	
$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$
34,06	9734,73	25,27	10163,59	30,17	8632,45	26,20	7978,67
33,83	9725,72	25,55	10316,28	27,71	8774,72	26,21	7975,79
33,98	9702,37	25,00	10051,99	28,09	9196,42	23,94	8300,81
34,12	9795,06	25,50	10249,62	27,77	8978,00	24,16	8367,38
36,34	9807,18	25,38	10313,58	25,33	9137,54	28,80	7835,15
31,70	10153,99	23,19	10506,26	23,22	9372,79	28,59	7811,62
29,08	10148,27	23,07	10494,71	23,04	9484,63	21,59	8458,27
28,89	10098,24	27,67	10069,71	20,54	9787,28	20,22	8610,03
23,80	10216,73	27,56	10088,11	21,83	9561,33	20,08	8565,82
23,79	10355,39	29,42	9967,27	21,76	9666,88	23,58	8022,16
23,82	10292,86	31,22	9810,61	24,30	9304,66	23,80	8195,16
18,70	10765,26	31,77	9845,90	24,24	9317,66	26,07	7883,25
18,78	10790,07	31,23	9662,37	26,58	8966,59	28,78	7892,40
18,60	10772,10	30,28	9721,04	26,42	8798,20	29,75	7808,46
26,45	10360,71	30,12	9640,86	29,05	8719,88	29,84	7860,92
26,40	10434,14	28,22	9814,87	29,20	8818,24	31,27	7870,30
25,31	10504,15	28,49	9859,49	29,52	9083,57	31,27	7679,02
25,22	10608,69	28,57	10099,81	29,49	9090,38	30,65	7448,15
22,84	10880,15	28,59	10063,66	28,21	9140,93	29,56	7547,50
22,87	10916,74	30,20	9763,22	27,81	9025,91	27,50	8029,44
20,18	11314,62	31,02	10077,20	26,97	9226,40	25,13	8000,40
21,42	10924,66	30,94	10022,95	25,61	9278,30	25,24	8022,57
21,67	11002,70	26,54	10209,72	25,81	9382,28	22,73	8415,35
21,62	11224,04	26,66	10207,01	24,44	9427,65	22,96	8431,66
21,74	11148,04	24,19	10401,31	24,41	9404,02	20,36	8957,46
24,19	10691,40	24,03	10279,24	23,17	9718,32	27,47	8006,84

Fortsetzung – Experimentelle Daten zur Kondensation am horizontalen Rippenrohr aus Titan bei  $p_{sat} = 1,013$  bar, Wärmestromdichte  $\dot{q}$  in kW/m<sup>2</sup>, äußerer Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{au\beta en}$  in W/(m<sup>2</sup> K)

iso-Propanol		n-Pentan		n-Heptan		iso-Oktan	
$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$
24,13	10711,41	23,72	9978,16	23,39	9812,33	22,97	8813,02
18,57	10331,96	22,37	10566,41	21,88	9885,44	30,16	8104,17
18,48	10505,04	22,32	10442,93	20,76	10240,41	26,63	8318,90
18,51	10460,83	26,24	10225,77	20,39	9583,58	24,14	8584,56
19,87	10341,56	26,31	10137,18	30,31	8597,48	31,20	7882,63
19,77	10481,76	27,22	9953,49	21,68	9441,29	20,34	8945,98
21,20	10478,02	27,32	10029,13	29,21	8742,95	28,17	7995,78
21,29	10569,54			23,08	9424,07	24,58	8447,56
22,62	10501,56			24,23	9343,08	22,19	8662,19
22,51	10437,02			26,83	9172,28		
23,89	10385,81			25,74	9347,14		
30,45	10202,48						
31,91	10113,36						
31,75	10141,60						
29,20	10298,88						
29,41	10341,28						
28,06	10453,94						
28,08	10477,89						
25,49	10547,44						
25,43	10570,50						
24,12	10604,01						
24,03	10580,07						
21,56	10871,61						
21,43	10866,55						
18,98	10904,85						
18,74	10928,23						
20,16	10820,29						
29,23	10343,93						
22,89	10704,32						
26,82	10611,47						
25,69	10662,63						
18,89	11125,10						

**Tabelle A.7:** Experimentelle Daten zur Kondensation von Wasser am horizontalen Rippenrohr aus Edelstahl bei  $p_{sat} = 1,013$  bar, Wärmestromdichte  $\dot{q}$  in kW/m<sup>2</sup>, äußerer Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{au\beta en}$  in W/(m<sup>2</sup> K)

VA-Rippenrohr		VA-Rippenrohr	
$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$
24,57	11290,48	52,79	8178,20
26,92	10759,18	50,76	8260,48
27,15	10705,93	46,67	8460,12
29,20	10323,67	42,66	8777,78
25,76	10959,97	38,36	8976,03
28,00	10556,14	34,11	9417,64
30,36	9901,68	23,67	11800,47
50,48	8015,29	23,95	11857,72
50,70	8164,20	51,70	8299,00
50,69	8155,41	47,43	8416,89
50,59	8144,48	43,36	8733,57
46,69	8447,08	23,95	11954,66
46,74	8494,26	28,17	10626,56
42,62	8737,73	32,65	9930,74
42,40	8545,11	36,88	9177,29
38,32	8937,68	41,38	8984,49
34,18	9471,56	45,50	8636,00
23,56	11755,79	49,61	8411,61
27,63	10498,79	53,67	8195,16
36,20	9172,86	51,74	8348,47
40,41	8816,40	47,56	8528,48
40,41	8816,40	43,51	8842,79
44,57	8546,12	39,18	9088,67
48,85	8427,55	34,77	9521,94

### A.6.2 Steigerungsfaktoren am Einzelrohr

**Tabelle A.8:** Steigerungsfaktoren bei der Kondensation bei  $p_{sat} = 1,013$  bar an einem horizontalen Rohr aus Baustahl bei  $\dot{q} = 25 \text{ kW/m}^2$

	iso-Propanol	n-Pentan	n-Heptan	iso-Oktan
Glattrohr	0,93	1,02	-	0,93
Rippenrohr (30 fpi)	5,24	4,85	-	8,10
Rippenrohr mit Kerbe	5,36	5,72	6,33	7,78
BRIGGS & ROSE 1994	7,09	7,07	8,18	8,68
KUMAR ET AL. 2002b	8,41	8,44	8,14	7,95
AL-BADRI ET AL. 2013	5,55	5,46	6,47	7,04

**Tabelle A.9:** Steigerungsfaktoren bei der Kondensation bei  $p_{sat} = 1,013$  bar an einem horizontalen Rohr aus Edelstahl bei  $\dot{q} = 25 \text{ kW/m}^2$

	iso-Propanol	n-Pentan	n-Heptan	iso-Oktan	Wasser
Glattrohr	0,96	-	-	-	-
Rippenrohr (30 fpi)	3,33	3,66	3,84	4,90	0,46
Rippenrohr mit Kerbe	-	-	-	-	-
BRIGGS & ROSE 1994	4,72	4,71	4,74	6,75	0,18
KUMAR ET AL. 2002b	8,41	8,44	8,14	7,95	11,29
AL-BADRI ET AL. 2013	3,09	3,40	3,76	4,25	0,07

**Tabelle A.10:** Steigerungsfaktoren bei der Kondensation bei  $p_{sat} = 1,013$  bar an einem horizontalen Rohr aus Titan bei  $\dot{q} = 25 \text{ kW/m}^2$

	iso-Propanol	n-Pentan	n-Heptan	iso-Oktan
Glattrohr	-	-	-	-
Rippenrohr (36 fpi)	5,14	5,66	6,15	7,36
Rippenrohr mit Kerbe	-	-	-	-
BRIGGS & ROSE 1994	4,18	4,60	5,11	6,34
KUMAR ET AL. 2002b	9,79	9,82	9,47	9,25
AL-BADRI ET AL. 2013	4,10	4,55	4,94	6,18

### A.6.3 Äußerer Wärmeübergangskoeffizient am Rohrbündel

**Tabelle A.11:** Experimentelle Daten zur Kondensation von iso-Propanol am Rohrbündel bestehend aus drei untereinander angeordneten Glattrohren aus Baustahl bei  $p_{sat} = 1,013$  bar, Wärmestromdichte  $\dot{q}$  in kW/m<sup>2</sup>, äußerer Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{au\beta en}$  in W/(m<sup>2</sup> K)

Glattrohr 1. Rohrreihe		Glattrohr 2. Rohrreihe		Glattrohr 3. Rohrreihe	
$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$
19,95	1922,14	17,10	1532,73	16,50	1459,05
21,65	1826,05	18,44	1447,31	18,09	1409,18
21,70	1834,36	18,47	1451,66	18,16	1416,75
23,70	1791,70	19,97	1400,02	19,69	1372,59
23,71	1792,01	20,03	1405,15	19,70	1373,31
23,75	1795,36	20,10	1410,85	19,75	1376,66
25,68	1752,27	21,72	1377,65	21,30	1340,58
25,65	1749,51	21,67	1374,15	21,29	1339,91
25,65	1745,16	21,67	1370,37	21,33	1340,51
27,58	1713,52	23,24	1341,78	22,81	1307,47
27,62	1718,87	23,25	1343,95	22,83	1309,79
29,47	1683,58	24,83	1319,10	24,27	1278,01
29,49	1686,03	24,84	1320,06	24,24	1276,79
23,80	1803,81	20,09	1411,81	19,76	1379,92
23,80	1800,76	20,16	1416,57	19,81	1382,23
21,76	1842,49	18,60	1466,20	18,24	1426,43
21,75	1842,14	18,56	1462,64	18,19	1421,80
19,78	1906,86	16,86	1508,62	16,70	1488,33
19,77	1905,44	16,86	1509,34	16,72	1489,83
30,78	1699,01	26,20	1350,45	24,79	1250,45
30,77	1698,90	26,22	1352,90	24,82	1253,04
28,94	1735,49	24,75	1386,83	23,35	1278,48
28,85	1727,26	24,74	1385,96	23,54	1292,48
26,97	1764,11	23,27	1426,04	22,06	1323,23
26,96	1764,78	23,27	1427,37	22,06	1324,35
25,27	1828,28	21,64	1463,12	20,62	1365,71
25,27	1828,12	21,61	1461,12	20,28	1335,14
25,13	1812,25	21,64	1461,77	20,27	1333,27
25,19	1817,87	21,66	1463,23	20,27	1332,58
23,19	1863,02	20,00	1504,65	18,73	1371,59
23,18	1863,11	20,01	1506,56	18,72	1370,82
20,81	1876,60	18,04	1523,15	17,35	1440,14
20,82	1876,86	18,07	1525,17	17,37	1440,42
21,78	1844,69	18,93	1504,02	18,10	1410,53

Fortsetzung – Experimentelle Daten zur Kondensation von iso-Propanol am Rohrbündel bestehend aus drei untereinander angeordneten Glattrohren aus Baustahl bei  $p_{sat} = 1,013$  bar, Wärmestromdichte in  $\dot{q}$  in kW/m<sup>2</sup>, äußerer Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{au\beta en}$  in W/(m<sup>2</sup> K)

Glattrohr 1. Rohrreihe		Glattrohr 2. Rohrreihe		Glattrohr 3. Rohrreihe	
$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$
21,75	1842,14	18,94	1506,51	18,06	1407,03
26,77	1746,63	23,02	1405,85	21,92	1313,22
26,80	1747,84	23,05	1407,56	21,96	1315,28
26,71	1738,39	23,09	1408,87	21,91	1310,24
26,74	1742,60	23,13	1413,24	21,95	1314,82
28,56	1702,63	24,58	1373,51	23,46	1286,91
28,56	1703,05	24,59	1374,43	23,49	1289,35
30,36	1667,99	26,14	1347,24	24,90	1259,74
30,36	1667,99	26,14	1347,24	24,90	1259,74
30,34	1667,18	26,16	1349,09	24,89	1259,95
23,78	1802,22	20,68	1470,45	19,65	1369,17
23,74	1798,87	20,70	1473,07	19,65	1369,75
21,73	1842,78	19,05	1518,21	18,16	1419,66
21,73	1845,37	19,06	1520,61	18,15	1419,56
19,72	1903,91	17,36	1574,75	16,58	1477,03
19,73	1904,25	17,36	1574,94	16,58	1476,09
20,76	1875,85	18,18	1543,08	17,40	1449,14
20,80	1872,76	18,27	1545,80	17,33	1435,83
20,82	1876,58	18,29	1549,17	17,34	1437,83
22,83	1823,84	20,01	1503,03	18,90	1388,08
22,81	1824,31	19,99	1503,14	18,89	1388,78
24,74	1775,63	21,64	1461,18	20,47	1352,08
24,69	1771,74	21,63	1461,41	20,45	1352,02
25,69	1757,39	22,39	1439,34	21,20	1334,03
25,71	1760,07	22,39	1440,92	21,21	1336,17
27,50	1712,16	23,79	1390,11	22,51	1288,90
29,42	1683,10	25,39	1362,86	23,96	1259,61
29,38	1682,62	25,41	1366,62	23,95	1261,32
29,91	1676,98	25,68	1349,41	24,29	1250,64
29,95	1680,78	25,73	1353,79	24,31	1252,37
28,04	1711,10	24,26	1389,22	22,90	1284,09
28,05	1711,98	24,26	1389,43	22,91	1285,47
26,23	1755,10	22,75	1428,55	21,41	1314,72
26,22	1754,34	22,74	1428,18	21,41	1314,58
24,25	1795,11	21,15	1470,89	19,93	1355,80
24,44	1812,77	21,10	1465,18	19,74	1336,96

Fortsetzung – Experimentelle Daten zur Kondensation von iso-Propanol am Rohrbündel bestehend aus drei untereinander angeordneten Glattrohren aus Baustahl bei  $p_{sat} = 1,013$  bar, Wärmestromdichte in  $\dot{q}$  in  $\text{kW}/\text{m}^2$ , äußerer Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{au\beta en}$  in  $\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})$

Glattrohr 1. Rohrreihe		Glattrohr 2. Rohrreihe		Glattrohr 3. Rohrreihe	
$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$
22,37	1850,49	19,58	1522,78	18,19	1376,32
22,35	1844,70	19,51	1513,63	18,27	1383,49
20,43	1917,62	17,82	1568,56	16,71	1434,80

**Tabelle A.12:** Experimentelle Daten zur Kondensation von iso-Propanol am Rohrbündel bestehend aus drei untereinander angeordneten Rippenrohren aus Baustahl bei  $p_{sat} = 1,013$  bar, Wärmestromdichte  $\dot{q}$  in  $\text{kW}/\text{m}^2$ , äußerer Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{au\beta en}$  in  $\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})$

Rippenrohr 1. Rohrreihe		Rippenrohr 2. Rohrreihe		Rippenrohr 3. Rohrreihe	
$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$
29,36	8816,14	28,92	8412,53	29,04	8543,40
27,36	9634,17	26,88	9080,49	26,91	9115,29
24,88	10048,76	24,51	9523,78	24,61	9652,69
22,47	10757,23	21,95	9988,89	22,00	10036,87
19,66	10847,24	19,36	10348,59	19,46	10522,33
19,65	10847,54	19,38	10385,99	19,46	10542,39
22,44	10644,46	22,11	10131,21	22,08	10118,77
25,18	10489,03	24,53	9648,94	24,74	9921,99
27,61	10088,91	27,24	9584,08	27,28	9654,79
30,37	10013,20	29,70	9278,65	29,82	9431,22
32,84	9756,97	32,13	9058,32	32,38	9294,36
31,52	9813,10	30,83	9084,03	31,18	9434,68
30,29	9948,69	29,63	9220,53	29,88	9497,06
29,01	10059,84	28,38	9315,98	28,62	9628,98
27,60	10079,69	27,19	9546,31	27,33	9743,70
26,54	10414,64	25,80	9508,64	26,04	9812,00
25,21	10467,56	24,50	9564,01	24,78	9903,60
23,85	10537,38	23,39	9835,82	23,40	9888,58
22,62	10732,39	22,08	9908,00	22,20	10103,64
21,00	10454,69	20,70	10045,34	20,86	10314,74
19,67	10679,14	19,33	10196,12	19,62	10651,95
19,77	10915,16	19,28	10073,21	19,56	10540,94
21,14	10705,67	20,64	9922,93	20,83	10238,44
22,47	10480,59	21,92	9679,94	22,11	10005,51
23,71	10274,36	23,10	9468,01	23,36	9826,61



Fortsetzung – Experimentelle Daten zur Kondensation von iso-Propanol am Rohrbündel bestehend aus drei untereinander angeordneten Rippenrohren aus Baustahl bei  $p_{sat} = 1,013$  bar, Wärmestromdichte in  $\dot{q}$  in kW/m<sup>2</sup>, äußerer Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{au\beta en}$  in W/(m<sup>2</sup> K)

Rippenrohr 1. Rohrreihe		Rippenrohr 2. Rohrreihe		Rippenrohr 3. Rohrreihe	
$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$
24,94	10019,10	24,34	9280,40	24,72	9771,74
26,00	9728,71	25,52	9134,91	25,79	9445,31
27,26	9556,78	26,73	8931,48	27,15	9405,29
28,58	9502,70	28,01	8868,74	28,43	9341,31
29,85	9392,01	29,25	8788,92	29,64	9209,87
31,05	9236,09	30,43	8650,19	30,90	9096,88
32,30	9166,22	31,57	8524,21	32,09	8982,24
32,24	9122,98	31,52	8482,36	32,09	8980,39
31,04	9263,60	30,37	8618,68	30,89	9113,71
29,70	9328,88	29,09	8706,61	29,56	9191,46
28,43	9452,54	27,82	8799,38	28,23	9265,05
32,08	9048,91	31,41	8453,71	31,99	8952,68
28,34	9364,17	27,74	8727,04	28,18	9222,91
27,14	9516,22	26,54	8868,90	26,94	9338,82
25,88	9688,39	25,21	8962,24	25,59	9404,52
24,60	9774,45	23,93	8981,71	24,40	9575,69
23,29	9887,38	22,60	9034,09	23,01	9549,25
22,00	10016,21	21,34	9119,22	21,68	9635,85
19,26	10222,84	18,82	9463,29	19,21	10196,16
19,24	10176,83	18,74	9362,98	19,17	10109,34
20,56	9997,93	20,03	9201,38	20,43	9850,70
23,13	9573,98	22,59	8907,64	22,99	9473,58
24,52	9571,63	23,78	8726,34	24,35	9418,58
25,69	9308,53	24,36	7938,91	25,36	8982,02
24,63	9665,28	23,43	8310,03	24,47	9517,89
23,42	9966,94	22,30	8532,56	23,17	9657,43
22,10	10125,04	21,02	8621,85	21,92	9897,02
20,62	10107,98	19,88	9003,86	20,60	10148,34
19,19	10188,80	18,60	9144,20	19,24	10354,42
19,20	10243,27	18,52	9098,14	19,26	10434,31
20,58	10100,42	19,92	9079,05	20,65	10291,90
21,92	9976,04	21,10	8796,59	22,00	10163,13
23,34	9967,81	22,30	8651,84	23,38	10116,88
24,63	9775,62	23,67	8639,09	24,72	9986,16
25,92	9735,90	24,93	8602,04	26,00	9922,40
27,29	9644,54	26,10	8386,49	27,29	9747,56

Fortsetzung – Experimentelle Daten zur Kondensation von iso-Propanol am Rohrbündel bestehend aus drei untereinander angeordneten Rippenrohren aus Baustahl bei  $p_{sat} = 1,013$  bar, Wärmestromdichte in  $\dot{q}$  in kW/m<sup>2</sup>, äußerer Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{au\beta en}$  in W/(m<sup>2</sup> K)

Rippenrohr 1. Rohrreihe		Rippenrohr 2. Rohrreihe		Rippenrohr 3. Rohrreihe	
$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$
28,87	9814,11	27,47	8421,47	28,53	9592,63
30,11	9701,27	28,72	8342,33	29,90	9549,32
30,14	9728,39	28,72	8339,20	29,93	9563,21
28,92	9883,49	27,54	8449,58	28,66	9667,36
27,60	9991,36	26,23	8478,95	27,40	9815,17
26,02	9791,08	25,00	8622,48	26,11	9970,00
24,72	9825,90	23,81	8702,62	24,83	10036,79
23,44	9968,86	22,56	8803,38	23,48	10090,58
22,13	10136,01	21,23	8841,61	22,13	10214,24
20,91	10378,47	20,22	9284,50	20,84	10349,24
19,47	10505,86	18,68	9154,83	19,49	10607,81
19,46	10467,20	18,68	9154,91	19,51	10634,21
20,86	10459,08	20,00	9081,38	20,77	10377,41
22,25	10406,19	21,23	8882,44	22,10	10235,99
23,57	10275,64	22,46	8766,34	23,40	10088,05
24,85	10092,61	23,71	8660,14	24,79	10052,01
26,15	10033,08	24,92	8584,04	26,01	9929,10
27,49	9930,72	26,12	8409,65	27,35	9835,13
28,83	9909,59	27,33	8360,81	28,58	9716,23
30,07	9796,62	28,59	8342,26	29,87	9641,19
29,91	9591,75	28,58	8317,10	29,88	9636,06
28,60	9646,39	27,31	8359,88	28,59	9743,59
27,24	9690,73	26,08	8429,56	27,36	9923,58
25,89	9776,77	24,82	8545,19	26,08	10093,93
24,59	9868,11	23,59	8627,36	24,76	10168,93
23,47	10222,00	22,38	8741,78	23,42	10199,34
22,18	10440,53	21,12	8837,55	22,13	10432,42
20,80	10488,21	19,94	9080,07	20,79	10532,04
19,47	10620,44	18,61	9094,49	19,43	10607,87
19,57	10742,24	18,64	9114,90	19,46	10611,97
20,93	10554,93	20,02	9088,44	20,84	10465,74
22,30	10408,54	21,19	8778,38	22,11	10194,68
23,61	10233,63	22,51	8757,34	23,46	10102,33
24,87	10004,25	23,70	8555,31	24,78	9971,53
26,20	9935,14	24,92	8488,58	26,06	9866,72
27,51	9795,50	26,16	8343,65	27,37	9697,28

Fortsetzung – Experimentelle Daten zur Kondensation von iso-Propanol am Rohrbündel bestehend aus drei untereinander angeordneten Rippenrohren aus Baustahl bei  $p_{sat} = 1,013$  bar, Wärmestromdichte in  $\dot{q}$  in kW/m<sup>2</sup>, äußerer Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{au\beta en}$  in W/(m<sup>2</sup> K)

Rippenrohr 1. Rohrreihe		Rippenrohr 2. Rohrreihe		Rippenrohr 3. Rohrreihe	
$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$
28,60	9553,71	27,37	8256,75	28,63	9606,56
29,91	9453,85	28,58	8153,04	29,91	9469,63
29,89	9453,55	28,53	8128,81	29,82	9414,29
28,61	9565,87	27,37	8249,74	28,59	9550,30
27,33	9633,18	26,12	8297,55	27,33	9641,86
25,94	9708,93	24,83	8401,02	25,95	9724,68
24,66	9823,72	23,65	8524,52	24,71	9881,86
23,49	10066,31	22,42	8637,46	23,36	9950,08
22,24	10270,73	21,14	8703,80	22,09	10124,94
20,88	10448,64	19,93	8946,72	20,75	10310,91
19,51	10634,78	18,56	9017,71	19,40	10509,01
19,47	10542,31	18,55	8986,11	19,37	10454,14
20,80	10403,41	19,86	8930,97	20,69	10305,37
22,19	10308,13	21,08	8707,44	21,96	10058,18
23,47	10096,33	22,34	8607,27	23,30	9930,17
24,75	9926,63	23,52	8453,33	24,64	9871,47
26,01	9832,55	24,76	8430,83	25,93	9845,51
27,37	9734,16	25,99	8271,07	27,25	9682,59
28,56	9588,56	27,22	8212,14	28,48	9555,96
29,76	9426,50	28,41	8115,64	29,80	9489,45
29,77	9442,24	28,37	8098,18	29,75	9460,02
28,70	9690,30	27,26	8234,16	28,44	9511,57
27,38	9764,14	25,99	8274,53	27,23	9673,29
26,07	9857,60	24,84	8469,59	25,94	9824,12
24,80	10016,86	23,62	8564,69	24,67	9891,63
23,56	10206,20	22,31	8591,68	23,35	9987,77
22,20	10317,44	21,03	8651,07	21,98	10079,31
20,81	10344,11	19,86	8862,74	20,67	10203,39
19,48	10526,72	18,57	8986,08	19,40	10459,99
19,46	10485,35	18,52	8917,38	19,39	10461,19
20,83	10296,80	19,84	8792,04	20,72	10223,00
22,18	10100,30	21,10	8599,22	22,06	10025,21
23,42	9933,29	22,28	8478,09	23,27	9810,12
24,59	9691,79	23,50	8340,81	24,67	9790,96
24,59	9691,79	23,50	8340,81	24,67	9790,96
25,85	9560,43	24,69	8232,53	25,86	9568,37

Fortsetzung – Experimentelle Daten zur Kondensation von iso-Propanol am Rohrbündel bestehend aus drei untereinander angeordneten Rippenrohren aus Baustahl bei  $p_{sat} = 1,013$  bar, Wärmestromdichte in  $\dot{q}$  in  $\text{kW}/\text{m}^2$ , äußerer Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{au\beta en}$  in  $\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})$

Rippenrohr 1. Rohrreihe		Rippenrohr 2. Rohrreihe		Rippenrohr 3. Rohrreihe	
$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$
27,12	9400,37	25,87	8072,17	27,19	9445,90
28,44	9366,91	27,18	8076,91	28,46	9417,36
29,68	9250,04	28,26	7912,90	29,66	9264,80
29,72	9263,60	28,29	7915,22	29,67	9259,72
28,46	9399,78	27,19	8095,05	28,51	9469,54
27,07	9450,67	25,87	8130,20	27,08	9474,11
25,79	9524,20	24,64	8217,42	25,82	9579,58
24,50	9628,71	23,44	8304,57	24,62	9769,27
23,32	9884,48	22,20	8431,04	23,23	9826,78
22,07	10084,59	20,98	8556,17	21,95	10002,45
20,71	10228,92	19,74	8745,16	20,65	10237,92

**Tabelle A.13:** Experimentelle Daten zur Kondensation von iso-Propanol am Rohrbündel bestehend aus drei untereinander angeordneten Rippenrohren aus Edelstahl bei  $p_{sat} = 1,013$  bar, Wärmestromdichte  $\dot{q}$  in  $\text{kW}/\text{m}^2$ , äußerer Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{au\beta en}$  in  $\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})$

Rippenrohr 1. Rohrreihe		Rippenrohr 2. Rohrreihe		Rippenrohr 3. Rohrreihe	
$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$
18,59	7231,01	18,29	6951,46	18,31	6921,72
18,67	7370,04	18,37	7078,39	18,40	7070,10
18,67	7394,03	18,38	7117,12	18,47	7176,68
18,61	7219,81	18,46	7091,68	18,47	7084,85
18,69	7323,33	18,55	7191,12	18,59	7234,06
18,77	7402,33	18,57	7204,55	18,60	7221,15
18,77	7355,67	18,59	7171,90	18,57	7128,09
18,75	7386,63	18,58	7231,98	18,60	7239,16
18,76	7361,13	18,60	7215,03	18,63	7222,83
18,69	7385,34	18,95	7811,65	18,63	7327,49
18,69	7423,58	18,94	7844,80	18,63	7374,61
18,71	7457,33	18,91	7815,06	18,62	7379,95
18,68	7453,24	18,89	7828,03	18,56	7350,98
18,71	7459,27	18,89	7786,22	18,58	7330,75
20,54	7058,91	20,84	7412,30	20,46	6948,09
20,70	7152,46	20,59	7023,10	20,71	7169,33
22,63	7008,53	22,50	6881,58	22,67	7059,63

Fortsetzung – Experimentelle Daten zur Kondensation von iso-Propanol am Rohrbündel bestehend aus drei untereinander angeordneten Rippenrohren aus Edelstahl bei  $p_{sat} = 1,013$  bar, Wärmestromdichte in  $\dot{q}$  in kW/m<sup>2</sup>, äußerer Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{au\beta en}$  in W/(m<sup>2</sup> K)

Rippenrohr 1. Rohrreihe		Rippenrohr 2. Rohrreihe		Rippenrohr 3. Rohrreihe	
$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$
22,61	7001,52	22,49	6896,33	22,69	7100,08
24,55	6922,00	24,42	6815,83	24,57	6950,39
25,52	6902,93	25,29	6714,71	25,62	6999,80
25,52	6902,93	25,29	6714,71	25,62	6999,80
25,53	6922,39	25,32	6744,05	25,60	6992,11
21,87	7372,36	21,51	7043,79	21,68	7228,01
21,73	7196,38	21,52	7035,97	21,75	7286,38
19,70	7261,39	19,61	7224,05	19,72	7353,11
20,72	7225,84	20,60	7144,86	20,75	7328,86
21,74	7180,30	21,55	7043,24	21,71	7221,14
22,63	7027,26	22,59	7042,37	22,74	7189,30
23,73	7070,49	23,57	6968,33	23,80	7206,97
24,69	6982,64	24,56	6933,69	24,69	7050,49
25,60	6877,36	25,41	6755,72	25,69	7013,43
24,78	7044,24	24,66	6984,93	24,65	7001,60
23,67	6967,98	23,50	6843,88	23,82	7157,21
22,77	7087,25	22,62	7001,63	22,85	7222,16
21,79	7128,91	21,73	7138,91	21,76	7176,75
20,84	7263,41	20,71	7164,04	20,86	7341,21
19,82	7317,00	19,77	7334,37	19,82	7377,33
18,83	7387,14	18,80	7404,58	18,87	7491,31
19,80	7280,90	19,81	7368,70	19,75	7291,48
23,58	6857,70	23,25	6589,66	23,28	6626,01
22,69	6986,85	22,44	6755,11	22,62	6929,77
21,73	7091,85	21,57	6952,50	21,62	6994,08
20,90	7336,48	20,55	7000,18	20,70	7168,02
19,95	7509,70	19,64	7213,50	19,69	7245,87
18,90	7536,90	18,66	7289,31	18,75	7401,54
18,89	7521,50	18,65	7269,61	18,75	7379,62
19,99	7560,54	19,71	7273,85	19,69	7241,02
20,93	7364,14	20,64	7081,15	20,75	7209,09
21,92	7282,37	21,64	7039,27	21,63	7048,82
22,76	7078,52	22,55	6881,93	22,78	7123,20
23,79	7038,14	23,60	6863,19	23,76	7018,67
24,76	6967,86	24,52	6760,32	24,75	6976,96
25,57	6803,89	25,47	6702,67	25,67	6877,29

Fortsetzung – Experimentelle Daten zur Kondensation von iso-Propanol am Rohrbündel bestehend aus drei untereinander angeordneten Rippenrohren aus Edelstahl bei  $p_{sat} = 1,013$  bar, Wärmestromdichte in  $\dot{q}$  in kW/m<sup>2</sup>, äußerer Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{au\beta en}$  in W/(m<sup>2</sup> K)

Rippenrohr 1. Rohrreihe		Rippenrohr 2. Rohrreihe		Rippenrohr 3. Rohrreihe	
$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$
24,73	6919,74	24,50	6727,26	24,77	6967,28
23,86	7079,83	23,62	6861,49	23,72	6956,18
22,88	7104,50	22,65	6895,24	22,78	7046,09
21,77	7093,89	21,73	7014,59	21,82	7127,96
20,74	7102,69	20,68	7042,24	20,78	7153,79
19,82	7276,68	19,64	7080,19	19,85	7309,06
18,77	7299,43	18,77	7281,88	18,83	7350,90
18,77	7300,45	18,76	7262,77	18,82	7343,93
19,80	7257,82	19,72	7153,33	19,74	7187,04
20,72	7081,55	20,68	7033,92	20,76	7132,45
21,82	7114,77	21,69	6969,04	21,81	7114,57
22,84	7077,80	22,63	6876,78	22,80	7062,09
23,80	7028,21	23,57	6812,85	23,70	6936,23
24,65	6870,30	24,43	6678,49	24,63	6863,46
25,48	6757,78	25,44	6678,39	25,59	6811,21
24,67	6905,35	24,43	6700,29	24,65	6899,65
23,77	7025,12	23,55	6821,67	23,67	6933,26
22,75	7083,11	22,55	6889,27	22,73	7074,49
21,83	7202,13	21,70	7064,63	21,69	7068,23
20,74	7160,71	20,67	7078,56	20,77	7186,89
19,80	7358,37	19,68	7228,45	19,73	7270,93
18,73	7316,35	18,72	7291,79	18,77	7349,42
19,79	7333,43	19,65	7175,90	19,77	7294,52
20,74	7177,78	20,66	7081,11	20,76	7201,22
21,81	7202,77	21,71	7100,50	21,64	7048,81

**Tabelle A.14:** Experimentelle Daten zur Kondensation von n-Pentan am Rohrbündel bestehend aus drei untereinander angeordneten Glattrohren aus Baustahl bei  $p_{sat} = 1,013$  bar, Wärmestromdichte  $\dot{q}$  in kW/m<sup>2</sup>, äußerer Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{au\beta en}$  in W/(m<sup>2</sup> K)

Glattrohr 1. Rohrreihe		Glattrohr 2. Rohrreihe		Glattrohr 3. Rohrreihe	
$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$
20,88	1628,31	19,29	1433,80	18,86	1385,16
20,95	1636,48	19,37	1443,06	18,92	1392,28
21,00	1642,59	19,42	1447,30	18,93	1392,77

Fortsetzung – Experimentelle Daten zur Kondensation von n-Pentan am Rohrbündel bestehend aus drei untereinander angeordneten Glattrohren aus Baustahl bei  $p_{sat} = 1,013$  bar, Wärmestromdichte in  $\dot{q}$  in kW/m<sup>2</sup>, äußerer Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{au\beta en}$  in W/(m<sup>2</sup> K)

Glattrohr 1. Rohrreihe		Glattrohr 2. Rohrreihe		Glattrohr 3. Rohrreihe	
$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$
21,02	1644,46	19,50	1455,53	19,00	1399,61
21,07	1651,24	19,50	1456,05	19,03	1402,46
20,21	1661,80	18,72	1467,94	18,30	1416,65
20,60	1651,94	19,09	1459,35	18,67	1410,70
21,10	1655,13	19,49	1455,70	19,05	1405,59
21,57	1657,38	19,83	1446,48	19,42	1399,99
21,92	1642,35	20,23	1442,95	19,86	1402,40
22,47	1651,54	20,63	1440,56	20,26	1399,74
22,87	1645,79	20,99	1433,77	20,69	1401,22
23,33	1647,34	21,35	1428,61	21,03	1394,93
23,71	1639,26	21,72	1423,85	21,39	1390,03
24,18	1642,00	22,09	1420,97	21,78	1388,53
24,39	1617,30	22,53	1423,94	22,24	1393,69
24,31	1620,17	22,42	1420,08	22,13	1387,32
24,03	1579,37	22,10	1381,64	21,83	1355,20
23,85	1606,55	21,87	1398,83	21,66	1376,98
23,56	1623,52	21,60	1411,72	21,37	1388,43
23,22	1636,27	21,26	1420,08	21,01	1393,54
22,77	1636,07	20,92	1428,79	20,69	1403,76
22,39	1645,14	20,56	1435,00	20,27	1403,02
21,88	1639,50	20,19	1440,35	19,89	1406,74
20,78	1618,06	19,31	1435,66	18,91	1392,07
20,52	1646,25	19,00	1451,23	18,61	1407,23
20,21	1662,85	18,84	1481,24	18,38	1425,87
20,68	1662,49	19,16	1466,72	18,85	1430,34
20,71	1667,48	19,23	1476,24	18,85	1431,30
21,22	1670,59	19,68	1476,98	19,26	1429,09
21,64	1665,00	20,00	1464,11	19,62	1421,16
21,72	1674,99	20,04	1470,62	19,56	1415,95
22,10	1665,53	20,47	1470,17	20,02	1420,18
22,60	1669,64	20,83	1462,35	20,40	1415,97
22,99	1660,64	21,22	1459,67	20,85	1419,28
22,96	1656,47	21,22	1458,50	20,91	1424,31
22,95	1655,63	21,23	1459,98	20,93	1426,86
23,42	1657,43	21,65	1459,79	21,29	1421,75
23,85	1656,19	22,04	1456,38	21,70	1421,67

Fortsetzung – Experimentelle Daten zur Kondensation von n-Pentan am Rohrbündel bestehend aus drei untereinander angeordneten Glattrohren aus Baustahl bei  $p_{sat} = 1,013$  bar, Wärmestromdichte in  $\dot{q}$  in  $\text{kW}/\text{m}^2$ , äußerer Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{au\beta en}$  in  $\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})$

Glattrohr 1. Rohrreihe		Glattrohr 2. Rohrreihe		Glattrohr 3. Rohrreihe	
$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$
24,28	1654,12	22,38	1449,43	22,03	1413,29
24,66	1646,58	22,79	1450,16	22,42	1412,14
24,27	1652,71	22,42	1452,96	22,09	1418,94
23,84	1654,53	22,04	1456,27	21,69	1420,49
23,46	1662,06	21,69	1463,96	21,31	1423,42
23,31	1645,41	21,56	1449,92	21,32	1424,27
22,84	1644,46	21,13	1450,63	20,92	1427,81
22,49	1655,82	20,79	1458,11	20,55	1431,87
21,92	1644,98	20,44	1468,30	20,19	1440,52
21,66	1669,25	20,07	1474,52	19,84	1448,26
21,07	1655,54	19,67	1478,61	19,34	1440,28
20,62	1657,71	19,25	1481,72	18,97	1448,05
20,14	1657,36	18,90	1492,71	18,62	1458,64
20,14	1655,94	18,92	1494,32	18,63	1458,21
20,64	1661,42	19,32	1489,10	18,98	1449,36
21,09	1659,96	19,72	1485,15	19,34	1441,61

**Tabelle A.15:** Experimentelle Daten zur Kondensation von n-Pentan am Rohrbündel bestehend aus drei untereinander angeordneten Rippenrohren aus Baustahl bei  $p_{sat} = 1,013$  bar, Wärmestromdichte  $\dot{q}$  in  $\text{kW}/\text{m}^2$ , äußerer Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{au\beta en}$  in  $\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})$

Rippenrohr 1. Rohrreihe		Rippenrohr 2. Rohrreihe		Rippenrohr 3. Rohrreihe	
$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$
23,06	8082,60	23,05	8058,81	22,86	7811,69
23,16	8217,12	23,23	8295,21	22,98	7959,82
23,16	8284,49	23,20	8327,37	22,98	8031,35
25,09	8030,10	25,25	8184,68	24,93	7813,95
25,08	8037,93	25,28	8246,42	24,87	7779,03
26,99	7821,56	27,13	7958,81	26,76	7564,34
28,99	7746,18	29,12	7855,22	28,62	7408,96
28,99	7746,48	29,11	7848,29	28,64	7413,68
27,02	7830,43	27,19	8009,45	26,79	7575,67
25,05	8008,27	25,35	8319,47	24,90	7809,87
23,18	8340,72	23,34	8541,05	22,91	7967,52
27,09	7916,59	27,26	8083,62	26,79	7599,89



Fortsetzung – Experimentelle Daten zur Kondensation von n-Pentan am Rohrbündel bestehend aus drei untereinander angeordneten Rippenrohren aus Baustahl bei  $p_{sat} = 1,013$  bar, Wärmestromdichte in  $\dot{q}$  in kW/m<sup>2</sup>, äußerer Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{au\beta en}$  in W/(m<sup>2</sup> K)

Rippenrohr 1. Rohrreihe		Rippenrohr 2. Rohrreihe		Rippenrohr 3. Rohrreihe	
$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$
27,03	7871,57	27,20	8055,87	26,77	7578,20
29,05	7794,23	29,18	7906,48	28,63	7405,46
29,01	7743,73	29,17	7889,06	28,64	7393,73
26,93	7741,96	27,10	7913,25	26,69	7490,47
26,96	7776,79	27,15	7969,72	26,74	7545,92
25,03	7960,38	25,29	8238,03	24,83	7711,24
23,14	8259,99	23,35	8522,67	22,90	7932,26
21,19	8640,87	21,38	8888,15	20,94	8212,40
19,10	8942,95	19,46	9456,82	18,91	8521,84
20,17	8826,47	20,43	9182,92	19,98	8442,87
20,20	8854,16	20,46	9259,62	20,01	8475,38
22,05	8320,60	22,56	8997,15	22,02	8222,29
22,06	8340,72	22,57	9027,72	22,03	8249,40
24,13	8187,95	24,47	8606,00	23,93	7914,00
24,16	8223,44	24,41	8540,09	23,90	7877,20
26,06	7934,37	26,45	8361,78	25,89	7731,19
26,06	7934,80	26,47	8374,24	25,90	7730,49
19,91	8420,68	20,10	8650,06	19,86	8261,19
20,01	8550,24	20,18	8760,02	19,94	8356,39
20,02	8606,78	20,22	8858,73	19,99	8456,39
20,14	8760,69	20,28	8949,77	20,02	8485,48
22,10	8359,72	22,32	8675,75	22,08	8280,04
24,09	8136,58	24,16	8241,15	23,86	7832,76
24,08	8118,54	24,16	8231,47	23,84	7819,85
23,95	7947,42	24,14	8170,89	23,87	7817,10
23,99	7978,45	24,17	8226,22	23,91	7876,18
25,98	7855,83	26,11	8005,19	25,84	7675,67
26,00	7872,79	26,13	8033,04	25,83	7684,42
22,86	7888,80	22,89	7971,64	22,82	7820,83
22,86	7879,82	23,16	8216,64	22,83	7831,32
20,98	8300,23	21,22	8595,39	20,91	8137,05
18,94	8627,63	19,25	9035,35	18,73	8182,76
19,99	8519,58	20,32	8953,12	19,81	8162,31
21,86	8056,24	22,20	8436,96	21,88	7967,45
23,00	8124,31	23,06	8183,31	22,84	7899,63
23,01	8160,29	23,11	8259,03	22,88	7964,71

Fortsetzung – Experimentelle Daten zur Kondensation von n-Pentan am Rohrbündel bestehend aus drei untereinander angeordneten Rippenrohren aus Baustahl bei  $p_{sat} = 1,013$  bar, Wärmestromdichte in  $\dot{q}$  in kW/m<sup>2</sup>, äußerer Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{au\beta en}$  in W/(m<sup>2</sup> K)

Rippenrohr 1. Rohrreihe		Rippenrohr 2. Rohrreihe		Rippenrohr 3. Rohrreihe	
$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$
24,98	7917,65	25,05	7981,18	24,86	7758,63
26,96	7805,13	27,04	7886,55	26,78	7624,12
28,88	7693,26	28,88	7672,15	28,75	7515,65
29,78	7566,73	29,98	7725,72	29,49	7313,93
27,98	7796,00	28,00	7808,33	27,82	7609,89
28,02	7823,99	28,00	7802,85	27,83	7619,02
25,98	7905,83	26,13	8053,22	25,88	7760,71
24,14	8220,01	24,18	8238,57	23,89	7877,69
21,07	8504,73	21,22	8707,70	21,00	8347,59
19,13	9036,15	19,32	9272,90	19,03	8716,47
23,11	8234,63	23,19	8329,47	23,03	8097,95
23,18	8340,92	23,23	8399,74	23,06	8153,58
23,16	8341,44	23,20	8384,85	23,04	8153,53
24,98	7952,89	25,12	8111,05	24,98	7913,33
27,04	7872,69	27,11	7943,48	26,98	7772,19
28,94	7733,73	29,01	7791,13	28,81	7572,50
29,76	7553,57	29,99	7742,79	29,70	7465,44
29,76	7559,08	29,99	7751,40	29,68	7459,26
28,02	7806,71	28,03	7822,65	27,93	7690,32
26,02	7920,22	26,18	8100,88	26,00	7858,96
24,18	8271,07	24,21	8295,02	23,96	7977,80
22,06	8368,90	22,24	8584,31	22,14	8381,65
23,13	8262,81	23,12	8267,44	23,03	8121,29
23,22	8385,58	23,18	8352,87	23,10	8208,71
21,17	8612,85	21,21	8685,56	21,13	8523,26
19,24	9156,66	19,35	9331,92	19,10	8829,27
20,23	8938,07	20,21	8877,93	20,13	8708,37
22,20	8489,37	22,23	8561,92	22,19	8443,35
24,18	8219,46	24,21	8250,54	24,03	8024,34

**Tabelle A.16:** Experimentelle Daten zur Kondensation von iso-Oktan am Rohrbündel bestehend aus drei untereinander angeordneten Glattrohren aus Baustahl bei  $p_{sat} = 1,013$  bar, Wärmestromdichte  $\dot{q}$  in kW/m<sup>2</sup>, äußerer Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{au\beta en}$  in W/(m<sup>2</sup> K)

Glattrohr 1. Rohrreihe		Glattrohr 2. Rohrreihe		Glattrohr 3. Rohrreihe	
$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$
24,44	1171,55	21,91	1014,11	20,88	959,26
24,43	1171,23	21,89	1013,59	20,89	960,24
24,09	1177,56	21,53	1016,23	20,63	966,59
24,09	1178,21	21,51	1014,95	20,61	966,15
23,39	1186,96	20,67	1010,35	20,05	975,14
23,30	1185,48	20,61	1010,70	20,02	976,52
22,56	1198,02	19,74	1007,63	19,30	980,93
22,54	1196,93	19,70	1005,30	19,27	979,30
21,82	1210,44	18,98	1010,93	18,72	993,90
21,84	1211,16	18,98	1010,10	18,72	993,49
21,11	1224,40	18,02	999,05	18,05	1001,21
20,87	1207,60	18,00	998,83	18,09	1004,22
20,16	1224,55	17,34	1009,14	17,37	1011,33
20,21	1226,03	17,41	1012,25	17,40	1011,03
19,09	1211,08	16,67	1017,74	16,71	1020,68
19,13	1214,22	16,66	1017,32	16,68	1018,61
19,78	1230,53	16,98	1011,28	17,06	1016,38
20,15	1222,47	17,39	1011,44	17,43	1013,33
20,55	1216,96	17,71	1005,51	17,67	1002,56
20,96	1211,60	18,09	1003,27	18,04	999,31
21,29	1202,65	18,48	1002,76	18,32	992,26
21,69	1198,40	18,88	1002,59	18,69	990,41
22,04	1191,53	19,31	1005,07	19,01	986,36
22,43	1186,09	19,72	1004,34	19,33	981,05
22,82	1181,97	20,13	1004,96	19,63	975,64
23,16	1174,74	20,52	1004,04	20,00	974,64
23,54	1171,68	20,96	1007,06	20,30	970,36
23,93	1167,43	21,42	1009,62	20,65	967,53
24,27	1160,21	21,80	1008,29	20,96	963,42
24,21	1157,23	21,75	1006,02	20,97	964,53
22,83	1130,35	20,25	967,91	19,71	938,73
22,94	1136,60	20,32	971,67	19,82	944,24
23,00	1140,64	20,36	974,03	19,85	946,22
22,70	1148,86	20,02	976,26	19,52	948,10
22,38	1155,92	19,62	976,13	19,28	956,54
22,04	1162,50	19,13	969,71	18,93	958,34

Fortsetzung – Experimentelle Daten zur Kondensation von iso-Oktan am Rohrbündel bestehend aus drei untereinander angeordneten Glattrohren aus Baustahl bei  $p_{sat} = 1,013$  bar, Wärmestromdichte in  $\dot{q}$  in kW/m<sup>2</sup>, äußerer Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{au\beta en}$  in W/(m<sup>2</sup> K)

Glattrohr 1. Rohrreihe		Glattrohr 2. Rohrreihe		Glattrohr 3. Rohrreihe	
$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$
21,75	1172,47	18,87	977,49	18,73	969,60
21,34	1174,58	18,59	983,32	18,38	969,98
20,98	1180,96	18,09	977,52	18,08	976,63
20,66	1190,42	17,74	979,54	17,80	983,87
20,31	1198,22	17,45	987,00	17,46	987,14
19,94	1204,99	17,13	991,66	17,18	995,14
19,54	1209,49	16,71	989,66	16,89	1002,29
18,97	1202,83	16,40	998,08	16,47	1003,44
19,60	1214,75	16,76	994,19	16,85	1000,51
19,99	1208,95	17,16	994,35	17,18	995,60
20,39	1203,89	17,49	989,77	17,44	986,33
20,78	1199,01	17,85	987,03	17,81	984,01
21,13	1189,80	18,25	986,25	18,14	978,66
21,51	1185,68	18,66	988,00	18,52	979,02
21,87	1179,06	19,10	991,03	18,83	974,45
22,28	1176,02	19,46	988,03	19,14	969,04
22,64	1169,84	19,93	992,47	19,51	968,26
23,01	1165,85	20,30	991,70	19,83	964,76
23,40	1162,04	20,71	991,39	20,13	959,91
23,78	1157,81	21,23	998,12	20,49	958,55
24,17	1153,64	21,61	996,44	20,78	953,01
24,12	1151,91	21,59	996,36	20,78	953,68
23,76	1157,09	21,22	997,87	20,49	958,79
23,35	1159,33	20,77	995,53	20,19	963,39
23,01	1164,23	20,37	994,65	19,90	967,75
22,63	1169,49	19,99	996,40	19,56	971,41
22,32	1178,17	19,52	991,68	19,19	972,31
21,89	1179,98	19,19	995,86	18,92	979,13
21,55	1188,55	18,75	994,10	18,58	983,09
21,11	1189,50	18,33	992,85	18,33	992,51
20,79	1200,06	17,90	990,90	17,96	994,48
20,47	1210,09	17,59	997,32	17,56	994,83
20,07	1214,11	17,24	999,04	17,26	1000,69
19,64	1218,75	16,85	1000,71	16,97	1009,18
19,06	1209,20	16,50	1005,25	16,60	1012,21
19,64	1218,43	16,82	999,16	16,99	1011,23

Fortsetzung – Experimentelle Daten zur Kondensation von iso-Oktan am Rohrbündel bestehend aus drei untereinander angeordneten Glattrohren aus Baustahl bei  $p_{sat} = 1,013$  bar, Wärmestromdichte in  $\dot{q}$  in kW/m<sup>2</sup>, äußerer Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{au\beta en}$  in W/(m<sup>2</sup> K)

Glattrohr 1. Rohrreihe		Glattrohr 2. Rohrreihe		Glattrohr 3. Rohrreihe	
$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$
20,07	1214,78	17,21	997,98	17,25	1000,73
20,44	1207,08	17,57	994,82	17,57	994,75
20,80	1200,46	17,92	991,52	17,92	991,37
21,15	1192,83	18,32	992,53	18,21	984,98
21,54	1188,13	18,70	990,85	18,58	983,30

**Tabelle A.17:** Experimentelle Daten zur Kondensation von iso-Oktan am Rohrbündel bestehend aus drei untereinander angeordneten Rippenrohren aus Baustahl bei  $p_{sat} = 1,013$  bar, Wärmestromdichte  $\dot{q}$  in kW/m<sup>2</sup>, äußerer Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{au\beta en}$  in W/(m<sup>2</sup> K)

Rippenrohr 1. Rohrreihe		Rippenrohr 2. Rohrreihe		Rippenrohr 3. Rohrreihe	
$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$
22,84	10479,32	22,78	10523,95	23,56	11760,00
22,81	10510,25	22,82	10664,72	23,57	11878,72
25,16	9627,90	25,19	9786,84	26,03	10857,98
25,22	9751,00	25,22	9871,68	26,03	10919,57
27,96	9547,39	27,96	9661,36	28,73	10607,71
27,92	9576,34	27,91	9659,08	28,67	10592,03
30,30	9041,53	30,23	9093,92	31,00	9892,29
30,25	9076,70	30,17	9116,79	30,95	9923,67
29,17	9230,09	29,01	9179,48	29,91	10096,34
30,26	8920,06	30,04	8829,09	30,98	9709,42
29,16	9220,64	28,95	9115,21	29,88	10068,60
29,12	9213,88	28,88	9087,01	29,84	10058,27
27,91	9457,45	27,77	9412,11	28,70	10445,49
27,88	9465,48	27,69	9362,54	28,65	10428,73
27,83	9471,78	27,65	9368,95	28,61	10447,58
26,77	9879,27	26,57	9741,72	27,21	10468,27
26,76	9914,11	26,54	9752,48	27,21	10518,02
25,48	10279,77	25,33	10176,51	25,97	11011,82
29,42	8076,31	29,06	7808,72	29,20	7944,64
28,32	8285,30	27,92	7955,17	28,16	8174,62
27,32	8634,00	26,88	8242,65	27,09	8454,42
26,11	8844,81	25,91	8617,57	26,12	8813,53
24,97	9146,85	24,70	8824,66	24,96	9104,38

Fortsetzung – Experimentelle Daten zur Kondensation von iso-Oktan am Rohrbündel bestehend aus drei untereinander angeordneten Rippenrohren aus Baustahl bei  $p_{sat} = 1,013$  bar, Wärmestromdichte in  $\dot{q}$  in kW/m<sup>2</sup>, äußerer Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{au\beta en}$  in W/(m<sup>2</sup> K)

Rippenrohr 1. Rohrreihe		Rippenrohr 2. Rohrreihe		Rippenrohr 3. Rohrreihe	
$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$
23,80	9573,73	23,47	9148,83	23,70	9423,24
22,50	9836,36	22,28	9475,46	22,50	9750,38
21,30	10353,11	21,11	9969,00	21,32	10272,63
20,11	10949,20	19,85	10443,80	20,11	10835,72
20,12	10953,13	19,87	10454,81	20,08	10794,97
21,42	10651,81	21,26	10320,71	21,44	10582,26
22,63	10074,32	22,42	9722,88	22,68	10044,16
23,87	9699,19	23,65	9386,92	23,88	9659,89
25,10	9451,88	24,84	9130,69	25,07	9392,76
26,29	9136,83	26,11	8939,37	26,29	9111,48
27,55	9067,91	27,13	8671,35	27,47	8965,83
28,71	8818,97	28,49	8637,75	28,61	8733,62
29,95	8665,51	29,51	8294,88	29,70	8470,35
29,98	8640,23	29,54	8275,44	29,78	8483,88
28,65	8605,98	28,33	8334,86	28,59	8571,91
28,70	8785,67	28,40	8521,89	28,67	8771,78
27,59	9126,85	27,14	8690,71	27,58	9099,89
27,59	9131,78	27,17	8722,06	27,55	9081,94
26,28	9312,91	26,08	9044,71	26,39	9389,48
26,29	9363,30	26,12	9129,61	26,38	9412,39
25,11	9721,32	24,88	9419,37	25,13	9730,15
25,18	9761,74	24,92	9433,22	25,18	9744,26
24,00	10235,84	23,78	9879,44	24,05	10251,58
23,95	10254,05	23,71	9897,93	23,96	10240,53
22,87	10842,74	22,45	10185,36	22,88	10786,32
22,87	10732,64	22,35	9946,80	22,95	10780,44
21,58	11390,21	21,25	10786,50	21,59	11375,47
20,35	12026,85	20,02	11251,90	20,31	11815,06
20,38	12023,49	20,03	11103,96	20,41	11901,77
21,59	11150,95	21,29	10607,40	21,58	11058,55
22,85	10825,27	22,45	10181,92	22,79	10674,44
24,05	10364,33	23,72	9889,14	23,93	10156,15
25,19	9851,47	24,88	9435,83	25,13	9721,77
26,55	9589,02	26,20	9214,28	26,33	9337,78
27,73	9288,34	27,32	8909,07	27,55	9095,66
28,84	8954,64	28,52	8673,19	28,66	8790,32

Fortsetzung – Experimentelle Daten zur Kondensation von iso-Oktan am Rohrbündel bestehend aus drei untereinander angeordneten Rippenrohren aus Baustahl bei  $p_{sat} = 1,013$  bar, Wärmestromdichte in  $\dot{q}$  in kW/m<sup>2</sup>, äußerer Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{au\beta en}$  in W/(m<sup>2</sup> K)

Rippenrohr 1. Rohrreihe		Rippenrohr 2. Rohrreihe		Rippenrohr 3. Rohrreihe	
$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$
30,17	8851,75	29,68	8469,44	29,79	8562,36
30,15	8857,88	29,72	8518,25	29,80	8582,46
28,93	9049,48	28,61	8770,87	28,71	8847,63
27,86	9389,94	27,45	9000,03	27,62	9131,80
26,59	9627,24	26,30	9304,30	26,39	9375,57
25,40	9986,47	25,09	9565,87	25,27	9754,94
24,05	10198,38	23,92	10061,03	24,00	10131,19
29,57	8099,84	29,12	7841,36	29,15	7818,92
29,56	8148,78	29,02	7808,22	29,24	7914,55
28,40	8370,28	27,99	8100,27	28,17	8180,27
28,41	8456,54	28,00	8186,21	28,20	8284,82
27,27	8668,69	26,83	8338,12	27,15	8554,70
27,25	8617,90	26,86	8323,85	27,12	8498,23
26,01	8856,58	25,77	8682,95	25,94	8761,84
26,03	8957,58	25,75	8746,04	25,92	8831,48
24,82	9232,45	24,51	8971,99	24,75	9138,81
24,84	9276,13	24,48	8967,52	24,76	9183,36
23,64	9769,91	23,47	9576,63	23,62	9716,82
22,40	10044,17	22,28	9800,24	22,46	10041,00
21,22	10580,39	21,15	10429,22	21,26	10581,91
19,97	11129,86	19,87	10860,39	20,07	11233,51
19,98	11111,47	19,87	10816,65	20,07	11186,20
21,20	10400,65	21,18	10333,99	21,36	10592,24
22,39	10202,53	22,31	10022,91	22,46	10228,81
23,57	9709,55	23,55	9660,23	23,65	9761,77
24,93	9478,00	24,74	9274,61	24,81	9348,48
26,11	9091,96	25,91	8915,47	26,06	8994,32
27,29	8887,45	26,97	8638,38	27,23	8797,38
28,42	8634,97	28,05	8381,01	28,37	8583,48
29,71	8454,59	29,25	8169,52	29,56	8356,53
29,75	8486,72	29,28	8192,80	29,56	8356,58
28,62	8687,02	28,26	8452,03	28,45	8551,70
27,40	8973,88	27,01	8669,75	27,34	8888,76
26,30	9339,32	25,95	9041,09	26,14	9150,78
25,03	9532,27	24,68	9211,63	25,00	9468,16
23,84	9933,98	23,51	9597,07	23,73	9765,59

Fortsetzung – Experimentelle Daten zur Kondensation von iso-Oktan am Rohrbündel bestehend aus drei untereinander angeordneten Rippenrohren aus Baustahl bei  $p_{sat} = 1,013$  bar, Wärmestromdichte in  $\dot{q}$  in kW/m<sup>2</sup>, äußerer Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{au\beta en}$  in W/(m<sup>2</sup> K)

Rippenrohr 1. Rohrreihe		Rippenrohr 2. Rohrreihe		Rippenrohr 3. Rohrreihe	
$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$	$\dot{q}$	$\alpha_{au\beta en}$
22,73	10389,47	22,57	10136,73	22,64	10228,19
21,44	11024,04	21,30	10792,94	21,44	10979,14
20,20	11516,46	20,08	11202,96	20,25	11483,44
20,15	11379,75	20,07	11119,88	20,26	11443,51
21,43	10854,44	21,32	10678,68	21,43	10799,35



# Literatur

ADAMEK 1981

ADAMEK, T.: *Bestimmung der Kondensationsgrößen auf feingewellten Oberflächen zur Auslegung optimaler Wandprofile*. Wärme- und Stoffübertragung 15 (1981), S. 255–270.

ADAMEK 1985

ADAMEK, T.: *Rechenmodell der Filmkondensation an engberippten Kondensatorrohren*. Wärme- und Stoffübertragung (1985), S. 145–157.

AL-BADRI ET AL. 2013

AL-BADRI, A. R. ; GEBAUER, T. ; LEIPERTZ, A. ; FRÖBA, A. P.: *Element by Element Prediction Model for Condensation Heat Transfer on a Horizontal Integral Finned Tube*. International Journal of Heat and Mass Transfer 62 (2013), S. 463–472.

BAEHR & KABELAC 2006

BAEHR, H. D. ; KABELAC, S.: *Thermodynamik: Grundlagen und technische Anwendung*. 13. Auflage. Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York, 2006.

BAEHR & STEPHAN 2004

BAEHR, H. D. ; STEPHAN, K.: *Wärme- und Stoffübertragung*. 4. Auflage. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2004.

BEATTY & KATZ 1948

BEATTY, K. O. ; KATZ, D. L.: *Condensation of Vapors on Outside of Finned Tubes*. Chemical Engineering Progress 44 (1948), S. 55–70.

BEJAN & KRAUS 2003

BEJAN, A. ; KRAUS, A. D.: *Heat Transfer Handbook*. 1. John Wiley & Sons, 2003.

BELGHAZI ET AL. 2002a

BELGHAZI, M. ; BONTEMPS, A. ; MARVILLET, C.: *Condensation Heat Transfer on Enhanced Surface Tubes: Experimental Results and Predictive Theory*. Journal of Heat Transfer 124.4 (2002), S. 754–761.

BELGHAZI ET AL. 2002b

BELGHAZI, M. ; BONTEMPS, A. ; MARVILLET, C.: *Filmwise Condensation of a Pure Fluid and a Binary Mixture in a Bundle of Enhanced Surface Tubes*. International Journal of Thermal Sciences 41 (2002), S. 631–638.

BELGHAZI ET AL. 2003

BELGHAZI, M. ; BONTEMPS, A. ; MARVILLET, C.: *Experimental Study of Modelling of Heat Transfer during Condensation of Pure Fluid and Binary Mixture on a Bundle of Horizontal Finned Tubes*. International Journal of Refrigeration 26 (2003), S. 214–223.

BELGHAZI ET AL. 2001

BELGHAZI, M. ; BONTEMPS, A. ; SIGNE, J. C. ; MARVILLET, C.: *Condensation Heat Transfer of a Pure Fluid and Binary Mixture Outside a Bundle of Smooth Horizontal Tubes. Comparison of Experimental Results and a Classical Model*. International Journal of Refrigeration 24 (2001), S. 841–855.

BLASS 1973

BLASS, E.: *Die Kondensation von binären Dampfgemischen*. Chemie Ingenieur Technik 45.13 (1973), S. 865–872.

BOUCHER & ALVES 1959

BOUCHER, D. F. ; ALVES, G. E.: *Dimensionless Numbers*. Chemical Engineering Process 55.9 (1959), S. 55–64.

BRIGGS 2008

BRIGGS, A.: *Theoretical and Experimental Studies in Shell-Side condensation*. HEFAT 2008 (2008).

BRIGGS ET AL. 1995

BRIGGS, A. ; HUANG, X. S. ; ROSE, J. W.: *An Experimental Investigation of Condensation on Integral-Fin Tubes: Effect of Fin Thickness, Height and Thermal Conductivity*. Proceedings of the 30th 1995 National Heat Transfer Conference. Basic Aspects of Two Phase Flow and Heat Transfer. Hrsg. von DHIR, V. K. 308. ASME. 1995, S. 21–29.

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 37.1 (1994), S. 457–463.

BRIGGS & ROSE 1995

BRIGGS, A. ; ROSE, J. W.: *Condensation Performance of some Commercial Integral Fin Tubes with Steam and CFC113*. Experimental Heat Transfer 8 (1995), S. 131–143.

BRIGGS & ROSE 1999

BRIGGS, A. ; ROSE, J. W.: *An Evaluation of Models for Condensation Heat Transfer on Low-Finned Tubes*. Enhanced Heat Transfer 6 (1999), S. 51–60.

BRIGGS ET AL. 1992

BRIGGS, A. ; WEN, X.-L. ; ROSE, J. W.: *Accurate Heat Transfer Measurements for Condensation on Horizontal, Integral-Fin Tubes*. Journal of Heat Transfer 114.3 (1992), S. 719–726.

BROWER 1985

BROWER, S. K.: *The Effects of Condensate Inundation on Steam Condensation Heat Transfer in a Tube Bundle*. Magisterarb. Monterey, C.A.: Naval Postgraduate School, 1985.

BROWNE & BANSAL 1999

BROWNE, M. W. ; BANSAL, P. K.: *An Overview of Condensation Heat Transfer on Horizontal Tube Bundles*. Applied Thermal Engineering 19.6 (1999), S. 565–594.

BÜCHNER ET AL. 2015a

BÜCHNER, A. ; REIF, A. ; REHFELDT, S. ; KLEIN, H.: *Problematik einheitlicher Betrachtungen des Wärmedurchgangs bei der Kondensation an strukturierten Rohren*. Chemie Ingenieur Technik 87.00 (2015), S. 1–6.

BÜCHNER ET AL. 2015b

BÜCHNER, A. ; REIF, A. ; REHFELDT, S. ; KLEIN, H.: *Untersuchung der Kondensation von Reinstoffen an einem horizontalen berippten Rohrbündel*. Chemie Ingenieur Technik 87.3 (2015), S. 270–279.

CAVALLINI ET AL. 1986

CAVALLINI, A. ; FRIZZERIN, S. ; ROSSETTO, L.: *Condensation of R-11 Vapor Flowing Downward Outside a Horizontal Tube Bundle*. Proceedings of the 8th International Heat Transfer Conference. 1986, S. 1707–1712.

CHENG & WANG 1994

CHENG, W. Y. ; WANG, C. C.: *Condensation of R-134a on Enhanced Tubes*. American Society of Heating, Refrigerating und Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, GA (United States), 1994.

DIN EN 12449 2015

DIN EN 12449: *Kupfer und Kupferlegierungen - Nahtlose Rundrohre zur allgemeinen Verwendung*. DIN Deutsches Institut für Normung e. V., Nov. 2015.

DIN EN 12735-2 2015

DIN EN 12735-2: *Kupfer und Kupferlegierungen – Nahtlose Rundrohre für die Kälte- und Klimatechnik – Teil 2: Rohre für Apparate*. DIN Deutsches Institut für Normung e. V., Nov. 2015.

EISSENBERG 1972

EISSENBERG, D. M.: *Investigation of the Variables Affecting Steam Condensation on the Outside of a Horizontal Tube Bundle*. Diss. University of Tennessee, Knoxville, 1972.

FERNÁNDEZ-SEARA ET AL. 2010

FERNÁNDEZ-SEARA, J. ; UHÍA, F. J. ; DIZ, R. ; DOPAZO, A.: *Condensation of R-134a on Horizontal Integral-Fin Titanium Tubes*. Applied Thermal Engineering 30 (2010), S. 295–301.

FOURIER 1822

FOURIER, J. B.: *Théorie Analytique de la Chaleur*. Paris: Diot, F., 1822.

GEBAUER ET AL. 2013

GEBAUER, T. ; AL-BADRI, A. R. ; GOTTERBARM, A. ; EL HAJAL, J. ; LEIPERTZ, A. ; FRÖBA, A. P.: *Condensation Heat Transfer on Single Horizontal Smooth and Finned Tubes and Tube Bundles for R134a and Propane*. International Journal of Heat and Mass Transfer 56 (2013), S. 516–524.

GEBAUER ET AL. 2011

GEBAUER, T. ; LEIPERTZ, A. ; FRÖBA, A. P. ; GOTTERBARM, A. ; EL HAJAL, J. ; BEUTLER, A.: *Kondensatseitiger Wärmeübergang am Einzelrohr und im Rohrbündel beim Einsatz von Standard- und Hochleistungsrippenrohren mit R134a*. KI Kälte-Luft-Klima (Aug. 2011), S. 30–36.

GNIELINSKI 2012

GNIELINSKI, V.: *Zur Berechnung der Wärmeübertragung im einphasig durchströmten Rohr, Vortrag*. Fachausschuss Wärme- und Stoffübertragung, Weimar. 2012.

GNIELINSKI 2013

GNIELINSKI, V.: *On Heat Transfer in Tubes*. International Journal of Heat and Mass Transfer 63 (2013), S. 134–140.

GOGONIN & DOROKHOV 1981

GOGONIN, I. I. ; DOROKHOV, A. R.: *Enhancement of Heat Transfer in Horizontal Shell-and-Tube Condensers*. Heat Transfer-Soviet Research 13.3 (1981), S. 119–126.

GREGORIG 1954

GREGORIG, R.: *Hautkondensation an feingewellten Oberflächen bei Berücksichtigung der Oberflächenspannungen*. Zeitschrift für angewandte mathematische Physik 5 (1954), S. 36–49.

GSTOEHL & THOME 2006a

GSTOEHL, D. ; THOME, J. R.: *Film Condensation of R-134a on Tube Arrays with Plain and Enhanced Surface: Part I: Experimental Heat Transfer Coefficients*. Journal of Heat Transfer 128.1 (2006), S. 21–32.

GSTOEHL & THOME 2006b

GSTOEHL, D. ; THOME, J. R.: *Film Condensation of R-134a on Tube Arrays with Plain and Enhanced Surfaces: Part II: Empirical Prediction of Inundation Effects*. Journal of Heat Transfer 128.1 (2006), S. 33–43.

HOLMAN 1989

HOLMAN, J. P.: *Heat Transfer*. McGraw Hill, New York, 1989.

HONDA ET AL. 1989a

HONDA, H. ; FUJII, T. ; UCHIMA, B. ; NOZU, S. ; NAKATA, H.: *Condensation of Downward Flowing R-113 Vapor on Bundles of Horizontal Smooth Tubes*. Heat Transfer-Japanese Research; (USA) 18.6 (1989), S. 31–52.

HONDA ET AL. 1987

HONDA, H. ; NOZU, C. ; TAKEDA, Y.: *Flow Characteristics of Condensate on a Vertical Column of Horizontal Low Finned Tubes*. ASME-JSME Thermal Engineering Joint Conference 1 (1987), S. 517–524.

HONDA & NOZU 1987a

HONDA, H. ; NOZU, S.: *A Generalized Prediction Method for Heat Transfer during Film Condensation on a Horizontal Low Finned Tube*. ASME-JSME Thermal Engineering Joint Conference. 4. 1987, S. 385–392.

HONDA & NOZU 1987b

HONDA, H. ; NOZU, S.: *A Prediction Method for Heat Transfer during Film Condensation on Horizontal Low Integral-Fin Tubes*. Journal of Heat Transfer 109.1 (1987), S. 218–225.

HONDA ET AL. 1983

HONDA, H. ; NOZU, S. ; MITSUMORI, K.: *Augmentation of Condensation on Finned Tubes by Attaching a Porous Drainage Plate*. Proceedings of the ASME-JSME Thermal Engineering Joint Conference. 3. 1983, S. 289–295.

HONDA ET AL. 1989b

HONDA, H. ; NOZU, S. ; TAKEDA, Y.: *A Theoretical Model of Film Condensation in a Bundle of Horizontal Low Finned Tubes*. Journal of Heat Transfer 111.2 (1989), S. 525–532.

HONDA ET AL. 1996

HONDA, H. ; TAKAMATSU, H. ; TAKADA, N. ; MAKISHI, O.: *Condensation of HCFC123 in Bundles of Horizontal Finned Tubes: Effects of Fin Geometry and Tube Arrangement*. International Journal of Refrigeration 19.1 (1996), S. 1–9.

HONDA ET AL. 1991

HONDA, H. ; UCHIMA, B. ; NOZU, S. ; NAKATA, H. ; TORIGOE, E.: *Film Condensation of R-113 on In-Line Bundles of Horizontal Finned Tubes*. Journal of Heat Transfer 113 (1991), S. 479–486.

HONDA ET AL. 1992

HONDA, H. ; UCHIMA, B. ; NOZU, S. ; TORIGOE, E. ; IMAI, S.: *Film condensation of R-113 on Staggered Bundles of Horizontal Finned Tubes*. Journal of Heat Transfer 114.2 (1992), S. 442–449.

JABER & WEBB 1993

JABER, M. H. ; WEBB, R. L.: *Enhanced Tubes for Steam Condensers*. Experimental Heat Transfer 6 (1993), S. 35–54.

JI ET AL. 2014

JI, W.-T. ; ZHAO, C.-Y. ; ZHANG, D.-C. ; LI, Z.-Y. ; HE, Y.-L. ; TAO, W.-Q.: *Condensation of R134a Outside Horizontal Titanium, Cupronickel (B10 and B30), Stainless Steel and Copper Tubes*. International Journal of Heat and Mass Transfer 77 (2014), S. 194–201.

JUNG ET AL. 1999

JUNG, D. ; KIM, C.-B. ; CHO, S. ; SONG, K.: *Condensation Heat Transfer Coefficients of Enhanced Tubes with Alternative Refrigerants for CFC11 and CFC12*. International Journal of Refrigeration 22 (1999), S. 548–557.

KARKHU & BOROVKOV 1971

KARKHU, V. A. ; BOROVKOV, V. P.: *Film Condensation of Vapor at Finely-Finned Horizontal Tubes*. Heat Transfer-Soviet Research 3.2 (1971), S. 183–191.

KATZ & GEIST 1948

KATZ, D. L. ; GEIST, J. M.: *Condensation on Six Finned Tubes in a Vertical Row*. Journal of Heat Transfer 70 (1948), S. 907–914.

KATZ ET AL. 1947

KATZ, D. L. ; HOPE, R. E. ; DATSKO, S. C. ; ROBINSON, D. B.: *Condensation of Freon-12 with Finned Tubes*. Refrigerating Engineering 33 (1947), S. 211–217.

KERN 1958

KERN, K. Q.: *Mathematical Development of Tube Loading in Horizontal Condensers*. AIChE Journal 4.2 (1958), S. 157–160.

KONAKOV 1946

KONAKOV, P. K.: *Eine neue Formel für den Reibungskoeffizienten glatter Rohre (Orig. Russ)*. Berichte der Akademie der Wissenschaften der UdSSR L1.7 (1946), S. 503–506.

KRAUS ET AL. 2002

KRAUS, A. D. ; AZIZ, A. ; WELTY, J.: *Extended Surface Heat Transfer*. John Wiley & Sons, 2002.

KUMAR ET AL. 1998

KUMAR, R. ; VARMA, H. K. ; MOHANTY, B. ; AGRAWAL, K. N.: *Augmentation of Outside Tube Heat Transfer Coefficient during Condensation of Steam over Horizontal Copper Tubes*. International Communications in Heat and Mass Transfer 25 (1998), S. 81–91.

KUMAR ET AL. 2002a

KUMAR, R. ; VARMA, H. K. ; MOHANTY, B. ; AGRAWAL, K. N.: *Augmentation of Heat Transfer during Filmwise Condensation of Steam and R-134a over Single Horizontal Finned Tubes*. International Journal of Heat and Mass Transfer 45 (2002), S. 201–211.

KUMAR ET AL. 2002b

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), S. 111–126.

LAPLACE 1805

LAPLACE, P. S.: *Traité de Mécanique Céleste*. 4. De l'Imprimerie De Crapelet, 1805.

LINSTROM & MALLARD 2001

LINSTROM, P. J. ; MALLARD, W.: *NIST Chemistry Webbook*. National Institute of Standards und Technology Gaithersburg, MD, 2001.

MARTO 1988

MARTO, P. J.: *An Evaluation of Film Condensation on Horizontal Integral-Fin Tubes*. Journal of Heat Transfer 110.4b (1988), S. 1287–1305.

MARTO ET AL. 1988

MARTO, P. J. ; ZEBROWSKI, D. ; WANNIARACHCHI, A. S. ; ROSE, J. W.: *Film Condensation of R-113 on Horizontal Finned Tubes*. ASME symposium, HTD-96, Proceedings of the 1988 national heat transfer conference, 2. 1988, S. 583–592.

MARTO ET AL. 1990

MARTO, P. J. ; ZEBROWSKI, D. ; WANNIARACHCHI, A. S. ; ROSE, J. W.: *An Experimental Study of R-113 Film Condensation on Horizontal Finned Tubes*. Journal of Heat Transfer 112.3 (1990), S. 758–767.

MASUDA & ROSE 1987a

MASUDA, H. ; ROSE, J. W.: *An Experimental Study of Condensation of Refrigerant 113 on Low Integral-Fin Tube*. Heat Transfer and Science Technology. Hrsg. von WANG, B.-X. Washington D. C.: Hemisphere, 1987, S. 480–487.

MASUDA & ROSE 1987b

MASUDA, H. ; ROSE, J. W.: *Static Configuration of Liquid Film on Horizontal Tubes with Low Radial Fins: Implications for Condensation Heat Transfer*. Proceedings of the Royal Society of London A 410 (1987), S. 125–139.

MASUDA & ROSE 1988

MASUDA, H. ; ROSE, J. W.: *Condensation of Ethylene Glycol on Horizontal Integral-Fin Tubes*. Journal of Heat Transfer 110.4a (1988), S. 1019–1022.

MATWEB 2015

MATWEB, L.: *Material Property Data*. MatWeb, Available: <http://www.matweb.com> (2015).

MCNAUGHT 1982

MCNAUGHT, J. M.: *Two-Phase Forced Convection Heat Transfer during Condensation on Horizontal Tube Bundles*. 7th International Heat Transfer Conference. 5. 1982, S. 125–131.

MESCHEDE 2004

MESCHEDE, D.: *Gerthsen Physik*. Springer-Verlag, 2004.

MINKOWYCZ & SPARROW 1966

MINKOWYCZ, W. J. ; SPARROW, E. M.: *Condensation Heat Transfer in the Presence of Noncondensables, Interfacial Resistance, Superheating, Variable Properties, and Diffusion*. International Journal of Heat and Mass Transfer 9 (1966), S. 1125–1144.

MITROVIC 1986

MITROVIC, J.: *Influence of Tube Spacing and Flow Rate on Heat Transfer from a Horizontal Tube to a Falling Liquid Film*. Proceedings of International Journal of Heat and Mass Transfer, San Francisco 4 (1986), S. 1949–1956.

MITROVIC 2005

MITROVIC, J.: *Flow Structures of a Liquid Film Falling on Horizontal Tubes*. Chemical Engineering & Technology 28.6 (2005), S. 684–694.



MITROVIC & GNEITING 1996

MITROVIC, J.; GNEITING, R.: *Kondensation von Dampfgemischen-Teil 1*. Forschung in Ingenieurwesen 62.1 (1996), S. 1–10.

MURASE ET AL. 2006

MURASE, T.; WANG, H. S.; ROSE, J. W.: *Effect of Inundation for Condensation of Steam on Smooth and Enhanced Condenser Tubes*. International Journal of Heat and Mass Transfer 49 (2006), S. 3180–3189.

MURATA & HASHIZUME 1992

MURATA, K.; HASHIZUME, K.: *Prediction of Condensation Heat Transfer Coefficient in Horizontal Integral-Fin Tube Bundles*. Experimental Heat Transfer 5 (1992), S. 115–130.

NUSSELT 1916

NUSSELT, W.: *Die Oberflächenkondensation des Wasserdampfes*. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure Band 60.27 (1916), S. 541–546, 569–575.

PEARSON & WITHERS 1969

PEARSON, J. F.; WITHERS, J. G.: *New Finned Tube Configuration improves Refrigerant Condensing*. ASHRAE J 11.6 (1969), S. 77–82.

POLIFKE & KOPITZ 2005

POLIFKE, W.; KOPITZ, J.: *Wärmeübertragung*. Pearson Studium, 2005.

PRANDTL 1905

PRANDTL, L.: *Verhandlungen des dritten internationalen Mathematiker-Kongresses*. Krazer, A., Teubner Leipzig, 1905.

REIF ET AL. 2015

REIF, A.; BÜCHNER, A.; REHFELDT, S.; KLEIN, H.: *Äußerer Wärmeübergangskoeffizient bei der Kondensation von Reinstoffen an einem horizontalen Rippenrohr*. Chemie Ingenieur Technik 87.3 (2015), S. 260–269.

ROSE 1988

ROSE, J. W.: *Fundamentals of Condensation Heat Transfer: Laminar Film Condensation*. The Japan Society of Mechanical Engineers International Journal 31.3 (1988), S. 357–375.

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 37.5 (1994), S. 865–875.

ROSE 2004

ROSE, J. W.: *Surface Tension Effects and Enhancement of Condensation Heat Transfer*. Trans IChemE, Part A, Chemical Engineering Research and Design 82.A4 (2004), S. 419–429.

RUDY & WEBB 1983

RUDY, T. M.; WEBB, R. L.: *Theoretical Model for Condensation on Horizontal Integral-Fin Tubes*. Heat Transfer Conference AIChE Symp. Ser. 79. New York, 1983, S. 11–18.

SCHMIDT 2013

SCHMIDT, K. G.: *M1: Wärmeübergang an berippten Rohren*. VDI-Wärmeatlas. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2013.

SCHRADER 1966

SCHRADER, H.: *Einfluß von Inertgasen auf den Wärmeübergang, bei der Kondensation von Dämpfen*. Chemie Ingenieur Technik 38.10 (1966), S. 1091–1094.

SHEKRILADZE & GOMELAURI 1966

SHEKRILADZE, I. G.; GOMELAURI, V. I.: *Theoretical Study of Laminar Film Condensation of Flowing Vapour*. International Journal of Heat and Mass Transfer 9.6 (1966), S. 581–591.

SINGH ET AL. 2001

SINGH, S. K.; KUMAR, R.; MOHANTY, B.: *Heat Transfer during Condensation of Steam over a Vertical Grid of Horizontal Integral-Fin Copper Tubes*. Applied Thermal Engineering 21.7 (2001), S. 717–730.

SMIRNOV & LUKANOV 1972

SMIRNOV, G. F.; LUKANOV, I. I.: *Study of Heat Transfer from Freon-11 Condensing on a Bundle of Finned Tubes*. Heat Transfer - Soviet Research 4.3 (1972), S. 51–56.

STEPHAN 2013

STEPHAN, P.: *B1: Wärme und verschiedene Arten der Wärmeübertragung*. VDI-Wärmeatlas. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2013.

STEPHAN ET AL. 2006

STEPHAN, P.; SCHABER, K.; STEPHAN, K.; MAYINGER, F.: *Thermodynamik, Band 1: Einstoffsysteme*. 16. Auflage. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2006.

STICHLMAIR 1990

STICHLMAIR, J.: *Kennzahlen und Ähnlichkeitsgesetze im Ingenieurwesen*. Altos-Verlag Doris Stichtlmair Essen, 1990.

SUKHATME ET AL. 1990

SUKHATME, S. P. ; JAGADISH, B. S. ; PRABHAKARAN, P.: *Film Condensation of R-11 Vapor on Single Horizontal Enhanced Condenser Tubes*. Journal of Heat Transfer 112.1 (1990), S. 229–234.

ULLRICH & BODMER 2013

ULLRICH, C. ; BODMER, T.: *D6.1: Metalle und Metalllegierungen. VDI-Wärmeatlas*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2013.

WANNIARACHCHI ET AL. 1986

WANNIARACHCHI, A. S. ; MARTO, P. J. ; ROSE, J. W.: *Film Condensation of Steam on Horizontal Finned Tubes: Effect of Fin Spacing*. Journal of Heat Transfer 108.4 (1986), S. 960–966.

WEBB 1988

WEBB, R. L.: *Enhancement of Film Condensation*. International Communications in Heat and Mass Transfer 15 (1988), S. 475–507.

WEBB & MURAWSKI 1990

WEBB, R. L. ; MURAWSKI, C. G.: *Row Effect for R-11 Condensation on Enhanced Tubes*. Journal of Heat Transfer 112.3 (1990), S. 768–776.

WIELAND 2015

WIELAND: *Produktkatalog: Niedrigberippte Rohre GEWA-K und GEWA-KS*. Wieland-Werke AG, 2015.

YAU ET AL. 1985

YAU, K. K. ; COOPER, J. R. ; ROSE, J. W.: *Effect of Fin Spacing on the Performance of Horizontal Integral-Fin Condenser Tubes*. Journal of Heat Transfer 107.2 (1985), S. 377–383.

YOUNG 1805

YOUNG, T.: *An Essay on the Cohesion of Fluids*. Philosophical Transactions of the Royal Society of London 95 (1805), S. 65–87.